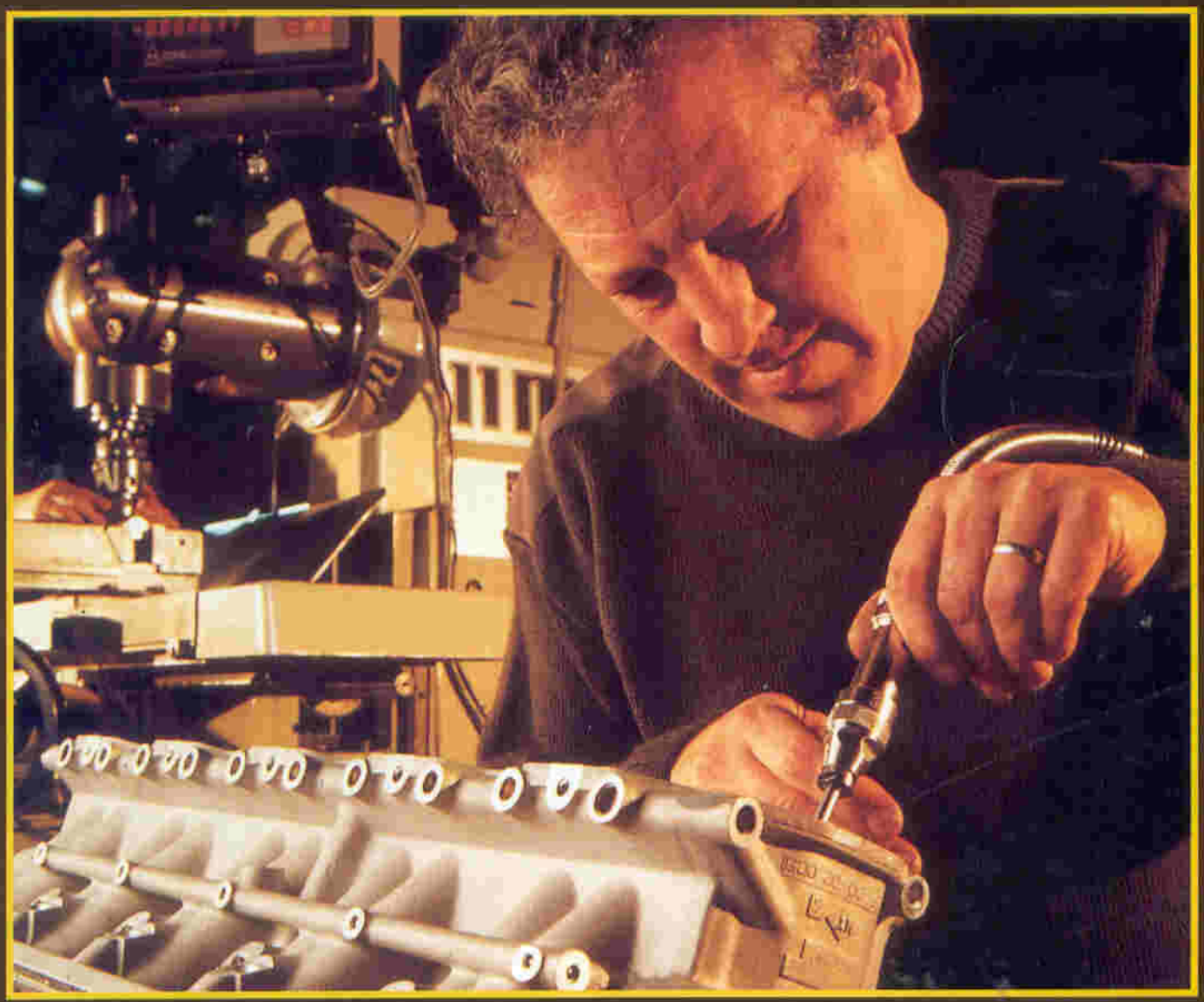
Auto Savoir

LA PRÉPARATION DES MOTEURS



E-T-A-I

Patrick Michel

SOMMAIRE

	Pages
Avant-propos	4
Le moteur « 4 temps » - Théorie et réalité	7
1. Cycle théorique	7
2. Quelques notions de thermo	8
3. Cycle réel	9
4. Le rendement	10
Améliorer le rendement	11
Puissance et couple	14
Puissance - cylindrée - PME - régime	18
AUGMENTER LA CYLINDRÉE	20
1. Augmenter l'alésage	20
2. Augmenter la course	25
AUGMENTER LE RÉGIME	31
1. Améliorer le remplissage	31
2. Réduire les masses en mouvement	32
3. Améliorer le mécanisme de commande des soupapes	49
4. Diminuer les frottements	56
5. La lubrification	63
6. Le refroidissement et l'entraînement des accessoires	66
AUGMENTER LA PME	69
1. Le remplissage	70
1.1. Les conduits de culasse et les soupapes	75
1.2. Les culasses multi-soupapes	84
1.3. Les tubulures d'admission	87
* Les phénomènes vibratoires à l'admission	94
1.4. Le système d'alimentation	100

Pages

A. Alimentation par carburateurs ... 101

B. Alimentation par injection ... 109

— Injection Kugelfisher ... 113
— Injection Lucas ... 115
— Injection K/KE Jetronic Bosch ... 116
— Injection L/LE Jetronic Bosch ... 120
— Injection numérique cartographique ... 123

1.5. L'arbre à cames et les diagrammes de distribution ... 128

1.6. L'échappement ... 146

1.7. La suralimentation ... 155

A. Le compresseur volumétrique « Roots » ... 156

B. Le turbocompresseur ... 159

a. Le temps de réponse ... 162
b. La régulation de la pression de suralimentation ... 164
c. Le couplage compresseur turbine ... 166
d. Le refroidissement de l'air d'admission ... 169
e. Turbocompresseur et système d'alimentation ... 171
f. Transformation d'un moteur « atmo » en moteur « turbo » ... 175
g. La préparation des moteurs « turbo » ... 175
h. La préparation du turbo lui-même ... 176

2. Augmenter le rapport volumétrique ... 184

2.1. Le rabotage de la culasse ... 185

2.2. L'usinage du bloc ... 186

2.3. Les pistons surélevés ... 186

3. La combustion ... 188

3.1. L'énergie d'inflammation ... 188

3.2. La chambre de combustion ... 188

3.3. Turbulence et homogénéité du mélange ... 190

3.4. Position de la bougie et double allumage ... 192

3.5. Le système d'allumage ... 193

A. L'allumage conventionnel ... 194
B. L'allumage électronique ... 197
C. Les bougies ... 204

LA PRÉPARATION DES MOTEURS 4 TEMPS

AVANT-PROPOS

« 1883 : l'ingénieur allemand Gottlieb Daimler vient de mettre au point le premier moteur à combustion interne, fonctionnant sans source extérieure de gaz. Le carburant qu'il utilise n'est autre que de la benzine achetée chez l'épicier du coin et un système d'allumage inédit par brûleur permet à son monocylindre d'atteindre la vitesse inouïe de 900 tr/mn... ».

Les travaux du Français Alphonse Beau de Rochas (brevet du moteur à piston à cycle thermodynamique, 1862), puis de l'Allemand Nicolas Otto (première mise en application sur monocylindre, 1876) venaient de se concrétiser en la forme d'une machine à pétrole qui supplanterait rapidement celle à vapeur, et qui jamais ne devait déclencher chez l'homme, autant d'enthousiasme, de frénésie, de fanatisme.

Pendant plus de cent années, l'homme s'évertuera, avec forte passion (quoique plus émoussée aujourd'hui...) à peaufiner une machine qui ne sera jamais parfaite, refusant de croire que son rendement puisse être si mauvais ! Car il est tout de même étonnant qu'aujourd'hui, on ait encore rien trouvé de mieux, pour mouvoir nos automobiles modernes, que d'utiliser ce devenu antique moteur à piston et manivelle.

Objet d'un acharnement sans pareil, source d'une imagination débordante plus ou moins bien contrôlée, cette mécanique au comportement obscur ne dévoilera pourtant pas, au bout d'un siècle d'efforts méritoires, la totalité de ses mystères. Même si tous les moyens furent bons pour tenter d'accroître ses performances. Même si dorénavant on en perçoit mieux ses limites...

L'esprit de compétition aidant, chaque grande épreuve sportive amena sa moisson d'enseignements techniques.

A grand renfort de pétrole, la passion flirtant parfois avec la folie, l'automobile du début du siècle connut l'ère des monstres : 13, 15, 18 litres (Panhard-Levassor) de cylindrée ! Mais ce que l'on pensait gagner en cylindrée, on le perdait dans les énormes masses à mouvoir, et dans l'étendue des surfaces de frottement. La course automobile amenait le progrès, le progrès appelait une réglementation. Celle-ci limiterait les extravagances... comme elle en créerait d'autres ! Mais c'est tout de même grâce ou malgré elle que le moteur à combustion acquit ses chevaux de noblesse.

On comprit que le poids, c'était l'ennemi, qu'il fallait fractionner la cylindrée en multipliant les cylindres, mieux utiliser la quantité de carburant parfois limitée en améliorant la combustion, approfondir ses connaissances dans la métallurgie et la qualité des lubrifiants, etc.

Déjà, en 1912, naissaient des distributions à 4 soupapes par cylindre et double arbre à cames en tête (Peugeot, avec un 4 cylindres de 7,6 l), technique tout à fait d'actualité 75 ans plus tard ! Puis le « gavage » des moteurs par compresseur(s) volumétrique(s) montrait combien le remplissage des cylindres avait son importance. Au fil du siècle, ingénieurs ou bricoleurs de génie, avec plus ou moins de réussite, inventèrent toutes les solutions possibles et imaginables pour rendre plus performante cette machine à la thermodynamique si capricieuse, dont l'archaïque système bielle-manivelle avançait en réalité une cinématique bien complexe !

L'allumage par magneto, qui avait depuis belle lurette remplacé le brûleur à tube de platine, s'effaçait devant l'ensemble bobine et distributeur, et l'allumage n'avait plus pour seule fonction de provoquer une étincelle à la bougie. Plus précis et doté de fonctions multiples, le carburateur était devenu un labyrinthe inextricable, et l'injection se faisait fort de le supplanter. On maîtrisait de mieux en mieux les phénomènes vibratoires des colonnes gazeuses, et par conséquent la qualité du remplissage et de la combustion.

Bientôt, le parfait fonctionnement de cette vieillissante machine passait par la gestion instantanée d'une multitude de paramètres, que l'homme se serait senti incapable de domestiquer sans l'aide... de l'électronique.

Aussi, le moteur de série doit-il rendre grâce à la compétition pour l'avoir fait si péniblement mais sûrement évoluer. Aujourd'hui, il devient le cœur d'une complexe centrale thermique et électronique : turbocompresseur, échangeurs multiples, injection et allumage pilotés par microprocesseur... Pourtant, son rendement atteint tout juste le mauvais chiffre de 0,3 !..

Alors !

Alors l'ingénieur poursuivra ses efforts pour améliorer ce chiffre, ne serait-ce que d'un centième de point ! Alors le mécanicien averti, le « sorcier » du village ou le « préparateur » de métier continuera d'exploiter à fond ses recettes ou bidouilles personnelles pour, sinon espérer gagner beaucoup en rendement — il n'en a pas la prétention ni les moyens — accroître les chiffres de puissance et de couple de son moteur, quitte à y laisser en échange quelques litres de carburant.

L'un le fera simplement pour épater

le voisin ou ses admiratrices, l'autre en vue de « taper » la concurrence lors de confrontations sportives...

Parce que c'est inscrit dans les gènes !

L'automobile n'est-elle pas la plus belle conquête de l'homme... après le cheval et la femme ? (euh...)

Mais ne nous leurrons pas. Ce que l'on appelait il y a peu le « gonflage » devient de plus en plus une affaire de spécialistes. La « préparation » d'un moteur revêt désormais un caractère beaucoup plus professionnel, tant l'évolution des moteurs s'est faite plus pointue avec la venue du « tout électronique », tant le peu à gagner demande un investissement financier et matériel important.

Il n'existe plus guère de moteur complètement étranglé, dont l'unique carburateur inversé alimentait péniblement, par l'entremise de tubulures à nœuds, au moins 4 cylindres bien mal équilibrés. Sur ce type de moteur, qui faisait encore la joie des amateurs il n'y a pas 20 ans, il était facile d'augmenter la puissance de 50 % et plus ! A l'évidence, il sera bien plus délicat — et ruineux ! — de glaner des chevaux sur un « 16 soupapes » disposant de l'allumage et de l'injection électroniques...

Toutefois, la production industrielle des moteurs, avec tous les défauts que cela comporte du point de vue fabrication et montage, les critères de coût et de créneau commercial, font que le préparateur en herbe y trouvera toujours son compte, même si les résultats à prévoir seront plus modestes. Mais encore faut-il préciser le cadre ou l'objectif de la préparation envisagée ? S'agit-il d'une préparation libre ou semi-libre (non destinée à la compétition, ou alors dans une catégorie prototype avec limitation de cylindrée), ou d'une préparation réglementée (par exemple type Groupe N ou A, en vue d'une compétition sur route) ?

Si dans les deux cas le travail de préparation repose sur des règles de base identiques, l'approche en est toute différente...

Aussi ce livre se propose-t-il, avec toute la modestie qui caractérise son auteur, d'aborder ces différents cas de figure. Tout d'abord en rappelant les principes fondamentaux de la préparation d'un moteur « 4 temps », en tentant d'expliquer le pourquoi du comment, mais en proposant également quelques directives pratiques.

Essentiellement « pratique » mais pourvu de quelques données théoriques indispensables, ce livre se positionne davantage comme un guide plutôt qu'un manuel.

Puisse-t-il intéresser l'amateur éclairé comme éclairer le néophyte intéressé...

Cet ouvrage ne peut également se prétendre exhaustif. La pagination limitée, la mémoire déficiente de l'auteur, mais surtout le « secret professionnel » qui persiste avec charme chez les préparateurs, en sont la cause !

La philosophie de la préparation change, mais la passion demeure, et la magie du coup de lime continue heureusement de fleurir dans les esprits...

Mise en garde ...

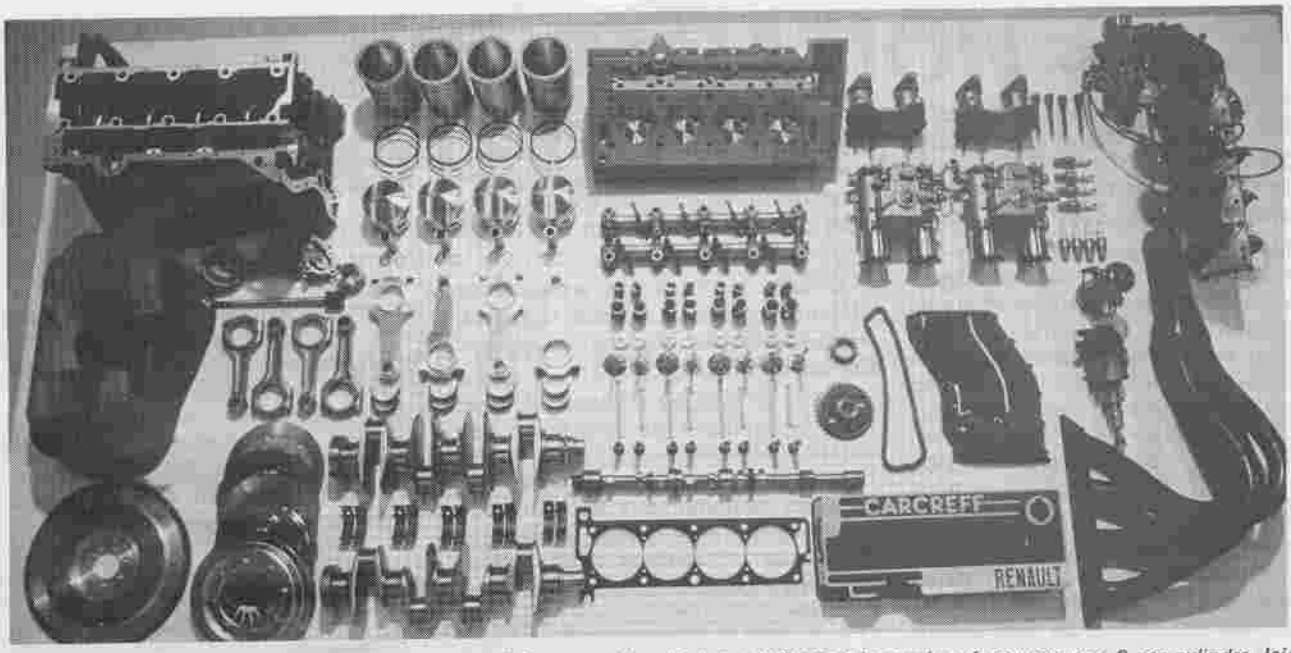
Vous avez déjà tâté de la cale de réglage et de la pâte à roder ?

Alors n'hésitez pas ! Préparer un moteur, son moteur, c'est passionnant et gratifiant... à condition que le travail accompli, de longue haleine, soit effectué dans les règles de l'art. C'est-à-dire avec un sérieux de notaire, une minutie d'horloger, une réflexion de sage, une logique de mathématicien, une rigueur d'orfèvre. Pas question, par exemple lors du démontage du « berlingue », de tout balancer en vrac dans une grande bassine !!!

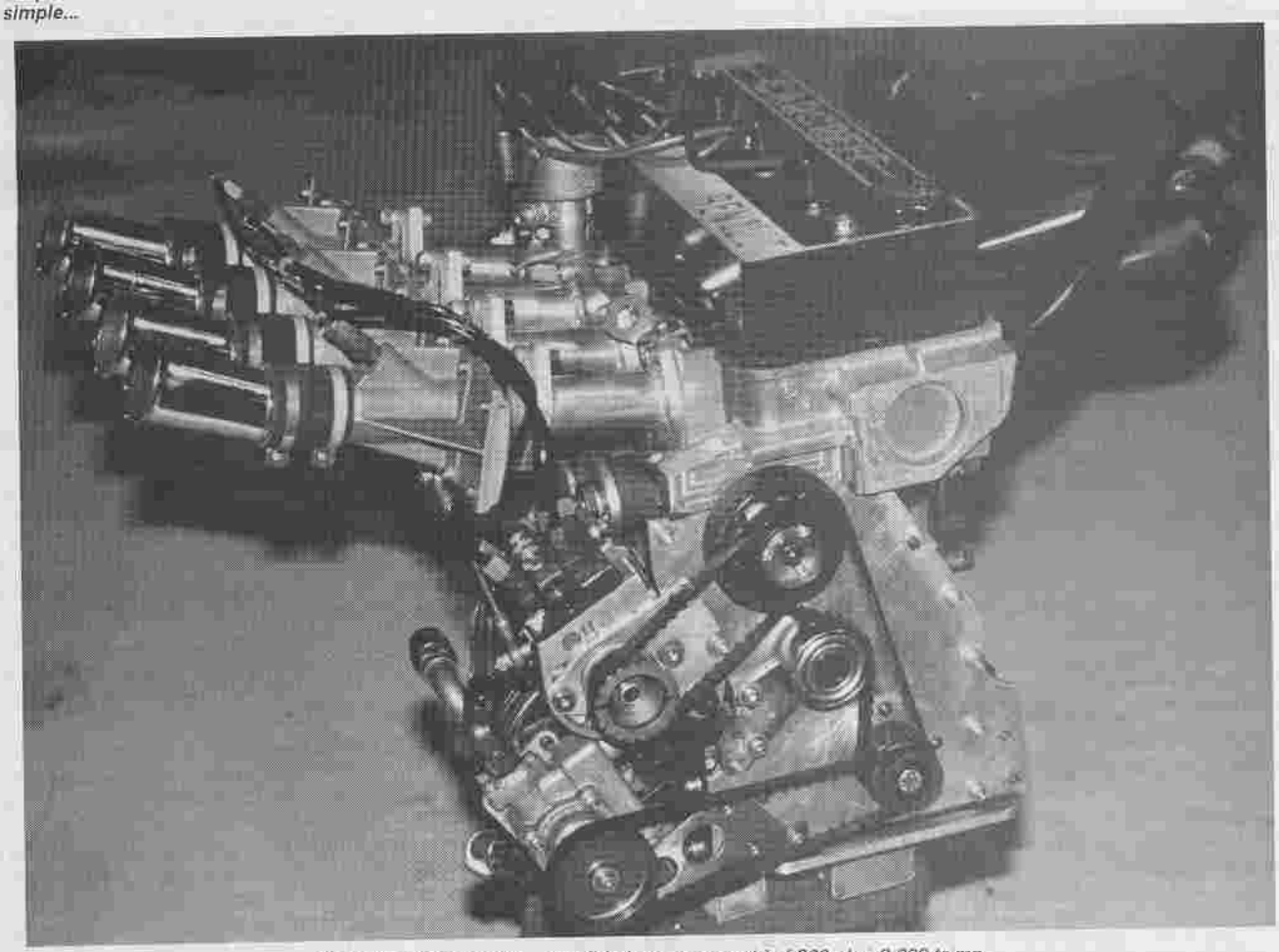
Il vous faudra également une volonté de missionnaire, un courage de gladiateur et une patience d'exorciste pour mener le travail jusqu'à son terme et le mieux possible, sans être pressé « d'en finir » !

Mais si vous avez achetez ce livre, c'est que vous êtes « tout çà », et vous vous apercevrez que si la passion est présente, la motivation aussi...

Nota important : Nous déconseillons formellement la lecture de cet ouvrage — et surtout sa mise en application ! — à tout quidam qui, pourtant nanti d'une boulimie aussi soudaine que naïve pour la mécanique, confond piston et vilebrequin, carburateur et alternateur, manipule un tournevis par le mauvais bout.



La réglementation du groupe F (prototype), en ne limitant que la cylindrée à 2 litres et le nombre de soupapes à 2 par cylindre, laisse encore une grande liberté de préparation. Le préparateur Carcreff propose les « ingrédients » suivants pour moteur R12 G porté à 1950 cm³ : chemises en acier (∅ 86 mm) pistons en aluminium forgé allégés, bielles en titane forgé (section en H), vilebrequin allégé et poli avec volant en aluminium, culasse grosses soupapes avec conduits travaillés et polis, ressorts de soupapes spécifiques avec coupelles en titane, culbuteurs équilibrés séparés par bagues alu, tiges en zicral, arbre à cames spécifique et chaîne de distribution simple...



Voilà ce que ça donne... une fois le tout assemblé ! 200 ch à 8 000 tr/mn.

Le moteur « 4 temps » théorie et réalité

Le moteur à combustion est avant tout une machine thermique. Machine qui transforme l'énergie calorifique, libérée par l'inflammation du combustible, en énergie mécanique (force motrice agissant sur le piston).

Son fonctionnement est régi par une quantité de paramètres : paramètres **thermodynamiques** (pression, volume, température), paramètres **dynamiques** (masse, vitesse, accélération).

Les trois premiers sont liés au principe de la combustion d'un mélange gazeux comprimé dans un certain volume (la chambre de combustion) ; les autres sont directement relatifs à la cinématique du système bielle-manivelle (qui transforme la force motrice agissant sur le piston en couple moteur), et aux masses des pièces en mouvement.

Tous ces paramètres forment une alchimie tellement complexe, qu'il serait scabreux et hasardeux de vouloir la traiter par équations. Là n'est pas notre propos.

Même si la simulation sur ordinateur a permis de gros progrès dans la maîtrise de ces multiples variables, le préparateur n'a pas besoin d'équations savantes pour travailler. Tout au moins d'un minimum ! Ce qu'il doit savoir en revanche, c'est comment varient ces paramètres entre eux, et quels sont les facteurs qui influencent leur comportement. Cela lui permettra de savoir où chercher pour arriver à tel résultat, dans quel secteur travailler pour aboutir à telle caractéristique. Souvent d'ailleurs, il s'apercevra que favoriser l'un de ces paramètres c'est aller au détriment d'un autre.

Aussi le parfait travail du préparateur consiste-t-il à rechercher le, ou plutôt les meilleurs compromis... Pour mieux comprendre ces choix, qui conditionnent directement la démarche à suivre dans le travail de préparation, il est nécessaire, sinon fondamental, de remonter à l'étude du cycle thermodynamique du moteur à 4 temps.

1. Cycle théorique (ou cycle de Beau de Rochas, brevet 1862)

Vous connaissez sans aucun doute le cycle « 4 temps » sur le bout des ongles mais cela ne suffit peut-être pas.

Analysons le déroulement de ce cycle thermique « fermé », imaginé par l'illustre ingénieur Beau de Rochas, sous la forme d'un diagramme (pression, volume), diagramme traduisant la succession des transformations thermodynamiques d'une certaine masse de mélange gazeux aspiré, pendant les 4 phases du cycle (correspondant à 2 tours moteur). Celui-ci est représenté par la courbe ABCDEBA (fig. 1)

*** Description des phases du processus thermodynamique**

— (AB) : **aspiration** pendant la phase descendante du piston. Le volume du gaz aspiré augmente (de v à V+v), sa pression (Pa) reste constante (soupape d'admission ouverte).

— (BC) : **compression** du mélange aspiré pendant la phase ascendante du piston. La réduction de son volume (V+v à v) provoque l'accroissement de sa pression (Pa à Pc).

— (CDE) :

— en C : déclenchement de l'étincelle à la bougie ;

— CD : **explosion** du mélange com-

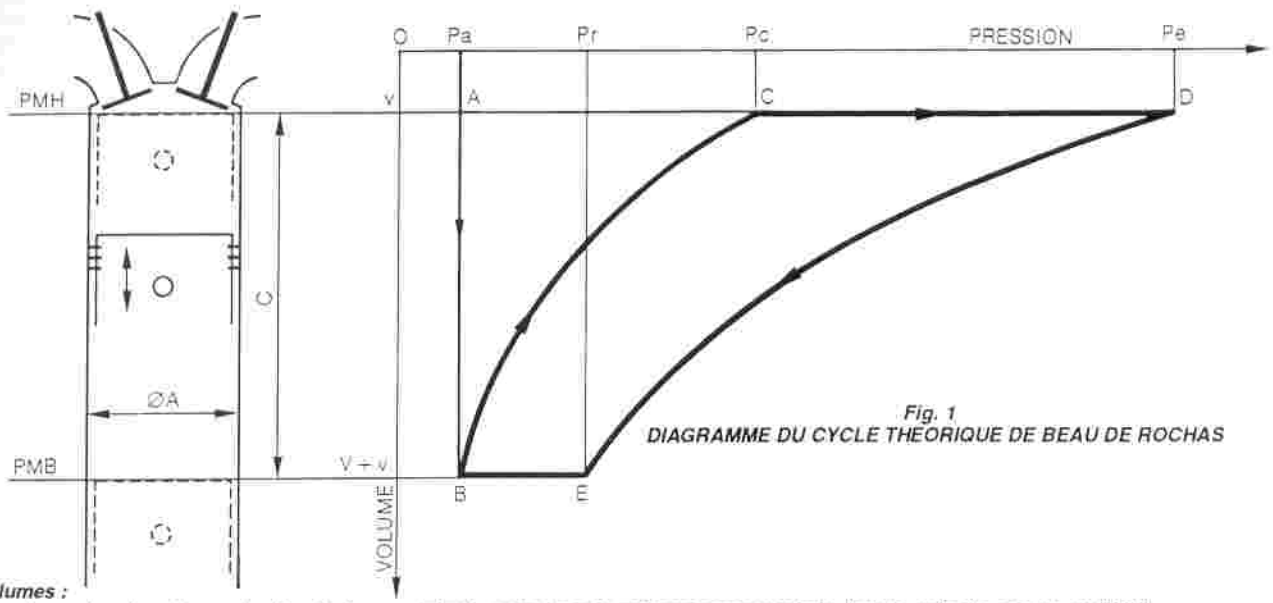


Fig. 1
DIAGRAMME DU CYCLE THÉORIQUE DE BEAU DE ROCHAS

Volumes :
v : volume chambre de combustion (volume minimal occupé par le mélange gazeux admis dans le cylindre, piston au PMH).
V : volume du cylindre ou cylindrée unitaire

$V = \frac{\pi A^2}{4} \times C$, *avec A : alésage - C : course.*

V + v : volume maximal occupé par le mélange, piston au PMB.

Pressions :
Pa : pression atmosphérique (1 bar)
Pc : pression de fin de compression
Pe : pression maximale de combustion
Pr : pression résiduelle avant phase d'échappement.

primé à volume constant (v), sa pression s'élevant brusquement (Pc à Pe) ;
— DE : **détente** des gaz brûlés, l'augmentation de volume due à la descente du piston faisant chuter la pression (Pe à Pr) ;
— (EBA) :
— EB : l'ouverture de la soupape d'échappement (en E) fait chuter la pression résiduelle des gaz (Pr) à la pression atmosphérique (piston au PMB, pas de variation de volume) ;
— BA : **échappement** des gaz brûlés pendant la phase ascendante du piston (pression constante Pa).

*** Analyse du cycle théorique**

— Les phases AB et BA sont représentées par des droites parallèles (et superposées ici) à l'axe des volumes. Elles s'effectuent à **pression constante** (Pa = 1 bar). Elles correspondent à des transformations dites « isobares »;
— de la même manière, les droites parallèles à l'axe des pressions correspondant aux phases CD et EB représentent des transformations « isochores » car elles s'effectuent à **volume constant** (respectivement v et v+V) ;
— enfin, les courbes représentant les phases BC et DE traduisent des transformations réalisées avec variation de volume et de pression. Celles-ci sont appelées « adiabatiques » car elles sous-entendent qu'il n'y a **aucun échange de chaleur** avec le milieu extérieur (parois de cylindre, fond de la chambre de combustion, tête de piston). C'est là où le bât blesse énormément !..

Il faut souligner encore que ce cycle que nous décrivons n'est que purement théorique. Il correspond à un **rendement thermique** optimal pour ce type de machine. Si dans la pratique on pouvait réaliser un moteur fonctionnant rigoureusement suivant ce cycle, le carburant actuel permettrait d'atteindre un **rendement thermique** compris entre 0,6 et 0,7 (nous parlons de **rendement thermique** et non de **rendement global**, car il faut tenir compte également du **rendement mécanique**, voir paragraphe 4).

Malheureusement, la réalité est toute autre, et le cycle réel d'un moteur 4 temps s'écarte assez nettement du cycle théorique au détriment du rendement évidemment. Passons maintenant au cycle réel et analysons ces différences afin de mieux cerner leurs causes.

Mais auparavant...

2. Quelques notions de thermodynamique

Disons-le tout de suite : la thermodynamique (et les formules qui s'y rapportent) s'attache à l'étude des gaz dits « parfaits », c'est-à-dire dont la composition chimique est parfaitement homogène (molécules identiques, structure régulière). Le mélange gazeux que l'on fait ingurgiter aux cylindres du moteur, d'une composition (pas toujours constante !) de 15 volumes d'air pour un volume d'essence, n'entre pas à fortiori dans cette catégorie. D'autant plus que la qualité du brassage gaz (air)-liquide pulvérisé (essence) est souvent loin d'atteindre la perfection.

Mais dans certaines conditions, la pratique peut cotoyer la théorie, et le gaz réel se rapprocher du gaz parfait...

Il faut savoir que l'« état » d'une masse gazeuse se caractérise à chaque instant par ces trois paramètres : P,V,T (pression, volume, température). On montre que ceux-ci sont inter-dépendants c'est-à-dire que la modification de l'un d'entre eux entraîne la modification des deux autres. Mais ces évolutions ou changements d'état ne se font pas au hasard, car ces 3 paramètres se combinent de façon à respecter l'équation :

$$\frac{P \times V}{T} = \text{Constante}$$

La connaissance de cette équation est fondamentale car elle permet de savoir comment varient les paramètres entre eux suivant le type de transformation (isobare, isochore...) réalisée sur le gaz.

*** Transformation isochore :**

$$V = \text{Constante} \rightarrow \frac{P}{T} = \text{Constante}$$

Une augmentation de la température se traduira donc par une élévation de la pression, de manière à ce que le rapport

$$\frac{P}{T}$$

reste constant. C'est le cas de la combustion du mélange gazeux (brusque élévation de température à volume constant v), dont le but consiste à obtenir la plus grande élévation de pression possible. Cette dernière conditionnant la valeur de la force motrice sur le piston.

*** Transformation isobare :**

$$P = \text{Constante} \rightarrow \frac{V}{T} = \text{Constante}$$

Un accroissement du volume s'accompagnera d'une élévation de la température du gaz, et inversement (cas des phases admission (AB) et échappement (BA) du cycle théorique).

*** Transformation isotherme :**

Cette transformation, qui, comme son nom l'indique, s'effectue à **température constante**, ne nous intéresse pas directement, pour ce qui concerne le cycle défini par Beau de Rochas. Mais poser sa définition est important car il ne faut pas la confondre avec la transformation adiabatique. De plus, c'est la transformation isotherme qui traduit le fait que la pression d'un gaz augmente lorsque l'on réduit son volume (compression), et inversement. En effet : T = constante → P x V = constante.

Aussi, pour maintenir constante la température d'un gaz, faudrait-il le refroidir lors d'une compression, le réchauffer lors d'une détente.

***Transformation adiabatique :**

C'est la plus complexe, car aucun des paramètres P,V,T, n'est maintenu constant. Seule l'énergie interne de la masse gazeuse ne subit aucune variation puisqu'il n'y aucun échange de chaleur avec l'extérieur. Or, sachant que la compression d'un gaz engendre une élévation de sa température, cela suppose donc que la masse gazeuse doit évoluer dans une enceinte parfaitement isolée (thermiquement) du milieu extérieur. Ce qui n'est pas du tout le cas sur les moteurs actuels, où, non seulement les matériaux constituant le bloc et la culasse sont de très bons conducteurs de la chaleur, mais ils nécessitent également d'être refroidis (par air ou par eau), afin d'empêcher leur détérioration !

On comprendra aisément pourquoi, aujourd'hui, les ingénieurs déploient beaucoup d'énergie à vouloir utiliser de nouveaux matériaux composites tels les « céramiques » (très mauvais conducteur de la chaleur) pour tenter d'isoler au mieux leur machine. A quand le moteur « adiabatique » dépourvu de tout système de refroidissement ?..

Comme nous l'avons déjà dit, il est important de ne pas confondre transformation isotherme et adiabatique. Pour le cas qui nous intéresse, la seconde présente l'avantage d'une plus grande variation de pression pour une même variation de volume. Ainsi, en passant du volume (V+v) au volume (v) pendant la phase compression (BC) la pression obtenue en fin de compression (Pc) est supérieure à celle que l'on obtiendrait à partir d'une compression isotherme.

En effet, dans une transformation adiabatique, pression et volume suivent la relation suivante :

$$P \times V^{\gamma} = \text{Constante}$$

où, sans entrer dans les détails, γ (« gamma ») est un coefficient (supérieur à 1) qui dépend de la composition chimique du gaz, et, naturellement, de sa température.

On montre aisément que pour une variation de volume donné, la variation de pression enregistrée sera d'autant plus forte que γ sera élevé. Prenons l'exemple de la compression adiabatique du cycle théorique (BC) :
de B à C, le produit $P \times V^{\gamma}$ reste constant, donc

$$P_a (V+v)^{\gamma} = P_c v^{\gamma} \rightarrow P_c = P_a \left(\frac{V+v}{v}\right)^{\gamma}$$

avec $\frac{V+v}{v} = R_v$ exprimant le **rapport volumétrique**.
d'où l'expression (théorique) de la pression de fin de compression Pc :

$$P_c = P_a R_v^{\gamma} = R_v^{\gamma}$$

puisque Pa = 1 bar.

La pression Pc sera donc d'autant plus élevée que :
— Rv sera important (nous le verrons plus loin) ;
— γ sera grand.

Ceci pour la théorie. La pratique veut en effet que le coefficient γ ne soit pas constant, mais qu'il varie selon :
— la richesse du mélange : γ variant de 1,3 (mélange riche), à 1,35 (mélange pauvre) ;
— que l'on se situe en phase compression ou en phase détente : de 1,35 en « compression », γ passera à 1,2 à 1,25 en « détente », étant donné la forte augmentation de température et la composition stoechiométrique différente des gaz brûlés ;
— le volume de l'enceinte dans lequel évolue le mélange gazeux (réchauffement ou refroidissement par les parois) ; pour une course donnée du piston, γ diminuera avec l'alésage et inversement.

Pas simple. Mais il est temps d'étudier maintenant ce qui se passe dans la réalité, sur un cycle « réel »...

3. Le cycle réel :

Le cycle théorique que nous venons d'analyser repose sur les hypothèses suivantes :
— l'ouverture et la fermeture respectives des soupapes d'admission et d'échappement se produisent exactement au moment où le piston atteint les positions PMH et PMB ;
— les pressions s'équilibrent instantanément entre le cylindre et l'atmosphère (pression atmosphérique et en phase admission et en phase échappement) ;
— la combustion du mélange est instantanée et se produit donc à volume constant ;
— il n'existe aucun échange de chaleur avec les parois.

Toutes ces hypothèses ne peuvent être respectées dans la pratique :
— à l'ouverture des soupapes, les pressions externes et internes ne s'équilibrent pas immédiatement, car l'écoulement de la colonne gazeuse s'effectue avec inertie et frottement dans les conduits. L'« aspiration » des gaz ne peut se faire que s'il y a « dépression » dans le liquide. Ainsi, il est impossible d'obtenir des transformations rigoureusement isobares à l'admission comme à l'échappement. Dans la première de ces deux phases, l'augmentation de volume créera une dépression (pression inférieure à Pa), tandis qu'une surpression apparaîtra dans la seconde ;
— la combustion complète du mélange comprimé exige un certains délai h(progression du front de flamme), délai pendant lequel le piston se déplace. Il devient alors nécessaire de déclencher l'explosion avant le PMH, et la combustion ne se fait plus à volume constant (transformation CD non isochore) ;
— les soupapes, commandées mécaniquement, demandent elles aussi un certain délai d'ouverture et de fermeture. Ce fait, associé au phénomène d'inertie des gaz, conduit, pour optimiser le remplissage du cylindre, à décaler les temps d'ouverture et de fermeture des soupapes par rapport aux positions PMH et PMB (voir chapitre sur les diagrammes de distribution).

Le diagramme (pression, volume) du cycle réel prend donc une allure très sensiblement différente de celle correspondant au cycle théorique (fig. 2).

• Analyse du diagramme réel

— (AB): pour profiter de l'ouverture maximale de la soupape d'admission dès la descente du piston, celle-ci est déjà ouverte avant le PMH (A.O.A). L'augmentation de volume que crée la descente du piston provoque une dépression dans le cylindre, avec aspiration du mélange.

Le volume de gaz aspiré étant en dépression, il correspond donc à une masse de gaz inférieure à celle qu'aurait ce même volume à la pression atmosphérique.

Si on appelle taux de remplissage le rapport : masse de mélange absorbée /masse de mélange correspondant au volume V+v à la pression atmosphérique et température ambiante (ouf ! vous suivez toujours ?), ce taux apparaît comme nettement inférieur à 1.
Aussi, pour améliorer le remplissage (augmenter la quantité, et donc la masse de gaz aspirée), on profite du fait qu'au PMB, la dépression est toujours présente et la vitesse (donc l'inertie) des gaz importante, en

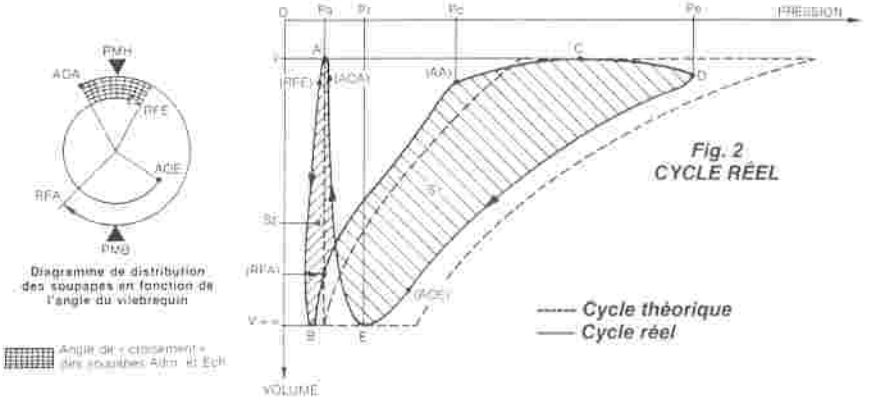


Fig. 2
CYCLE RÉEL

AOA : avance à l'ouverture de la soupape d'admission (avant le PMH)
RFA : retard fermeture soupape admission (après PMB)
AOE : avance ouverture soupape échappement (avant PMB)
RFE : retard fermeture soupape échappement (après PMH)
AA : avance à l'allumage

retardant la fermeture de la soupape d'admission (après le PMB : R.F.A), et ceci au moment où la pression dans le cylindre est sur le point de dépasser la pression atmosphérique.

— (BC) : la compression n'est pas adiabatique car **l'effet de paroi** est réel : en début de phase, les parois chaudes réchauffent les gaz frais introduits (leur pression augmente) ; en fin de compression, une partie de la chaleur engendrée par l'augmentation de pression du mélange se dissipe par les parois et dans le système de refroidissement (la pression des gaz diminue).

Pour les problèmes de délai de combustion signalés plus haut, celle-ci débute avant le PMH (A.A). La « course » de compression théorique BC se trouve donc réduite à RFA-AA.

La pression de départ étant inférieure à la pression théorique, les constats précédents montrent à l'évidence que la pression de fin de compression sera à fortiori inférieure à celle théorique.

— (CDE) : explosion-détente ; la courbe de combustion est arrondie (le volume varie). La combustion se poursuit pendant la phase le début de détente des gaz (CD) et la pression maximale d'explosion reste inférieure à celle théorique.

De D à E, la chute de pression ne suit pas une loi adiabatique, les gaz brûlés, portés à haute température, cèdant de la chaleur aux parois. Au PMB, il subsiste une pression résiduelle (Pr) supérieure à la pression atmosphérique.

— (EA) : avant le PMB la soupape d'échappement est déjà ouverte (A.O.E) afin de favoriser la chute de pression et limiter la surpression (freinage) à la remontée du piston.

Après le PMH, la soupape d'échappement reste encore ouverte :l'inertie élevée des gaz brûlés évacués crée une dépression dans le cylindre mais également dans le conduit d'admission dont la soupape est ouverte. Par cette ouverture simultanée des soupapes **(croisement)**, on active la mise en mouvement des gaz frais avant la descente du piston.

En conclusion : il existe une différence notable entre les deux diagrammes, théorique et réel. Les pressions enregistrées, dont notamment la pression maximale de combustion, sont loin d'atteindreles valeurs théoriques. Les échanges de chaleur, la distribution des soupapes, jouent un rôle capital sur la thermodynamique du cycle, la forme du diagramme... et le rendement.

4. Le rendement

Comme nous l'avons déjà dit, le moteur à combustion interne étant une machine thermique qui transforme une énergie calorifique en énergie mécanique, son rendement, sous-entendu « global » (désigné par la lettre grecque êta : η) dépendra et du rendement thermique (η_{th}), et du rendement mécanique (η_m). Le produitde ces deux-ci exprimant le rendement global :

$$\eta = \eta_{th} \times \eta_m$$

***Le rendement thermique**

Commençons par celui-ci. D'abord parce que l'étude menée précédemment nous y conduit directement, mais aussi parce qu'il est de loin le plus mauvais !

Le rendement thermique η_{th} exprime donc le rapport entre l'énergie effective récupérée sur le piston, et l'énergie que peut délivrer le combustible. Or, nous avons vu que le diagramme du cycle-réel s'écartait nettement du diagramme théorique. Le rendement thermique du moteur « réel » s'en trouve donc naturellement affecté. En fait, pour savoir dans quel rapport, il suffit de comparer l'étendue des surfaces S1 et S2 des diagrammes (pression, volume) (fig. 1 et 2).

Sans entrer dans des démonstrations et formules compliquées, disons simplement que :

— la surface S1 correspond au travail moteur,

— la surface S2 correspond au travail résistant (ou perdu).

(**Nota :** S2 est nulle dans le cas du cycle théorique puisque les phases admission et échappement s'effectuent sans variation de pression).

L'énergie récupérée est donc équivalente à la surface résultante S1-S2. Il en ressort à l'évidence que le η_{th} réel est nettement inférieur au η_{th} théorique.

En pratique, on constate que la valeur de la différence de surface (S1-S2) dépasse rarement les 80 % de la surface théorique S1 (S2 théorique étant nulle). Ce qui conduit, dans le meilleur des cas, à un rendement thermique réel de 20 % inférieur au rendement thermique théorique.

Prenons un exemple. Sachant qu'en théorie le rendement du cycle de Beau de Beau de Rochas s'exprime par le rapport

$$\frac{(Rv^{\gamma-1} - 1)}{(Rv)^{\gamma-1}}$$

(avec Rv : rapport volumétrique, γ : le coefficient adiabatique, voir plus haut), on obtiendrait, avec un Rv de 10:1, un rendement thermiqueréel oscillant entre 0,35 et 0,45 (γ variant de 1,25 à 1,35). Tout ceci pour dire que 60 % de l'énergie fournie sous forme de combustible (carburant) se perdent uniquement dans le processus thermodynamique (dont près de 40 % dans l'échappement !) !...

*** Le rendement mécanique**

Le mécanisme bielle-manivelle transforme la poussée des gaz (due à leur combustion) en couple moteur sur le vilebrequin. Cette transformation s'accompagne nécessairement de frottements, générateurs de pertes d'énergie, au niveau des contacts entre pièces en mouvements relatifs, par exemple entre piston et cylindre, bielle-axe de piston, bielle-vilebrequin, vilebrequin-bloc... Il faut compter aussi avec les frictions au niveau de la distribution : paliers d'arbre à cames, contacts came-poussoir-soupape-guide. Mais également avec l'énergie consommée par l'entraînement du ou des arbres à cames, ainsi que des accessoires tels que pompe à eau et à huile, allumeur, alternateur... pour un moteur en « bon état », on estime à environ 15 % ces pertes-

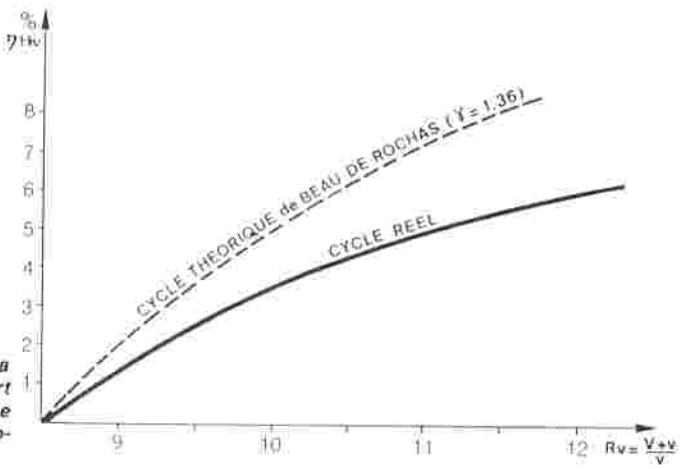


Fig. 2 bis : Influence de la valeur du rapport volumétrique sur le rendement thermodynamique

mécaniques qui coûtent de l'énergie motrice. Ce qui veut donc dire que 0,85 représente un chiffre moyen pour le rendement mécanique.

*** Bilan des pertes**

Le schéma de la figure 3 illustre bien le triste bilan énergétique du moteur « 4 temps », et l'énergie perdue sous forme calorifique apparaît considérable. Mais à ce constat s'ajoutent plusieurs remarques :

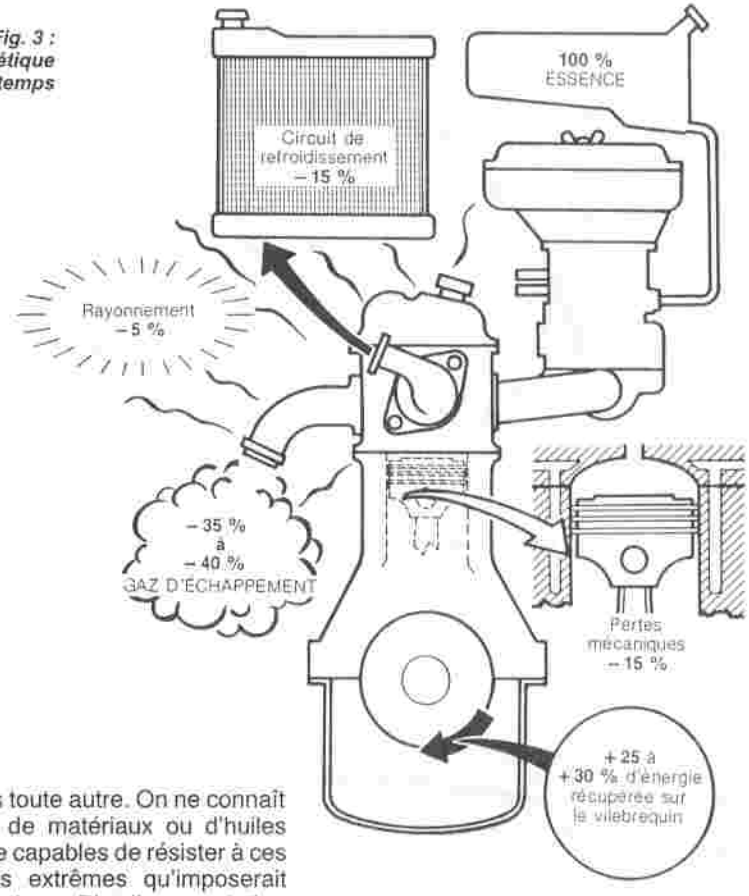
— Le rendement global d'un moteur est loin d'être constant,et varie de manière très sensible avec le régime et la charge du moteur. Si le rendement dépend directement du rapport volumétrique, il est aussi et surtout fonction du taux de remplissage, ce dernier conditionnant, avec le rapport volumétrique, la valeur de lapression de compression. Or, la qualité du remplissage change avec le régime, augmentant avec celui-ci au début, pour se dégrader ensuite (par « étranglement ») aux vitesses élevées. La lecture de la courbe caractéristique du couple moteur en fonction du régime traduit assez fidèlement la qualité du remplissage, le régime du couple maximal correspondant à celui où le taux de remplissage est le meilleur. La température des parois joue aussi un rôle déterminant sur la qualité du remplissage (voir plus loin).

Ainsi, si par exemple le rendement d'un moteur atteint le chiffre optimal de 0,29 à 4000 tr/mn, cette valeur peut-elle chuter à 0,26 à 6000 tr/mn.

— L'énergie (calorifique et cinétique) perdue dans les gaz d'échappement est énorme puisque supérieure (en valeur absolue) à celle récupérée sur le vilebrequin ! C'est LE problème majeur, et il le restera longtemps! Le principe de la suralimentation par turbo-compresseur tente de récupérer une partie de cette énergie perdue, et de mettre celle-ci à profit pour entraîner un compresseur dont le but est d'améliorer le remplissage des cylindres par gavage. Mais si les résultats sont probants en matière de puissance et couple, ils le sont moins du point de vue rendement, pour les problèmes de qualité thermique d'adaptation et de surpression à l'échappement que cette technique pose.

— La réalisation d'un moteur dit « adiabatique », donc parfaitement isolée thermiquement, permettrait, en pure théorie, de supprimer tout système de refroidissement et d'annihiler toute perte par rayonnement ! Et de gagner ainsi pas moins de 20 % sur le rendement global ! Mais la réalité se veut une

Fig. 3 : Bilan énergétique du moteur 4 temps



nouvelle fois toute autre. On ne connaît pas encore de matériaux ou d'huiles de graissage capables de résister à ces températures extrêmes qu'imposerait l'« adiabatisation ». Pire, l'augmentation importante de la température interne déclencherait inévitablement le phénomène de détonation du mélange comprimé, tout comme elle réduirait le taux de remplissage (la masse de gaz aspirés diminuerait puisque ceux-ci, fortement réchauffés, occuperaient davantage de volume). Et concernant la détonation, on ne risque pas de développer des carburants moins détonants, à l'indice d'octane plus élevé, puisque la mode anti-pollution actuelle se fait fort de prohiber toute teneur en plomb dans l'essence ! D'autre part, l'idée d'un retour aux carburants aromatisés, aux essences dopées au méthanol ou autre, irait à l'encontre du critère économique lié à la définition du rendement.

L'adiabatisation du moteur à explosion reste donc, à ce jour, dans le domaine de la pure utopie...

Pour conclure, ajoutons qu'à l'heure actuelle, la meilleure note qu'ait obtenu le rendement est de 0,33, et encore, en charge partielle du moteur...

Améliorer le rendement ?

Améliorer le rendement ou accroître les performances, puissance et couple, du moteur ? Ne pas confondre. Pourtant, si ces deux objectifs s'avèrent de par définition totalement différents, les démarches visant à les atteindre sont fondamentalement liées.

Il y a énormément à faire pour améliorer le rendement. Des solutions théoriques existent, mais leurs applications sont souvent délicates (comme par exemple l'adaptation des matériaux composites genre céramiques), ou trop souvent handicapées par d'accablantes restrictions budgétaires ou d'irritants critères commerciaux... En revanche, tout reste possible — heureusement pour la survie des préparateurs ! — en ce qui concerne la recherche de meilleures performances. Gagner en puissance et en couple ne pose pas de problème... tant que l'on accepte d'y laisser quelques (ou beaucoup !) litres de carburant en échange !

Pourtant, depuis que l'on sait que « le poids c'est l'ennemi », la philosophie a changé du côté des préparateurs. Terminée l'époque des soupapes énormes, des pistons archi-bombés, des carbus surdimensionnés ou des compresseurs salvateurs gavant à qui-mieux mieux les cylindres ! Fini les moteurs pointus, puissants « en haut »,

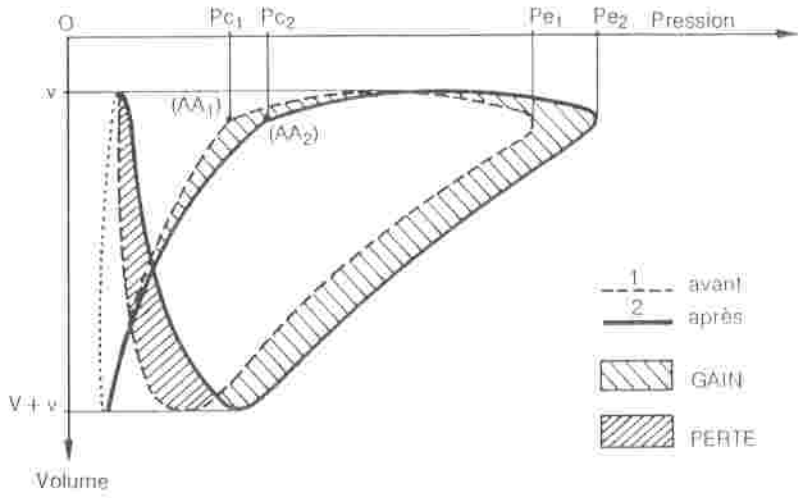


Fig. 4 : Augmentation de la pression de compression

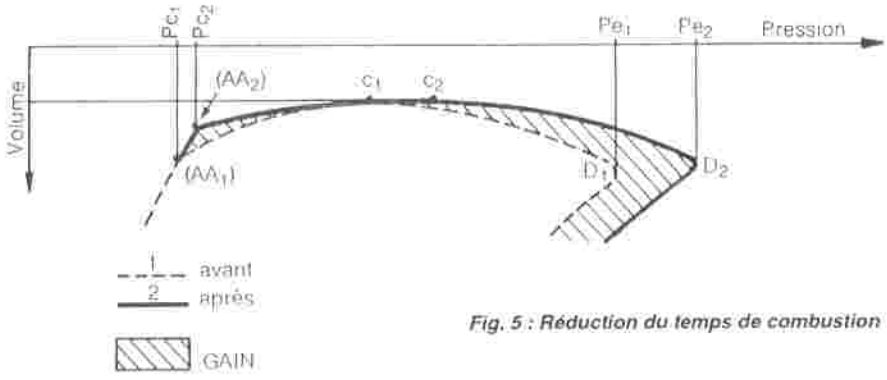


Fig. 5 : Réduction du temps de combustion

creux « en bas ». Pouvoir embarquer moins d'essence à bord devient un atout au moins aussi important que celui de disposer de quelques chevaux supplémentaires. Pour des raisons de poids, et de comportement dynamique du véhicule. Evidemment, l'évolution des réglements limitant l'attribution de carburant (par exemple en courses d'Endurance et en Formule 1) a à fortiori poussé dans ce sens. On s'est aperçu également que la souplesse, la puissance à bas régime, jouait un rôle capital en compétition, et ceci n'est plus particulier aux épreuves de rallyes.

Bref, tout en cherchant à accroître les performances du moteur, le préparateur se doit, sinon d'améliorer beaucoup, d'optimiser le rendement sur une plage de régime la plus large possible. Désormais, sa tâche est devenue plus ardue. Son travail n'est plus guère différent de celui de l'ingénieur-motoriste...

*** Comment améliorer le rendement ?**

Comme nous venons de le voir, c'est du côté du rendement thermique qu'il convient d'effectuer les recherches.

Examinons de nouveau le diagramme du cycle thermodynamique. Rendre plus « performant » celui-ci, c'est le rapprocher le plus possible du cycle théorique, c'est rechercher une surface S1 correspondant au travail utile la plus vaste possible, au détriment de la surface S2.

a. Augmenter la pression de compression (fig.4)

La pression de compression est la pression qu'atteint la masse de mélange gazeux juste avant son début d'inflammation : Pc sur le diagramme.

Celle-ci conditionne directement la pression maximale de combustion Pe, et donc la valeur de la force motrice sur le piston.

Pour obtenir une pression de compression plus élevée, il faut :
— augmenter le rapport volumétrique (dans les limites du risque de détonation du carburant) ;
— améliorer le taux de remplissage (les paramètres intervenantsur le remplissage sont nombreux : régime moteur, diagrammes de distribution des soupapes, nombre de soupapes d'admission, dimensions, forme et longueur des conduits, alimentation classique ou suralimentation...) ;
— réduire l'effet de parois (voir d.)

b. Réduire la durée de combustion (fig. 5)

C'est-à-dire aplatir le bombé de la courbe (AA-C-D) correspondant à la phase de compression afin de se rapprocher le plus possible d'une transformation isochore (à volume constant).

Ainsi pour une même masse de gaz comprimée la pression maximale de combustion qui en résultera sera plus grande. De plus, il devient alors possible de réduire légèrement l'avance à l'allumage (AA2 inférieure à AA1)

Pour augmenter la rapidité de combustion, il faut :
— une pression de compression importante (voir a.) ;
— améliorer l'homogénéité du mélange (importance du phénomènede turbulence de la colonne gazeuse, vitesse des gaz, formeet orientation des conduits, forme de la chambre de combustion...) ;
— un dosage air-essence précis (dépend du système d'alimentation, avec un avantage pour l'injection électronique) ;
— une qualité d'étincelle optimale (fonction du système d'allumage simple ou double classique ou électronique) ;
— une chambre de combustion la plus compacte possible (rapidité de déplacement du front de flamme) ;
— une température de gaz admis élevée (facilite l'inflammation) ;
— une température des parois élevée (pour limiter le refroidissement des gaz comprimés).

c. Améliorer le diagramme de distribution des soupapes :

Cette directive vise à optimiser le remplissage des cylindres, et nous l'avons déjà soulignée dans le paragraphe a. Nous lui réservons néanmoins un chapître spécial, car la durée d'ouverture des soupapes, les avances à l'ouverture (AO) ou les retards à la

fermeture (RF) de celles-ci, ont une influence très sensible sur la forme de la courbe (P,V) du cycle.

Toutefois, il faut préciser que le problème des diagrammes de distribution est complexe. Le remplissage variant énormément avec la vitesse des gaz et le régime moteur, un diagramme donné ne peut convenir que sur une (petite) plage de régime choisie du moteur. S'il se révèle idéal pour tel régime, il risque fort de donner des résultats désastreux ailleurs. Là encore il faut établir un compromis judicieux mais peu évident. Ainsi on ne s'étonne plus de la quantité d'arbres à cames testés sur le même moteur, dans le but de déterminer lequel conviendra le mieux à tel type de circuit tourmenté ou rapide exigeant avant tout une grande souplesse ou au contraire une puissance maximale à haut régime. On ne s'étonnera pas non plus de voir fleurir des arbres à cames à distribution variable !

Mais revenons à l'étude de la courbe (P, V) du cycle :

— La valeur des angles « AOA » et « RFE » qui déterminent la durée de « croisement », (ouverture commune) des soupapes d'admission et d'échappement, influence peu la forme de la surface S2. En revanche cette durée de croisement joue un rôle important sur la qualité du remplissage, et donc sur la courbe de compression.

Elle joue donc sur l'allure de S1.

— Augmenter l'angle « RFA » permet à priori de diminuer S2 au profit du gonflement de S1. Mais ceci conviendrait à des vitesses de gaz élevées. Aux basses vitesses (faible inertie de la colonne gazeuse), se produirait un refoulement des gaz frais par l'admission (encore ouverte), cela se traduisant par un mauvais remplissage et une faible pression de compression étant donné la course de compression réduite (RFA-AA). En pratique il faut que la soupape d'admission se ferme lorsque les gaz aspirés par dépression, atteignent à nouveau, par la remontée du piston, la pression atmosphérique. L'angle « RFA » joue un rôle très important sur la valeur du taux de remplissage.

Nota : L'admission des gaz dans le cylindre sera d'autant meilleure que la valeur de la dépression créée sera grande (étanchéité piston-segments-cylindre). La réduction de la surface S2 passe alors par une phase échappement s'effectuant à une pression la plus faible possible (voir ce qui suit).

— Augmenter l'angle « AOE » permet de faire chuter la pression résiduelle dans le cylindre avant la remontée du piston (évacuation des gaz brûlés). Ceci d'autant plus que la pression maximale d'explosion est élevée (pour une course de piston donnée s'entend) (voir fig. 6).

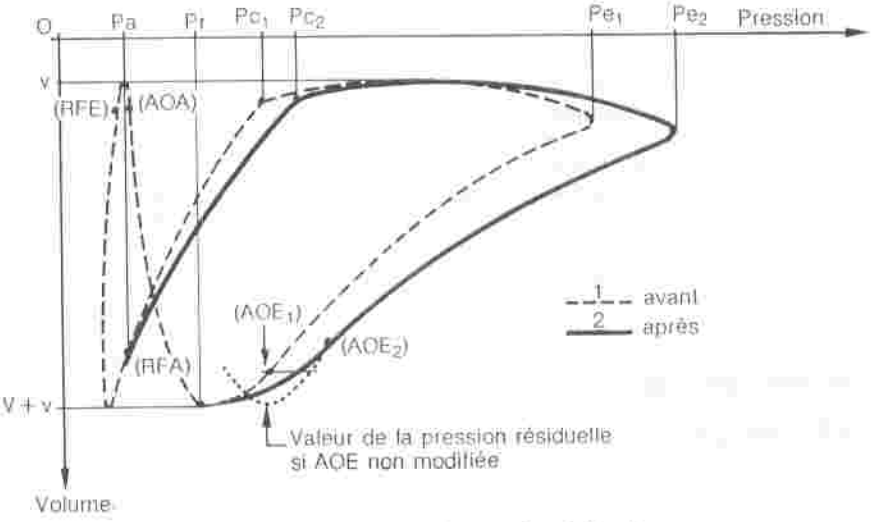


Fig. 6 : Abaissement de la pression résiduelle

d. Limiter l'influence des parois :

L'allure du diagramme (P, V) dépend également, nous l'avons déjà souligné, de l'évolution en température de la masse de gaz carburé. Aussi, pour se rapprocher des transformations adiabatiques théoriques (gonflement de la surface S1, pression Pe plus élevée) il devient nécessaire de limiter les échanges de température entre masse gazeuse et parois (cylindre, mais surtout chambre de combustion).

La quantité de chaleur cédée aux parois dépend :

— de la différence de température entre masse gazeuse et parois ;
— de l'étendue des surfaces en contact ;
— de la durée du contact.

Ainsi, pour limiter ces échanges calorifiques, principalement durant la phase explosion-détente, il faudra :

— une chambre de combustion présentant une surface minimale ;
— une combustion rapide (voir b.) ;
— une vitesse de rotation élevée (durée de la détente réduite, mais concernant les différences de température entre gaz et parois, le problème est complexe, voire insoluble. Puisque l'idéal consisterait en des parois froides pour la phase admission des gaz frais, ou des parois les plus chaudes possibles pour la phase explosion-détente !..

CONCLUSION

Comme on peut le constater les paramètres qui influent sur le rendement sont nombreux et pas toujours maîtrisables, tant beaucoup d'entre eux doivent varier avec le régime moteur, la charge, mais également la température du moteur.

Si l'arrivée de l'électronique dans la gestion de l'allumage et de la carburation a considérablement fait évoluer les choses (précision et puissance de l'allumage, précision du dosage air-essence), l'on continue à se heurter à des problèmes de taille, comme le risque de détonation du carburant (problème lié à l'indice d'octane), la tenue mécanique et la conductibilité thermique des matériaux, ou la commande de distribution variable des soupapes (puisqu'on n'a pas encore trouvé mieux que les soupapes !)...

REMARQUE

Dans l'étude des diagrammes, nous avons toujours raisonné à partir d'une course de piston figée. Il est évident qu'une course plus importante permet d'étendre la surface S1 et d'accroître le rapport de surfaces S1/S2. Encore faut-il préciser que dans ce cas les pertes par échanges de chaleur entre parois (surtout en phase détente) augmentent.

Il nous faut raisonner à partir d'une cylindrée donnée. Aussi il convient de s'intéresser au rapport alésage/course choisi. Un compromis de plus. Une

course longue favorise le couple, mais génère des vitesses de pistons élevées : les pertes par frictions augmentent et l'usure s'accélère.

Au contraire, un alésage important va dans le sens de la limitation de l'effet de parois, il facilite l'obtention d'un meilleur remplissage, permet un dessin de chambre favorable ; de plus, pour une pression d'explosion donnée, la force motrice résultante sur le piston sera plus grande...

Puissance et couple

Abordons maintenant la notion de puissance et couple moteur.

Deux caractéristiques qui reflètent les performances réelles du moteur, et qui nous intéressent en premier lieu.

On ne peut s'attendre à une augmentation probante des performances en comptant sur la seule (minime !) amélioration du rendement. Vouloir exploiter pleinement sa mécanique pour lui « sortir » plus de chevaux passe obligatoirement par une alimentation (en carburant) accrue !

Il est important, nous l'avons dit, de ne pas confondre « performances » et « rendement », mais l'on ne peut pour autant dissocier ces deux notions, car les démarches menées tendant à les améliorer sont très voisines. Aussi, dans le cadre d'une préparation moteur, travailler sur le rendement consistera surtout à rendre celui-ci optimal sur une plage de régime donné, ou mieux, sur la plus large plage d'utilisation possible du moteur. Ce côté des choses prendra une importance d'autant plus grande si les compétitions envisagées comportent une restriction de la quantité de carburant allouée...

Mais quel que soit le type de préparation envisagée, « élargir la plage d'utilisation » du moteur est devenu le souci premier. Améliorer l'agrément du moteur, sa souplesse, ses facultés de reprise à bas régime, représentent maints avantages tels que : meilleures accélérations en sortie de virage, étagement de la boîte de vitesses moins problématique, le pilote devant changer moins souvent de vitesses...
Avant de penser « puissance », il faut en effet penser « couple ».

1. Le couple moteur

La force de poussée des gaz qui s'exerce sur le piston lors de l'explosion, engendre, par l'intermédiaire de la bielle et du maneton de vilebrequin (manivelle), un couple moteur, ce couple

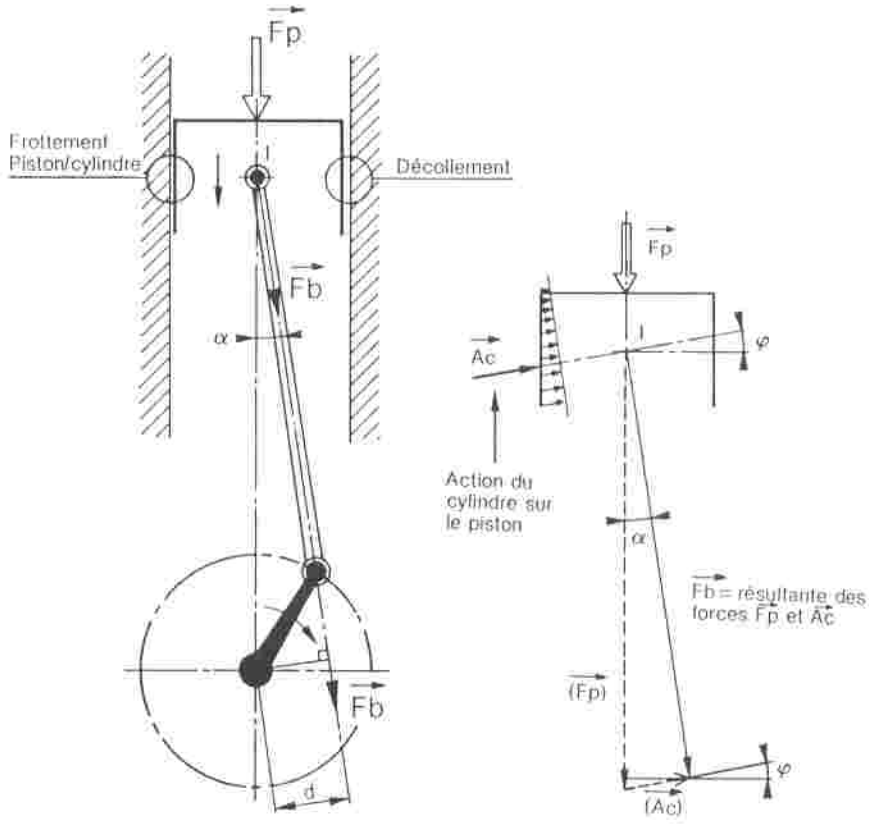


Fig. 7 :
Schéma montrant la transformation de la force motrice en couple moteur Ci = Fb × d
$\vec{Fp}$: force de poussée (variable) des gaz lors de l'explosion
$\vec{Fb}$: effort (variable) exercé par le piston sur la bielle, transmis directement, par la bielle,au maneton du vilebrequin
d : bras de levier formé par le décalage existant entre l'axe de rotation du vilebrequin et l'axede la force ; d varie avec l'angle α
α : angle d'obliquité de la bielle, variant avec la position angulaire du maneton
$\vec{Ac}$: action exercée par le cylindre sur le piston, inclinée vers le haut à cause des frottements au contact
φ : angle fonction de l'importance du frottement existant entre piston et cylindre (plus le frottement est élevé et plus φ est grand)

provoquant la rotation (temps moteur) du vilebrequin.

Par définition, ce couple correspond au moment de la force Fb qu'exerce la bielle sur le vilebrequin, par rapport à l'axe de rotation de ce dernier (voir fig.7).

Dans la position de la figure 7, le couple instantané produit par la force Fb s'exprime par le produit :

$$Ci = Fb \times d$$

avec :
— Fb en Newton (N) ou décaNewton (daN).
— d en mètre (m), d représentant le « bras de levier » de la force Fb par rapport à l'axe du vilebrequin ;
— Ci en mN ou mdaN (improprement mais couramment, on utilise encore l'unité « m.kg » (mètre-kilo), 1 m.kg valant sensiblement 1 mdaN, exactement 0,981 mdaN).

Nous parlons de couple instantané, car l'on comprendra aisément que ce couple n'est pas constant durant la phase « combustion-détente ».

En effet, l'intensité de la force Fb varie puisqu'elle dépend :
— de l'intensité de la force de poussée des gaz Fp, variable lors de la détente (la pression de combustion n'étant pas constante) ;
— de l'obliquité de la bielle (angle α) ;
— des forces de frottement entre piston et cylindre (voir fig.7) ;
— la valeur de d varie elle aussi suivant l'obliquité de la bielle.

La valeur du couple moteur change

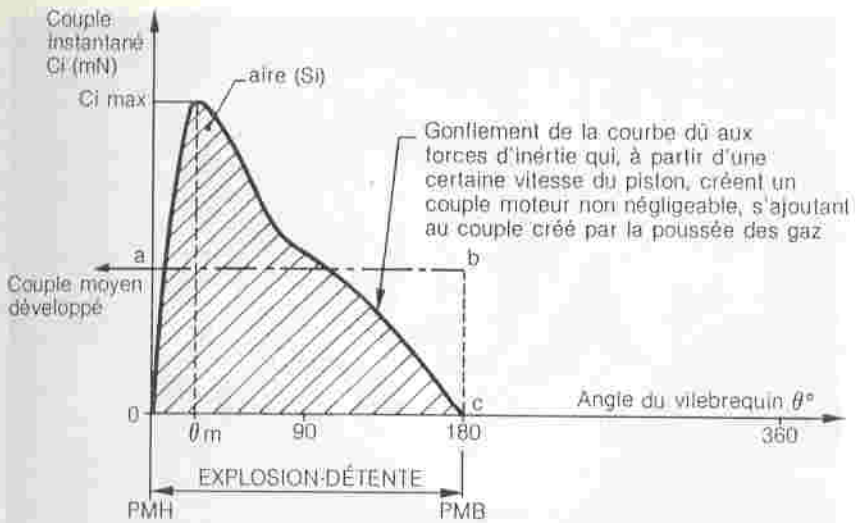


Fig. 8 :
Diagramme représentant la variation du couple instantané en fonction de l'angle duvilebrequin durant la phase moteur

donc constamment suivant l'angle de rotation du vilebrequin.

Le diagramme de la figure 8 illustre cette variation.

Il faut noter que l'allure de ce diagramme correspond à un point de fonctionnement donné du moteur : charge et régime.

Le couple instantané maximal (Ci max) est obtenu pour un angle θm (mesuré après le PMH) variable suivant le type de moteur, mais généralement compris entre 20 et 30°.

Le piston accélérant brutalement en phase détente, à partir d'une certaine vitesse, les forces d'inertie générées par les masses en mouvement, créent un couple moteur favorable, s'ajoutant à celui engendré par la poussée (en diminution) des gaz (bossage de la courbe). Ces forces d'inertie ne représentent toutefois pas un réel avantage, car elles se manifestent naturellement par un couple résistant lors des phases non motrices. De plus, comme nous le verrons plus loin, ces forces d'inertie posent des problèmes de tenue des matériaux dans les hauts régimes.

La figure 9 traduit ce qui se passe sur un moteur à 4 cylindres en ligne, avec ordre d'allumage traditionnel. Le cycle à 4 temps présentant un temps moteur tous les 2 tours du vilebrequin, sur le 4 cylindres, nous obtenons donc un temps moteur tous les demi-tours.

Pour simplifier la représentation (et la compréhension), le diagramme de la figure 9 ne représente que la variation du couple instantané développé lors des seuls temps « moteur ».

2. Couple moyen :

Le vilebrequin recevant donc un couple continuellement variabe en intensité, on établit alors un **couple moyen constant** pour chaque point de fonctionnement (régime, charge) du moteur.

Par exemple, sur le diagramme de la figure 8, le couple moyen développé pendant le temps « moteur » est défini de telle sorte que l'aire du rectangle Oabc soit identique à l'aire de la surface hachurée Si.

De la même manière on définit un **couple moyen résistant** lors des phases non motrices.

On obtient ainsi le **couple moyen réel** que peut fournir le moteur, c'est-à-dire ce que l'on appelle tout simplement le « couple ».

Parler de couple moteur sous-entend donc de parler de couple moyen. C'est cette caractéristique que l'on mesure sur banc d'essai.

Le principe de la mesure est relativement simple, en comparaison de la complexité de l'appareil mis en jeu, complexité relevant essentiellement du problème de l'importance des calories à évacuer.

Le banc est muni d'un frein dynamométrique (généralement hydraulique ou électromagnétique) dont le rôle consiste à appliquer un couple résistant (freinage), connu et variable, à l'arbre du moteur.

Le principe de la mesure est le suivant : pour une charge donnée du moteur (papillon des gaz dans une certaine position), on applique différents couples de freinage, mais de façon à maintenir dans chaque cas une vitesse stable (constante) du moteur. Si la vitesse est constante, cela veut dire que le couple que fournit le moteur (à mesurer) est égal au couple résistant appliqué (connu).

On peut établir ainsi, en faisant varier la charge du moteur, diverses courbes caractéristiques du couple en fonction du régime. La courbe de couple que fournissent les constructeurs correspond toujours à la courbe « pleine charge ». C'est évidemment la plus intéressante du point de vue performances, et c'est la seule qui puisse permettre des comparaisons valables entre différents moteurs.

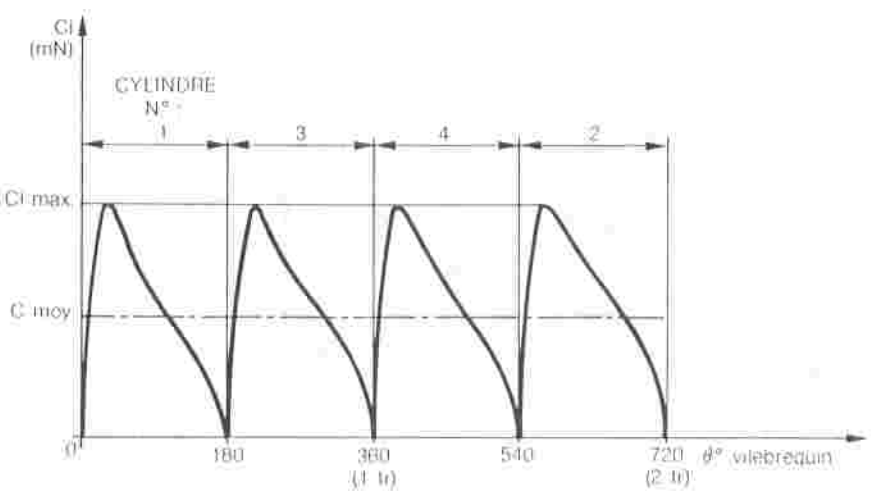


Fig. 9 : Diagramme de variation du couple instantané produits lors des phases motrices sur un moteur 4 cylindres (ordre d'allumage : 1-3-4-2)

3. Courbe de couple :

La courbe de couple est toujours associée à celle de la puissance, seconde caractéristique d'importance dont nous rappelons la définition plus loin. Puissance et couple sont simplement liés par le régime. Aussi est-il fondamental d'attacher autant, sinon plus de signification à la caractéristique de couple qu'à celle de la puissance.

La figure 10 présente un réseau de courbes illustrant les évolutions en couple et puissance du moteur 6 cylindres à plat Porsche depuis la version 2 litres de 1964 (17,8 m.kg à 5200 tr/mn et 130 ch à 6100 tr/mn) à la version 3,3 litres turbocompressée de 1986 (44 m.kg à 4000 tr/mn et 300 ch à 5500 tr/mn).

Généralement, la courbe de couple suit toujours la même allure : le couple croît d'abord avec le régime, atteint un maximum, puis décroît.

On peut dire à peu de chose près que celle-ci est assimilable (pour une charge donnée) à celle du rendement. Le couple maximal est atteint lorsque le taux de remplissage et le rendement de combustion sont optimaux.

L'observation de l'allure de la courbe de couple renseigne énormément sur le comportement, l'agrément, du moteur en question.

Un Flat-six Porsche au banc d'essai

Deux éléments sont à prendre en considération, indépendamment de toute valeur intrinsèque : la surface balayée (Sc), et le régime de couple (voir fig. 11).

La notion de couple est liée à la capacité d'accélération du moteur.

On comprendra la nécessité de disposer d'une valeur de couple la plus constante possible (la constance étant difficile, voire impossible à obtenir), tout au moins de disposer d'un couple important dans les bas régimes afin de faciliter les accélérations et par là-même les reprises dès les plus basses vitesses. On recherchera donc à optimiser la surface balayée en rendant la courbe de couple la plus plate possible.

Autre point sur lequel se portera l'attention du préparateur : le régime de couple, sous-entendu régime correspondant au couple maximal. Ce seuil conditionne directement l'étendue de la plage d'utilisation du moteur (fig. 11).

Les performances maximales du moteur passe par cette condition essentielle : son régime doit toujours se situer dans cette plage d'utilisation. Plus celle-ci sera large et plus l'exploitation du moteur sera aisée et performante.

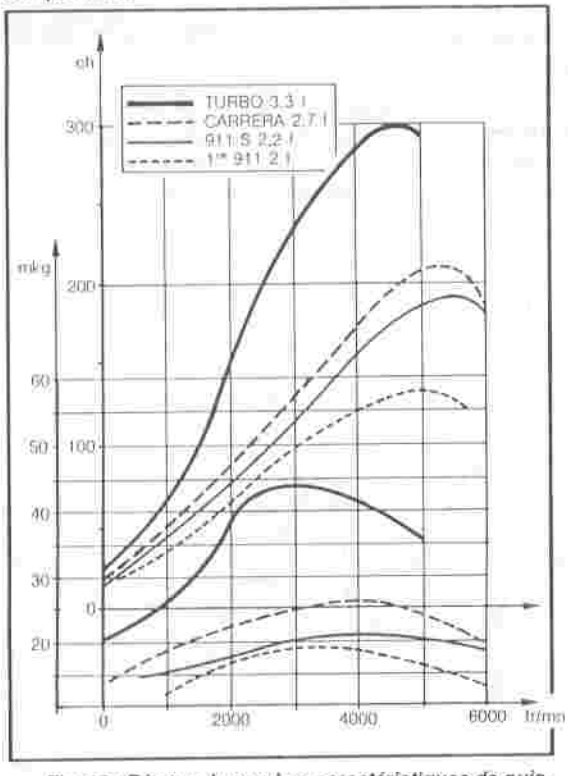


Fig. 10 : Réseau de courbes caractéristiques de puissance et couple relatives au moteur 6 cylindres Porsche dans diverses configurations depuis le 2 litres de 1964 jusqu'au 3,3 l turbo de 1986

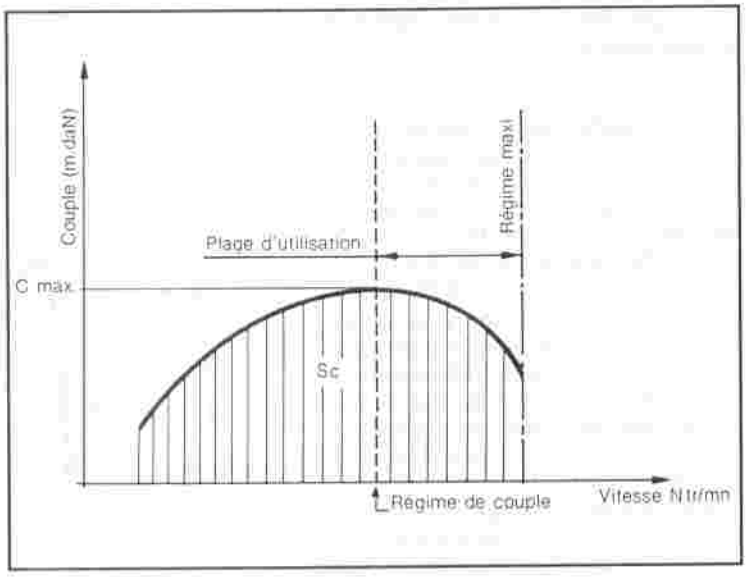


Fig. 11 : Courbe de couple, surface balayée Sc régime de couple et plage d'utilisation

Un moteur se caractérisant par une courbe de couple très accentuée en variation, avec un régime de couple placé très haut, se révèlera « pointu » à l'usage : il faudra nécessairement tirer sur les régimes, disposer de rapports de boîte courts (et multiples si l'on désire atteindre une vitesse de pointe décente), ceci pour éviter les « trous » à l'accélération dès lors que le régime moteur tombe au-dessous du régime de couple maxi.

Prenons l'exemple (figure 12) de deux moteurs repérés 1 et 2, disposant de caractéristiques de couple identiques, mais dont le régime de couple diffère de 1000 tr/mn (3500 pour le 1er, 4500 pour le second). Pour le moteur n° 1, l'étagement de la boîte ne pose guère de problème. La courbe noire (trait fort) donnant la variation (théorique) de la vitesse du véhicule en fonction du régime moteur et des rapports utilisés, le montre bien : en se fixant les premier et dernier rapports on constate qu'à chaque changement de vitesse, le régime moteur retombe nettement au-dessus du régime de couple (3500, 3900, 4800 et 5300).

Ce n'est pas le cas si l'on utilise le moteur 2. Si l'on conserve un rapport de 1re identique, l'optimisation des performances exige des rapports suivants nettement plus rapprochés (courbe noire, trait fin)... mais l'on plafonne à 175 km/h en 5e à 6500 tr/mn !

Inversement, si l'on s'impose de conserver le rapport de 5e (courbe en pointillés), il faut alors un rapport de 1re plus long, et pénalisant dans ce cas, puisque le moteur 2 dispose d'un couple inférieur dans les basses vitesses !

On comprend donc mieux l'importance de l'« étalement » du couple : augmenter sa valeur certes, mais surtout aplanir sa courbe caractéristique et abaisser le régime du couple maxi.

De quoi dépend le couple ? Nous avons vu que dans l'étude du couple instantané, celui-ci était fonction de la force motrice agissant sur le piston (donc de la pression de combustion et de la surface du piston), de l'obliquité de la bielle (liée à longueur de celle-ci), et du bras de levier « d », proportionnel à la course. Mais si alésage, course, longueur de bielle sont des constantes qui caractérisent l'architecture du moteur, seule le paramètre pression de combustion est variable. Aussi parlerons-nous de PME...

4. Pression moyenne effective (PME)

La pression des gaz en phase explosion-détente variant de façon continue, on définit une pression moyenne et constante qui, celle-ci agissant sur le piston, donnerait un couple moteur identique au couple moyen obtenu réellement durant la phase motrice. C'est la fameuse « PME » dont parlent tous les motoristes et préparateurs.

Multipliée par la section du piston (Sp), cette pression moyenne donne la force motrice moyenne produite sur le piston pendant toute sa course descendante, et par suite le couple moyen.

En fait, la PME permet de traduire, en fonction du volume déplacé (cylindrée unitaire V) le travail (W) du cycle :

$$W = PME \times V,$$

ainsi, Pour n cylindres on aura :

$$W = PME \times n \times V.$$

Or, dans le cycle à 4 temps le travail des n cylindres se produit sur deux tours de vilebrequin (soit 2π radians); on en déduit donc le couple moyen correspondant :

$$C = \frac{1}{4\pi} \times PME \times n \times V$$

— C en mètre-Newton (mN),
— PME en Pascal (1 Pa = 1 N/m²),
— V en m³.

Si l'on exprime la PME en bar (1 bar =1 daN/cm²) et la cylindrée en cm³, unités plus pratiques et plus couramment usitées dans le langage des motoristes, et si l'on désire calculer le couple en mdaN, on utilisera la formule suivante :

$$C = \frac{1}{400\pi} \times PME \times n \times V$$

Par exemple, un moteur 4 cylindres de 1600 cm³ développe un couple maximal de 15 mdaN à 4000 t/mn; à ce régime la PME correspond à :

$$PME = \frac{400.\pi.C}{n.V} = \frac{400.\pi.15}{1600} = 11{,}8 \text{ bar}$$

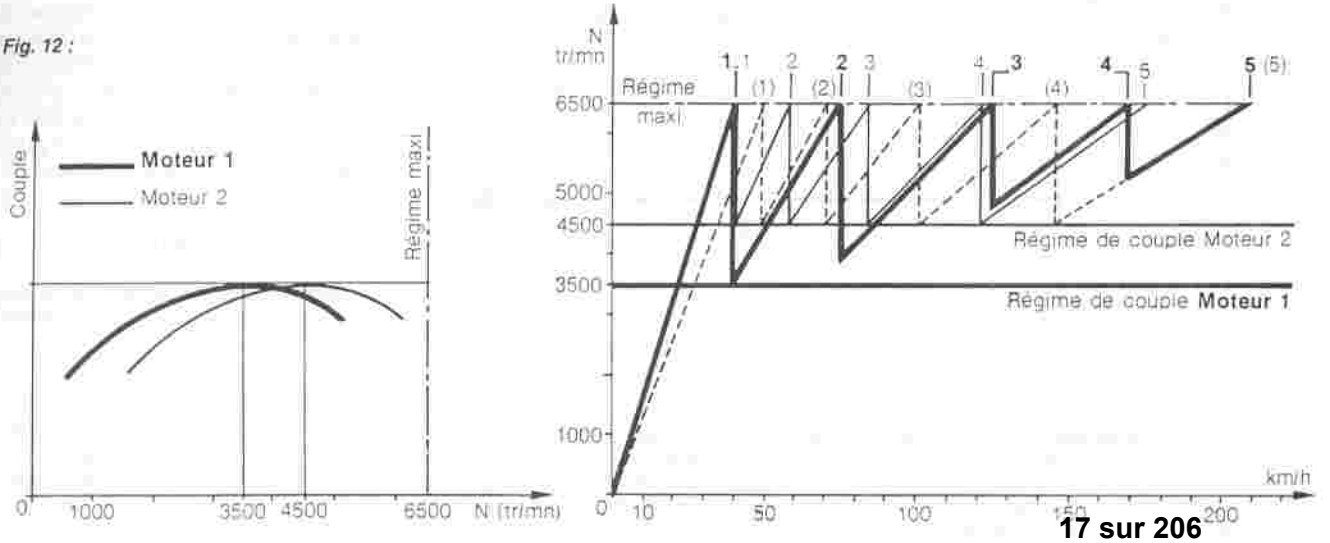
Ainsi, couple et PME étant liés uniquement par une constante (cylindrée), leurs évolutions en fonction du régime moteur sont identiques et donnent des courbes de variations homothétiques.

5. Puissance du moteur :

La puissance développée représente l'énergie produite par unité de temps. On établit que pour toute machine rotative, la puissance à l'arbre suit la formule suivante :

Puissance (watt) = couple (mN) × vitesse de rotation (radian/s).

Fig. 12 :



En exprimant le régime de rotation en t/mn, on peut en déduire la puissance en chevaux-vapeur (« ch », 1 ch = 736 w) par cette formule :

$$P = \frac{2\pi}{736.60} \times C \times N$$

soit $P = \frac{C \times N}{7028}$ (C en mN, N en t/mn)

ou encore $P = \frac{C \times N}{716,5}$

avec C en mkg et N en t/mn

A partir de la courbe de couple, il est donc facile de déterminer la courbe de puissance puisqu'il suffit de multiplier chaque valeur de couple par le régime moteur correspondant (voir fig. 10 et 13). On constate ainsi qu'à partir du régime de couple maxi la puissance continue de croître par la vitesse (le couple lui, diminuant), jusqu'à un certain seuil (régime de puissance); au-delà, la diminution de couple (mauvais remplissage par « étranglement », donc baisse importante de la PME) prédomine sur l'augmentation de régime, et le produit couple × vitesse chute.

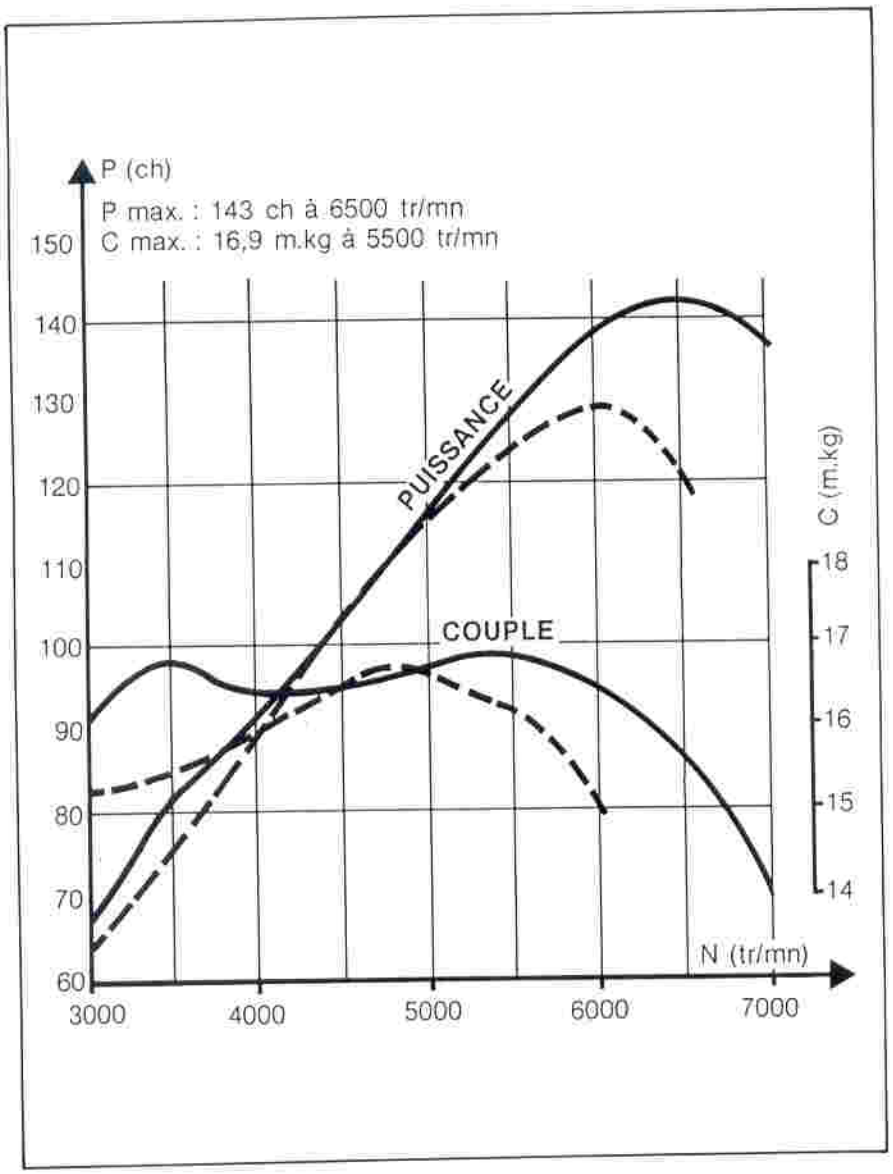


Fig. 13 :
Amélioration de la puissance et du couple sur un moteur 205 GTI 1900, par l'apport d'un kit routier. A noter surtout la courbe de couple à double crête, avec une valeur proche du maximum dès 3 500 tr/mn, et un couple variant très peu, toujours supérieur à 16,5 m.kg entre 3 500 et 5 500 tr/mn. La surface balayée a nettement augmenté et la plage d'utilisation du moteur s'en trouve considérablement élargie. (Préparation Bouhier Engineering)

PUISSANCE - CYLINDRÉE - PME - REGIME...

Nous avons vu que le couple moteur était lié à la PME par la cylindrée :

$$C = \frac{1}{4\pi} \times PME \times n \times V$$

En reportant cette relation dans la formule de calcul de la puissance, il vient :

$$P = \frac{PME \times n \times V \times N}{120}$$

P en W
PME en Pa
V en m³
N en t/mn

(ou)

$$P = \frac{PME \times n \times V \times N}{883\,200}$$

P en ch
PME en bar
V en cm³
N en t/mn

Equation simple, qui montre clairement que la puissance est directement proportionnelle :
— **à la cylindrée** (produit nxV).
— **à la PME** (liée au remplissage),
— **au régime maxi.**

Trois grands thèmes sur lesquels nous porterons notre attention dans le détail de la préparation moteur.

Il apparaît donc qu'une simple augmentation de la cylindrée permet d'obtenir plus de puissance, mais si la cylindrée est limitée (préparation règlementée), il faudra rechercher une meilleure PME et un régime moteur plus élevé.

* Autres formules de calcul de puissance...

On peut également faire intervenir dans le calcul de la puissance la surface du piston (Sp) et la vitesse moyenne (Vp) de celui-ci. Sachant que la cylindrée unitaire V résulte du produit de la surface du piston Sp par la course C, que la vitesse Vp se calcule à partir du régime N et de la course C (soit :

$$Vp = \frac{C \times N}{30000}$$

nous reviendrons sur cette formule plus loin), les relations précédentes deviennent :

$$P = \frac{PME}{4} \times Vp \times Sp \times n$$

P en W
PME en Pa
Vp en m/s
Sp en mm²

ou

$$P = \frac{PME \times Vp \times Sp \times n}{29\,440}$$

P en ch
PME en bar
Vp en m/s
Sp en mm²

Pour un nombre de cylindres fixé, une PME donnée, et une vitesse moyenne de piston limite (20 m/s par exemple), la puissance sera proportionnelle à la section de piston, et donc au carré de l'alésage.

$$(Sp = \frac{\pi A^2}{4}).$$

Autrement dit, la vitesse critique du piston imposant, suivant le régime maxi, la valeur de la course du piston, si l'on considère des **cylindrées identiques,** la puissance la plus élevée ira au moteur possédant le plus grand rapport alésage/course, c'est-à-dire à celui possédant une faible course et une vitesse de rotation élevée.

Aussi est-il intéressant, pour un avant-projet de moteur par exemple, de faire intervenir dans le calcul de la puissance le rapport alésage/course (A/C).

Il vient alors, si l'on appelle Cy la cylindrée totale du moteur (voir ci-contre).

Ainsi, toujours en se plaçant dans les mêmes conditions, **PME et Vp fixées,** on se rend compte que la puissance d'un moteur évolue avec la puissance 2/3 de sa cylindrée et de son rapport alésage/course, avec la puissance 1/3 du nombre de ses cylindres.

Le rapport des puissances P1/P2 de deux moteurs « 1 » et « 2 » ayant des **cylindrées identiques** prend alors la forme suivante :

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{1/3} \times \left(\frac{k_1}{k_2}\right)^{2/3}$$

si l'on appelle k_1 et k_2 leurs rapports $\frac{A}{C}$ respectifs.

Ceci est illustré par le graphique de la figure 7 bis.

Une multiplication des cylindres et un rapport A/C important, configuration d'un moteur tournant à très haut régime, vont donc dans le sens d'une puissance élevée (c'est le cas pour les moteurs F1 actuels, redevenus « atmosphériques »).

Mais tout ce que nous venons d'exposer ne concerne que la recherche de la puissance pure. Le couple, qui caractérise les capacités d'accélération et de reprise du moteur, a lui aussi son mot à dire. Et l'on ne pourra pas faire ce que l'on veut avec le rapport alésage/course si l'on désire conserver un couple « décent » dans les bas régimes...

Il est temps de passer à des choses plus concrètes...

$P = 0{,}2937 \times PME \times Vp \times n^{1/3} \times (Cy)^{2/3} \times (\frac{A}{C})^{2/3}$	P en w PME en Pa Vp en m/s Cy en m³

ou

$P = 0{,}003135 \times PME \times Vp \times n^{1/3} \times (Cy)^{2/3} \times (\frac{A}{C})^{2/3}$	P en ch PME en bar Vp en m/s Cy en m³

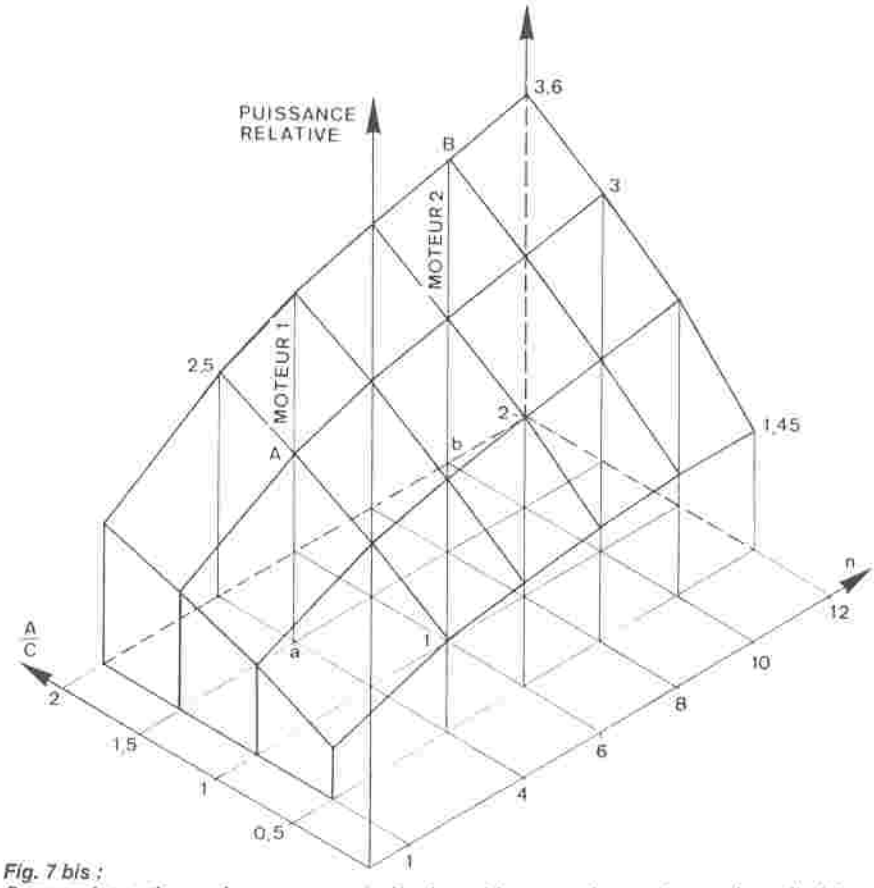


Fig. 7 bis :
Comparaison des puissances maxi développables par des moteurs de cylindrées identiques, ayant même vitesse moyenne de piston et même PME, en fonction du nombre de cylindres(n) et du rapport alésage/course (A/C). La mesure des segments verticaux sur l'axe de puissance permet d'établir les rapports, non seulement des puissances disponibles maisaussi des régimes de rotation maxi.

Exemple : moteur 1 : 4 cylindres, $k_1 = \frac{A}{C} = 1{,}5$; Moteur 2 : 10 cylindres, $k_2 = 2$

→ rapport des puissances : $\frac{P_2}{P_1} = \frac{bB}{aA} = \frac{3{,}4}{2{,}1} = 1{,}6 = \frac{N_2}{N_1}$; puissance et régime maxi du moteur 2 supérieurs de 60% à ceux du moteur 1.

AUGMENTER LA CYLINDRÉE

« La Fiat F2 de Grand prix remporte brillamment le GP de l'ACF à Dieppe. Son moteur, constitué d'un 4 cylindres en ligne (2 blocs de 2 cylindres), d'une cylindrée de 16 286 cm³, développe une puissance de 130 ch à 1600 tr/mn... » (1907).

8 ch/l : telle était la **puissance spécifique** (puissance ramenée au litre de cylindrée) de cette Fiat victorieuse. Huit décennies plus tard, les F1 modernes et leurs 1500 cm³ suralimentés dépassaient (en qualification) les... 850 ch/l !!!

Vous avez dit évolution ?...

Certes nous choisissons là deux cas extrêmes, et il conviendrait de ne pas comparer un moteur dit « atmosphérique » à un autre suralimenté. Car suralimenter un moteur revient en fait à lui augmenter sa cylindrée. Grossièrement, on peut dire qu'un moteur d'1,5 litres suralimenté à 2 bars absolus de pression équivaut à un moteur atmosphérique de cylindrée double, soit de 3 litres. La pression d'admission étant multipliée par 2, la masse de mélange introduite dans les cylindres se voit donc multipliée dans le même rapport (à température égale), et correspond alors, à la pression atmosphérique, à un volume double. En « soufflant » à 4 bars, on arrive à un moteur de 6 litres. Le calcul de la puissance spécifique n'est donc plus tout à fait le même dans le cas d'un moteur turbo. sur notre moteur F1 de 1,5 l comprimé à 4 bars, celle-ci « chuterait » à 212,5 ch/l ! A titre de comparaison, le dernier moteur atmosphérique victorieux en F1 (le fameux V8 Cosworth aux 155 victoires) atteignait en 1983 les 179 ch/l (3 litres de cylindrée, 535 ch). Mais l'année 89 et sa nouvelle réglementation F1 ont vu des moteurs atmosphériques de 3,5 litres flirter avec les 185-200 ch/l...

Suralimenter un moteur permet donc d'augmenter fictivement sa cylindrée. Ce n'est pas le seul avantage. Entre un atmosphérique » et un moteur turbo de cylindrée « équivalente » (tenant compte de la pression de suralimentation), les performances du second seront nettement supérieures : meilleur remplissage en toutes circonstances, encombrement réduit donc masses en mouvements plus faibles, frottements diminués, meilleures montées en régime... Aussi classerons-nous la suralimentation moteur dans le chapitre « améliorer le remplissage » plutôt que dans celui-ci.

Puissance et Couple spécifiques :

Ces deux caractéristiques permettent d'établir des comparaisons intéressantes entre moteurs.

Leur calcul est simple, puisqu'il suffit de diviser puissance et couple par la cylindrée exprimée en litres. Ainsi :

$$Ps = \frac{P}{Cy} \text{ en ch/l} \quad Cs = \frac{C}{Cy} \text{ en m.kg/l}$$

Avant d'entamer tout travail de préparation, on peut ainsi savoir s'il sera facile ou non (rentable ou dissuasif) d'accroître les performances de son moteur ! Des chiffres élevés d'origine reflètent à l'évidence un moteur bien conçu. Au dessus de 75 ch/l et 8,5 m.kg/l, la préparation exigera un travail en profondeur et un budget conséquent. Toujours pour ne parler que de moteurs atmosphériques on peut estimer à environ 120 ch/l le maximum possible à atteindre avec un 4 cylindres 8 soupapes. Et 160 ch/l dans le cas d'un 16 soupapes.

Le tableau de la fig. 14 permet d'établir quelques comparaisons entre moteurs à caractère sportif plus ou moins performants.

Le calcul de la cylindrée s'obtenant en faisant le produit de la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres (Cy = n.V), nous pourrions à priori jouer sur ces deux facteurs pour augmenter la cylindrée. Pour des raisons que vous comprendrez aisément, nous n'envisageront pas le cas du nombre de cylindres Nous sortirions du cadre de cet ouvrage pour entrer dans celui de la conception pure et simple d'un moteur...

Plus humblement, plus raisonnablement, nous nous contenterons de faire varier la cylindrée unitaire, ce qui n'est déjà pas si évident.

Expression de la cylindrée unitaire V (en cm³) :

$$V = \frac{\pi.A^2.C}{4000}$$

avec A : alésage en mm
C : course en mm.

Vouloir l'augmenter, c'est donc agrandir l'alésage et/ou la course du moteur.

1. AUGMENTER L'ALÉSAGE

C'est le moyen le plus simple, du moins tant que l'augmentation envisagée n'est pas trop importante.

La formule permettant de calculer l'alésage en fonction de la nouvelle cylindrée unitaire désirée V_2 est la suivante :

$$A_2 = \frac{4000\ V_2}{\pi.C}$$

(avec V_2 en cm³, A_2 et C en mm)
ou, si vous désirez calculer la variation de cylindrée unitaire

$$\Delta V = V_2 - V_1 = \frac{\pi.C}{4000}(A_2^2 - A_1^2)$$

(mêmes unités que précédemment).

S'il s'agit d'une préparation réglementée entrant dans le cadre d'une compétition en Groupe N ou A, la modification de la cylindrée constructeur étant interdite, la seule solution consiste à opter pour la configuration « cotes réparation ». Dans ce cas, le gain en cylindrée est infime (mais c'est toujours ça de pris !). Le réalésage dépasse rarement les 0,5 mm (sur le diamètre). Par exemple, un réalésage de 0,4 mm (83,4 contre 83) sur un moteur de 205 GTI donnera 1923 cm³, soit 18 cm³ de plus. De même qu'un alésage de 81,5 mm (+ 0,5 mm) portera la cylindrée d'un moteur de Golf GTI de 1781 à 1803 cm³.

Il est nécessaire alors d'utiliser des pistons « réparation » fournis par le constructeur (cas du Gr. N), le Gr. A autorisant le montage de pistons spéciaux.

Dans le cadre d'une préparation libre, avec forte augmentation de cylindrée, les possibilités sont beaucoup plus intéressantes mais quelques précautions s'imposent. Plusieurs éléments sont à prendre en considération, à commencer par l'architecture du bloc.

	MODELE		Alésage × course (mm) (mm)	Cylindrée (cm^3)	Puissance maxi (ch à tr/mn)	Couple maxi (m.kg à tr/mn)	Ps (ch/l)	Cs (m.kg/l)
MOTEURS ATMOSPHÉRIQUES 2 SOUPAPES/CYLINDRE	CITROEN	AX Sport	75 × 73,2	1294	95 à 6800	11,5 à 5000	73,5	8,9
	PEUGEOT	106 XSI	75 × 77	1360	95 à 6600	11,9 à 4200	69,8	8,75
		205 Rallye	75 × 73,2	1294	103 à 6800	11,8 à 5000	79,5	9,1*
		205 1900	83 × 88	1905	122 à 6000	15,9 à 3000	64,2	8,3
	OPEL	Corsa GSI	79 × 81,5	1598	100 à 5600	13,8 à 3400	62,5	8,6
	VW	Golf GTI	82,5 × 92,8	1984	115 à 5400	16,9 à 3200	58	8,5
		Golf VR6	81 × 90,3	2792 (V6)	174 à 5800	24 à 4200	62,3	8,6
	PORSCHE	Carrera RS	100 × 76,4	3600 (Flat 6)	260 à 6100	32 à 5000	72,2	8,9
MOTEURS ATMOSPHÉRIQUES 4 SOUPAPES/CYLINDRE	ROVER	114 GTI 16V	75 × 79	1396	103 à 6000	12,9 à 5000	73,8	9,2
	HONDA	Civic VTI	81 × 77,4	1595	160 à 7600	15,3 à 7000	100,3*	9,6
	RENAULT	Clio 16S	82 × 83,5	1764	137 à 6500	16,5 à 4250	77,7	9,35
		Clio Williams	82,7 × 93	1998	150 à 6100	18,2 à 4500	75	9,11
	CITROEN	ZX 16 V	86 × 86	1998	152 à 6500	18,3 à 3500	76	9,16
	OPEL	Astra GSI	86 × 86	1998	150 à 6000	19,6 à 4600	75,1	9,8
	BMW	M3	86 × 85,8	2990 (6 cyl.)	286 à 7000	32,6 à 3600	96	10,9*
	PORSCHE	968	104 × 88	2990 (4 cyl.)	240 à 6200	31,1 à 4100	80,3	10,4
		928 GTS	100 × 85,9	5397 (V8)	350 à 5700	51 à 4250	64,8	9,45
	FERRARI	512 TR	82 × 78	4943 (12 Boxer)	428 à 6750	50,1 à 5500	86,6	10,1
	MAC LAREN	F1	86 × 87	6064 (V12)	550 à 7000	61,2 à 4000	90,7	10,1
MOTEURS SURALIMENTÉS	VW	Polo G40	75 × 72	1272	115 à 6000	15,3 à 4400	90,4	12
	FIAT	Uno Turbo ie	80,5 × 67,4	1372	114 à 6000	16,8 à 3500	83	12,3
	RENAULT	5 GT Turbo	76 × 77	1397	120 à 5750	16,9 à 3750	85,9	12,1
	FORD	Escort Cosworth	90,8 × 76,95	1995	220 à 6250	29,6 à 3500	110,3	14,8
	LANCIA	Delta HF Intégrale	84 × 90	1995	210 à 5750	31 à 3500	105,3	15,5
	PORSCHE	911 Turbo	100 × 76,4	3600 (Flat 6)	360 à 5500	53 à 4200	100	14,7
		959	95 × 67	2850 (Flat 6)	450 à 6500	51 à 5500	158	17,9
	FERRARI	F40	82 × 69,5	2936 (V8)	478 à 7000	58,8 à 4000	162,8	20*
	BUGATTI	EB 110 S	81 × 56,6	3500 (V12 5 soup.)	600 à 7000	62	171,4	17,7

Fig. 14 : Tableau comparatif de quelques moteurs de production, atmosphériques à 2 et 4 soupapes par cylindre, et suralimentés. Les niveaux atteints en matière de puissance et couple spécifiques sont intéressants, les astérisques indiquant quelques valeurs (très) remarquables.

S'agit-il d'un bloc non chemisé ou à chemises fixes, dites sèches car non en contact avec l'eau de refroidissement, ou d'un bloc à cylindres amovibles, du type chemises humides (directement refroidies par l'eau) ou à cylindres séparables (sur moteurs refroidis par air genre VW, porsche...).

Les premiers, intéressants car présentant une rigidité supérieure, rendent le travail de réalésage délicat. Les chemises sèches, emmanchées serrées dans le bloc (refroidies à l'azote liquide avant montage) sont très minces (1 à 2 mm d'épaisseur). Souvent, il est nécessaire de les extraire avant de réaléser le bloc. La qualité des usinages doit être très poussée, car la chemise s'ajuste avec une extrême précision sur toute sa longueur. Il ne faut pas perdre de vue que son refroidissement s'effectue uniquement par « contact » avec le fût usiné dans le bloc. Très délicat donc, et coûteux. Plus facile est la modification des moteurs à cylindres amovibles, ceux à chemises humides étant plus répandus.

La solution la plus intéressante financièrement consiste à se procurer, s'ils existent, des ensembles chemises-pistons, souvent vendus sous forme de kits, disponibles sur le marché des préparateurs. Mais si vous ne trouvez pas votre bonheur il vous faudra :
— soit réaléser les chemises existantes, généralement en fonte graphitée (récemment, la fonte GS à graphite sphéroïdale a tendance à remplacer la fonte à graphite lamellaire), si l'épaisseur de leur embase est suffisante. Si cette épaisseur devait descendre à une valeur inférieure à 1,5 mm, il faudrait avoir recours, pour des questions de résistance mécanique, à des chemises en acier.
— soit, dans le cas d'une très forte augmentation de cylindrée, réusiner les puits de chemises dans le bloc. On atteint là le domaine de la préparation poussée, avec tous les risques qu'elle comporte : diminution de la résistance du bloc, forte réduction de l'espace entre cylindres, chemises spécifiques aux parois très minces... On fragilise l'ensemble en diminuant sa rigidité et en augmentant les contraintes thermiques.

Conséquences de l'accroissement de l'alésage

• Sur la masse du piston :

Les fortes augmentations de cylindrée conduiront au montage de pistons logiquement plus lourds puisque plus gros. Encore que certains pistons forgés en aluminium (recommandés car plus résistants que ceux moulés) se révèlent parfois plus légers que ceux de série.

Il faut néanmoins garder à l'esprit qu'accroître les masses en mouvement, c'est aller dans le sens d'inertie plus élevées néfastes à leur résistance.

La force d'inertie générée par une masse en mouvement s'obtient par le simple produit de cette masse par l'accélération qu'elle reçoit ($Fi = m\gamma$, m en kg, γ en m/s², Fi en N). Par exemple, à 7000 tr/mn, l'accélération maximale d'un piston ayant 80 mm de course atteindra à chaque PMH 28 000 m/s² (pour une bielle de longueur 130 mm, γ dépendant aussi de la longueur de la bielle, voir chapître sur l'allongement de la course). 28 000 m/s², sensiblement 2800 « G », cela veut dire qu'à chaque PMH, soit plus de 116 fois par seconde, le piston supportera des forces d'inertie égales à 2800 fois son poids, soit 14 000 N (≈ 1,4 « tonnes ») pour une masse de 500 g !

Et ce pour ne parler que des forces dues à l'inertie, le piston subissant en plus, tous les deux tours, la force de combustion des gaz...

• Sur les frottements entre piston et cylindre :

L'étendue des surfaces de contact avec le cylindre augmente, les pertes par friction également. Ce qui nuit au rendement mécanique et limite le régime. Tenter de limiter les frictions, c'est jouer sur la forme du piston et l'épaisseur des segments. A ce sujet nous renvoyons le lecteur au chapître « Augmenter le régime ».

• Sur le rapport volumétrique :

C'est un point important à prendre en considération. Pour un volume de chambre de combustion donné, le rapport volumétrique varie avec la cylindrée unitaire puisque, rappelons-le :

$$Rv = \frac{V + v}{v}$$

Prenons un exemple :
Moteur 4 cylindres de 1605 cm³ ; alésage × course = 78 × 84 mm ; Rv = 10:1.

Augmentation de l'alésage de 4,5 mm :
— nouvelle cylindrée :

$$Cy_2 = 4 \times \frac{\pi\,(82{,}5)^2.84}{4000} = 1796\ cm^3$$

— nouvelle cylindrée unitaire :

$$V_2 = \frac{Cy_2}{4} = \frac{1796}{4} = 449\ cm^3$$

contre 401,2 cm³ pour l'ancienne cylindrée unitaire V_1.

Calcul du volume de la chambre d'explosion v :
sachant que :

$$Rv_1 = \frac{V_1 + V}{v} = 10$$

$$v = \frac{V_1}{Rv_1 - 1} = \frac{401}{9} = 44{,}6\ cm^3$$

Calcul du nouveau rapport volumétrique Rv_2 :

$$Rv_2 = \frac{449 + 44{,}6}{44{,}6} = 11$$

Le Rv augmente donc dans ce cas de 1 point. Précisons que nous avons supposé dans le calcul que la forme des nouveaux pistons n'influaient pas sur le volume v de la chambre. Des pistons légèrement bombés par exemple auraient pour effet de réduire le volume v et par conséquent d'augmenter davantage le rapport volumétrique.

L'augmentation du rapport volumétrique va dans le sens d'un meilleur rendement thermodynamique, mais il faut veiller à ce que celui-ci n'atteigne pas des valeurs qui risqueraient à la fois de provoquer la détonation du mélange carburé et de venir à bout de la résistance mécanique du moteur !

Un rapport de 12:1 représente une valeur limite pour le carburant commercial actuel, et impose de monter des pistons et bielles forgés.

Un calcul rapide permet donc de voir comment évolue le rapport volumétrique. Si celui-ci devait trop augmenter, il faudrait alors le corriger en augmentant le volume de la chambre. Dans ce cas, le travail d'usinage se fera de préférence sur la culasse plutôt que sur le piston.

• Sur la chambre de combustion :

Ce paragraphe rejoint le précédent. Nous le plaçons en marge car il ne faut pas perdre de vue que l'une des principales conséquences de l'augmentation de l'alésage, outre le gain de cylindrée désiré, c'est d'obtenir une chambre de combustion plus vaste qui permettra de loger des soupapes de plus fortes dimensions. Le travail de la chambre ira donc également dans ce sens, et nous lui réservons un chapître particulier (« Améliorer le remplissage »)...

• **Sur le joint de culasse :**

Toute préparation sérieuse, avec modification de l'alésage ou pas, se doit de passer par un renforcement du joint de culasse d'origine, gage de fiabilité.

L'augmentation de l'alésage des cylindres réduit l'espace entre ces derniers (cote X sur fig.15). Le joint d'origine ne convient plus car aucune partie du joint ne doit pénétrer à l'intérieur de la chambre de combustion. Il faut penser — et tout particulièrement l'amateur — à cette cote X avant de décider de la cote de réalésage. Plus cette cote sera faible et plus le renforcement du sertissage deviendra critique et nécessitera une fabrication soignée que seul un professionnel du joint sera à même de réaliser. Aussi l'amateur ne pourra-t-il prétendre commander à ce fabricant la réalisation d'un joint spécifique. Même pour une petite série de joints spéciaux, les préparateurs doivent bien souvent payer une partie de l'outillage investi par le fabricant !..

Nous conseillons à l'amateur de s'adresser aux préparateurs, certains d'entre eux fabriquant eux-mêmes leurs joints. Il est également souvent possible d'adapter un joint de culasse prévu pour un moteur de même marque et de cylindrée supérieure (dans ce cas la cote de réalésage dépendra de celle du joint) : il suffit alors de modifier les trous de passage d'eau et d'huile, plus rarement ceux des vis de fixation de culasse.

Dans certains cas difficiles et isolés, il arrive que les préparateurs utilisent des solutions assez singulières : du genre simple feuille de cuivre découpée, une solution qui ne peut se justifier que pour des moteurs de compétition amenés à fonctionner pendant très peu de temps (course de côte par exemple), le changement du joint devant s'effectuer après chaque course ; ou encore, pour des blocs non chemisés, des anneaux métalliques ajustés sur le haut de chaque cylindre (et dépassant légèrement du bloc) assurent l'étanchéité aux gaz et remplacent les zones serties du joint classique ; le reste du joint est alors composé d'une feuille d'amiante graphitée venant s'adapter autour de ces anneaux, feuille dont l'épaisseur doit-être légèrement supérieure à la valeur de dépassement des anneaux...

Insistons encore sur le fait que ces solutions palliatives ne sont que des pis-aller et ne peuvent prétendre à un quelconque critère de fiabilité. On rencontre parfois, sur des moteurs à chemises amovibles fortement réalésées, des chemises comportant un épaulement interne à leur partie supérieure, afin que le joint puisse porter suffisamment !

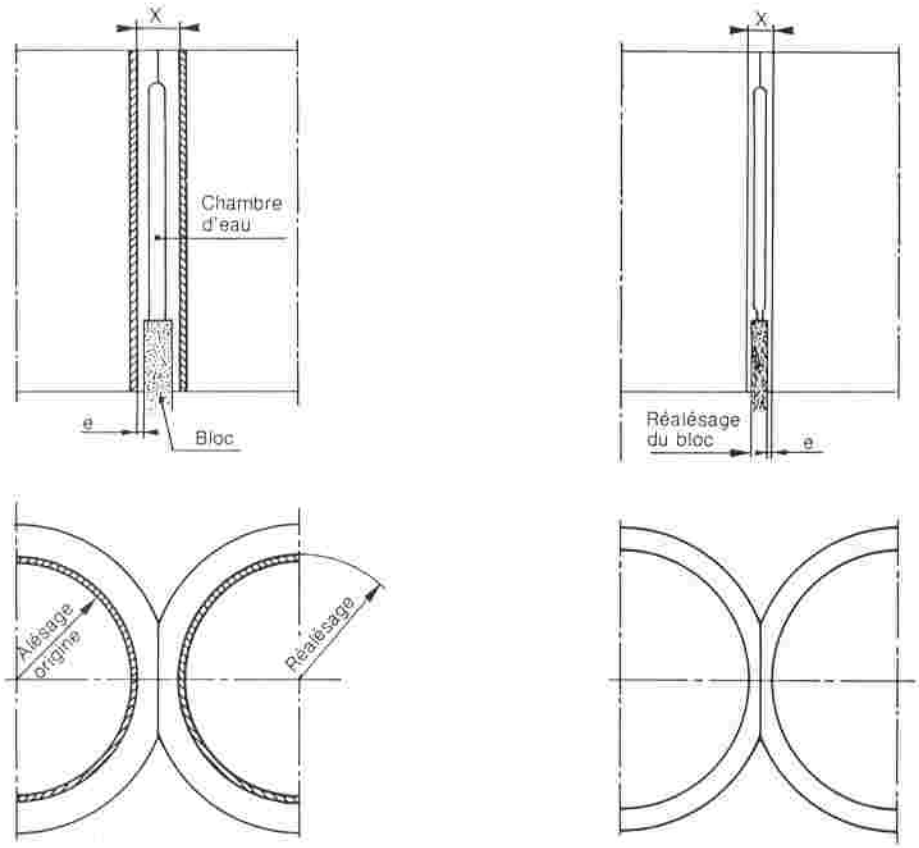
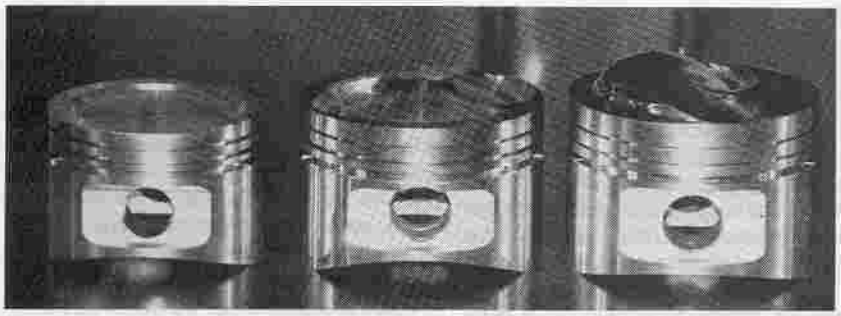


Fig. 15 : Augmentation de l'alésage dans le cas de chemises humides

Tant que l'épaisseur e de l'embase ne descend pas en-dessous d'1,5 mm, les chemises en fonte d'origine peuvent être réalésées.

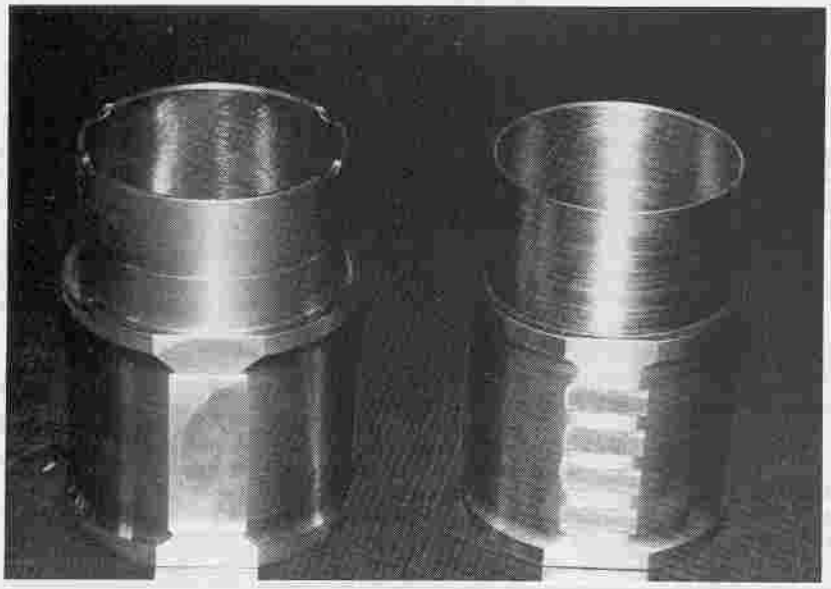
Cas limite d'accroissement de l'alésage : réalésage du bloc et montage de chemises à embase très minces (e inférieur au mm) en acier. Dans les deux cas, il faut penser à la cote X qui définira le joint de culasse spécifique et son renforcement.



Bretille est le spécialiste du piston en France; il fournit la plupart des préparateurs français en pistons spéciaux : moulés ou forgés, fabriqués à l'unité ou en série, aussi bien pour la voiture ancienne que moderne, du tourisme à la compétion :
De gauche à droite : pistons forgés pour Golf GTI Gr. A, V6 PRV Production, Opel Manta 400 Gr. B.

Pistons de 205 GTI, pour la série (moulé) à gauche, pour une préparation Gr. A (forgé) à droite.

De gauche à droite :
Visa GT de série 1 360 cm³ (moulé), prépara-tion libre Visa 1600 cm³ (forgé), Visa 1000 pistes 1440 cm³ (forgé), et piston moulé de Samba Gr. B (à noter l'encoche pour le passage de la bougie).



Chemise en fonte GS (à graphite sphéroïdal) pour R21 turbo Production (à gauche) ; l'emploi de la fonte GS pour la réalisation des chemises est relativement récent, celle-ci offrant un meilleur coefficient de frotte-ment que l'acier pour une résistance quasi-identique.
Lors de fortes augmentations de cylindrée, si l'embase des chemises atteint de très faibles épaisseurs, le recours à l'acier est indispensable : à droite, chemise pour bloc de R12 G porté à 2 litres. Fabrication Bretille.

Bien entendu ce problème du joint de culasse ne se présente pas avec les kits de transformation où le joint spécifique est toujours fourni. Il ne se pose pas non plus sur les moteurs refroidis par air, souvent dépourvu de tout joint entre cylindre (amovible) et culasse, ou monté avec de simples rondelles en cuivre recuit.

2. AUGMENTATION DE LA COURSE

« Le moteur était si haut que le pilote devait se pencher sur le côté pour voir la piste ! La réglementation des Grand Prix limitait en effet l'alésage du moteur, et sur le 2 cylindres en V Peugeot, la course des pistons atteignait 280 mm ! (1910).

Ce procédé, relativement coûteux, est rarement utilisé chez le préparateur amateur. Parmi les modifications, nombreuses et d'importance, la première qui vient à l'esprit est la modification du vilebrequin, ou, bien plus efficace, son remplacement.

La modification du vilebrequin

La course du piston, c'est deux fois l'excentration du maneton, c'est-à-dire le double du rayon de la manivelle : C = 2R.

Il est possible de rectifier le vilebrequin d'origine, de manière à décentrer le maneton et par conséquent augmenter son excentration (fig. 19).

Un déplacement de l'excentration de 1 mm aura pour effet d'augmenter la course du piston du double, soit 2 mm.

Par cette méthode, le gain enregistré sera de toute façon faible, on ne peut guère espérer obtenir plus de 3 à 4 mm de course supplémentaire. Aller au-delà, ce serait s'exposer à de sérieux problèmes de résistance mécanique. En effet, le diamètre du maneton diminuant, sa résistance sous charge diminue, de même que la rigidité en flexion et torsion du vilebrequin. Si l'on conserve les bielles d'origine, ce qui n'est pas conseillé (voir plus loin), il est alors nécessaire de monter des coussinets spéciaux à support épais, de telle sorte que l'épaisseur de la couche d'antifriction soit la plus faible possible : la capacité de charge transmissible par le coussinet en dépend (fig. 20). Sinon, il faut trouver des bielles avec des diamètres de tête plus faibles.

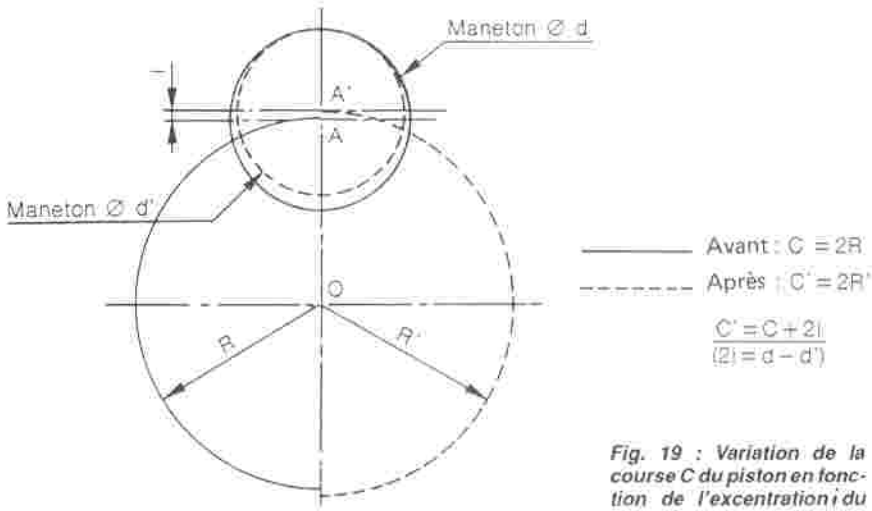


Fig. 19 : Variation de la course C du piston en fonction de l'excentration i du maneton.

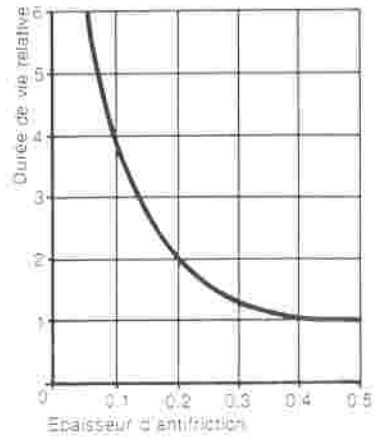
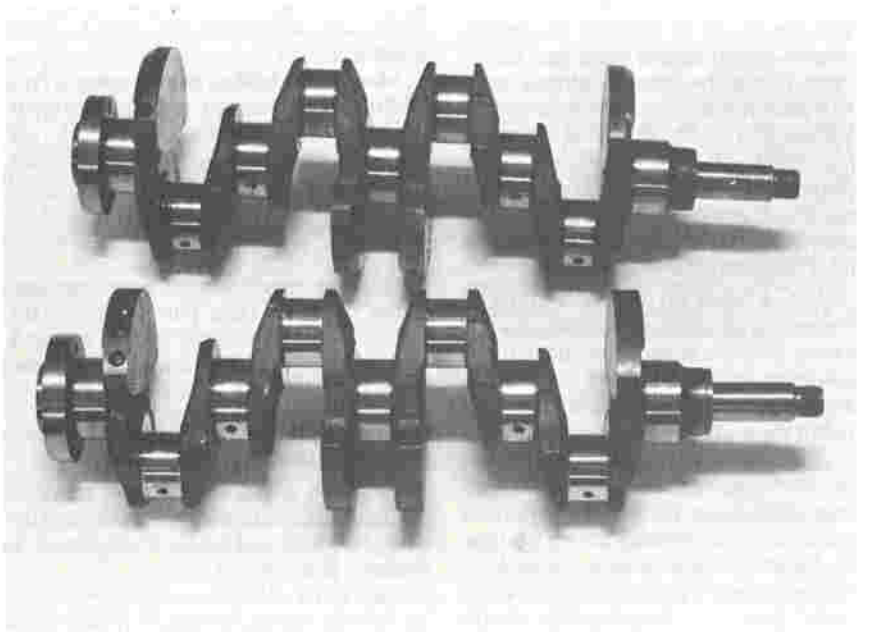


Fig. 20 :
Influence de l'épaisseur de la couche d'antifriction sur la durée de vie d'un coussinet ; il est important d'utiliser des coussinets spéciaux à épaisseur d'antifriction la plus faible possible, particulièrement lorsque l'on réduit le diamètre des manetons pour accroître la course des pistons : cette réduction de diamètre se traduit par une élévation des pressions de contact et une diminution de la résistance sous charge des coussinets.



Une rectification excentrée des manetons (en bas) a permis de gagner 4 mm de course sur ce vilebrequin de Citroën Visa. Les contre-poids ont du être usinés pour éviter le contact avec les pistons. Préparation Brunetti.

D'autre part, il faut espérer que le matériau du vilebrequin puisse subir un traitement thermochimique du genre nitruration, applicable uniquement sur des aciers de nitruration ou fontes GS (à graphite sphéroïdal). Une nitruration des portées de vilebrequin (enrichissement superficiel en azote) est fortement recommandée car elle offre une très grande dureté superficielle (qui peut atteindre 0,5 mm de profondeur) et un maximum de résistance à l'usure par frottement. Pour empêcher toute déformation du vilebrequin au cours du traitement, et éviter ainsi d'avoir recours à un traitement de stabilisation, on préfèrera une nitruration ionique à celle réalisée en bains de sel.

Nous ne saurions conseiller la modification du vilebrequin que pour de très faibles augmentations de la course (2 mm maxi, soit 1 mm d'excentration du maneton). Mais le jeu en vaut-il la chandelle ? Sur un 4 cylindres 1600 cm^3 de 80 mm de course, augmenter celle-ci de2 mm permet de gagner 40 cm^3...

A noter que sur bon nombres de moteurs de compétition Gr.N ou A, on égalise (!) les courses d'un cylindre à l'autre (les différences sont infimes mais elles existent !) par rectification des manetons !..

Le changement de vilebrequin

Si vous en avez les moyens ! Et si vous trouvez celui qui vous convient... Ce qui n'est pas si évident.

Il vous faudra rechercher si les préparateurs de la marque ne possèdent pas cet objet rare dans leur stock. Si oui, il y a de fortes chances pour qu'en plus ce vilebrequin soit de qualité supérieure à celle d'origine : vilebrequin nitruré, ou mieux en acier forgé, indispensable sur des versions « longue course ». Dans ce cas vous trouverez certainement les bielles et pistons à utiliser conjointement.

Sinon, à vous de chercher dans la gamme des modèles de la marque s'il n'existe pas un vilebrequin de course supérieure adaptable dans votre bloc. Mais sachez que les préparateurs sont à l'affût de tout. Et il n'est pas rare de voir (dans le cas de préparation libre) des montages assez hétéroclites du genre vilebrequin de BMW Formule 2 dans un bloc de Renault 20 ou vilebrequin d'Audi marié à un bloc Simca !..

A priori, rien n'est impossible. Mais si vous désirez vous lancer dans cette voie parsemée d'embûches, armez-vous de prudence. Bien souvent il faudra retoucher le bloc au niveau des paliers, mais également au niveau des passages des contrepoids. Qui dit course plus grande dit nécessairement encombrement diamétral du vilebrequin plus important. Les contrepoids (ou plus ennuyeux les têtes de bielles) risquent de venir en contact avec les parois du bloc. On peut profiter de l'allègement (et de l'équilibrage) du vilebrequin pour fraiser les zones gênantes ; mais si le passage des têtes de bielle est en cause, c'est nécessairement le bloc qu'il faudra retoucher. Aussi les usinages à lui apporter devront-ils être des plus limités et des plus judicieux sous peine de détruire complètement sa rigidité, surtout s'il s'agit d'un bloc en alliage d'aluminium à chemises humides du type « ouvert ».

Il se peut également, au PMB, que les pistons, descendant plus bas dans les cylindres, viennent en contact avec les contrepoids de vilebrequin. Deux solutions : retoucher le vilebrequin si c'est possible ou monter des pistons moins hauts, à jupe plus courte.

Conséquences d'une course plus importante

Elles sont nombreuses. Et montrent une nouvelle fois que la modification d'une caractéristique du moteur ne peut se faire isolément sans conduire à une réaction en chaîne...

- **Sur l'ensemble bielle-piston**

Le piston possède une course plus grande. Il risque donc fort, à la position PMH, de dépasser du bloc ! Trois solutions :

1) Monter des bielles plus courtes si l'on désire conserver les pistons d'origine (pas de changement d'alésage). La nouvelle longueur de bielle se calcule comme suit :

$$L_2 = L_1 - \left(\frac{C2 - C1}{2}\right)$$

2) Monter des pistons avec hauteur d'axe modifiée (axe plus haut) si l'on conserve les bielles d'origine. Le calcul de cette nouvelle hauteur est analogue au précédent :

$$h_2 = h_1 - \left(\frac{C2 - C1}{2}\right)$$

3) Changer à la fois bielles et pistons, en choisissant une bielle plus longue que d'origine, associée à un piston à hauteur d'axe réduit.

Les deux dernières solutions sont de loin les meilleures avec un avantage pour la troisième. Ceci parce que votre travail de préparation s'accompagnera certainement d'un changement de pistons (pistons forgés ou de plus fort diamètre ou plus bombés etc...), et il faudra nécessairement repenser la hauteur d'axe. Mais aussi et surtout parce que le fait de raccourcir la bielle est lourd de conséquences du point de vue cinématique (accélération et vitesse du piston) et énergétique (pertes par frottement)...

- **Sur la cinématique du système bielle-manivelle**

La vitesse moyenne du piston

On en parle beaucoup. Pourtant cette notion de vitesse moyenne n'a en fait que très peu de signification. Le calcul de la vitesse moyenne du piston pour un régime donné est très simple. Sachant que celui-ci parcourt deux fois la course pendant un tour moteur, on obtient :

$$Vmoy = \frac{2.C.N}{60000}$$

avec C : course en mm,
N : régime en tr/mn,
Vmoy : en m/s

Par exemple, à 7000 tr/mn, un piston de 80 mm de course aura une vitesse moyenne de :

$$Vmoy = \frac{2.80.7000}{60000} = 18,6 \text{ m/s}$$

Si maintenant on augmente sa course de 5 mm, sa vitesse passera à :

$$Vmoy = \frac{2.85.7000}{60000} = 19,8 \text{ m/s}$$

Un accroissement de la course entraîne donc une augmentation de la vitesse moyenne du piston (pour un régime donné, celle-ci croît linéairement avec la course). Il s'en suit une énergie perdue par frottement (entre piston et cylindre) plus grande puisque proportionnelle au carré de la vitesse du piston.

Aussi ne faut-il surtout pas confondre vitesse moyenne avec vitesse instantanée. A un régime moteur donné, la première ne dépend que de la valeur de la course. Le calcul de la seconde (vitesse réelle du piston, variable à chaque instant) est plus complexe, car intervient la longueur de la bielle !

Ainsi, deux moteurs à courses identiques (ex. : 80 mm) tournant au régime de 7000 tr/mn, auront des vitesses maximales de piston différentes selon la longueur de leurs bielles !

— 31,1 m/s avec des bielles de 115 mm,
— 30,5 m/s avec des bielles de 130 mm,

alors que la Vmoy des pistons restent la même (18,6 m/s).

Cela signifie que dans le premier cas (bielles courtes), le piston subit des accélérations plus fortes, puisqu'il atteint une vitesse maximale plus élevée pour une même course.

Cette notion d'accélération du piston est très importante, bien plus en tous cas que celle, très floue, de vitesse moyenne.

Le rapport R/L

Sous-entendez le rapport du rayon R de la manivelle (excentration du maneton ou encore demi-course) sur la longueur L de la bielle.

Toute la cinématique du bon vieux système bielle-manivelle repose sur ce rapport R/L auquel il faut accorder une extrême importance. On démontre que plus ce rapport est faible (course courte et bielle longue), plus les variations de vitesse du piston sont progressives, la vitesse instantanée du piston se rapprochant d'une fonction sinusoïdale du temps.

Pour le cas qui nous intéresse, augmenter la course du piston tout en conservant la même longueur de bielle revient logiquement à augmenter le rapport R/L. Ceci n'est pas sans inconvénient. Le piston va subir des accélérations plus fortes, et donc des forces d'inertie plus élevées nuisibles à sa résistance mécanique. Sa vitesse maximale augmentera également, ce qui va dans le sens d'une puissance perdue par frottement plus grande.

Illustrons ceci par un exemple, en reprenant notre moteur dont la course d'origine fait 80 mm, et les bielles 120 mm de long. Un nouveau vilebrequin augmente la course de 10 mm. De 0,33 à l'origine, le rapport R/L passe donc à 0,375.

Conséquences sur les accélérations maximales des pistons, au régime de 7000 tr/mn : de 28 660 m/s² dans le premier cas, on atteint 33 250 m/s² dans le second !

Près de 4600 m/s² (460 « G ») de plus, cela veut dire que sur un piston (muni de son axe) de 500 g, les forces d'inertie seront de 230 daN (230 « kilos » pour parler improprement) supérieures (1,66 « tonnes » contre 1,43 !).

D'autre part, la vitesse maxi de ce piston augmentera de 30,9 à 34,5 m/s (alors qu'en vitesse moyenne, on passe de 18,6 à 21 m/s)...

Le tableau de la fig. 21 permet de se faire une idée des différences de vitesses et accélérations obtenues en modifiant le rapport R/L.

Limiter les accélérations, c'est réduire les forces d'inertie et soulager le piston des contraintes mécaniques qu'il subit.

Mais limiter leurs variations, c'est aussi réduire les vibra-tions qu'elles génèrent.

L'allure de la courbe d'accélération du piston prend alors une allure toute significative. On montre que pour un rapport R/L inférieur à 1/4, cette courbe prend une allure « dos de dromadaire », alors qu'au contraire, pour des rapports supérieurs à 1/4, on enregistre des courbes en « dos de chameau » de plus en plus prononcé, présentant d'étonnantes variations d'accélération (fig. 23).

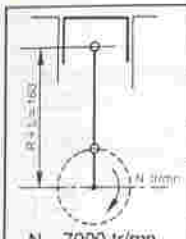
Bien peu de moteurs actuels présentent en réalité un rapport favorable inférieur à 1/4. On tourne couramment autour de 0,30. On peut facilement expliquer cela par le fait que, souvent limité par l'encombrement sous le capot, les hauteurs de bloc sont telles que l'on ne peut monter de bielles suffisamment longues. Ceci est surtout vrai pour les moteurs 4 cylindres de fortes cylindrées unitaires.

Sur les multi-cylindres (6 et plus), et bien sûr sur les moteurs de compétition à cylindrée unitaire plus faible, il est plus aisé d'obtenir un R/L faible. D'autant plus que pour ces moteurs amenés à tourner vite, on recherche à la fois une course relativement faible pour limiter les vitesses de piston et des bielles longues pour réduire le plus possible, non seulement les accélérations et inerties, mais également les pertes par friction...

- **Sur les pertes par friction :**

Autre conséquence néfaste de l'augmentation du rapport R/L: l'obliquité de la bielle devient plus importante, ce qui se traduit par des efforts radiaux du cylindre sur le piston plus élevés (Ar sur la fig. 24).

Il s'en suit une composante de frottement (Af) également plus grande.



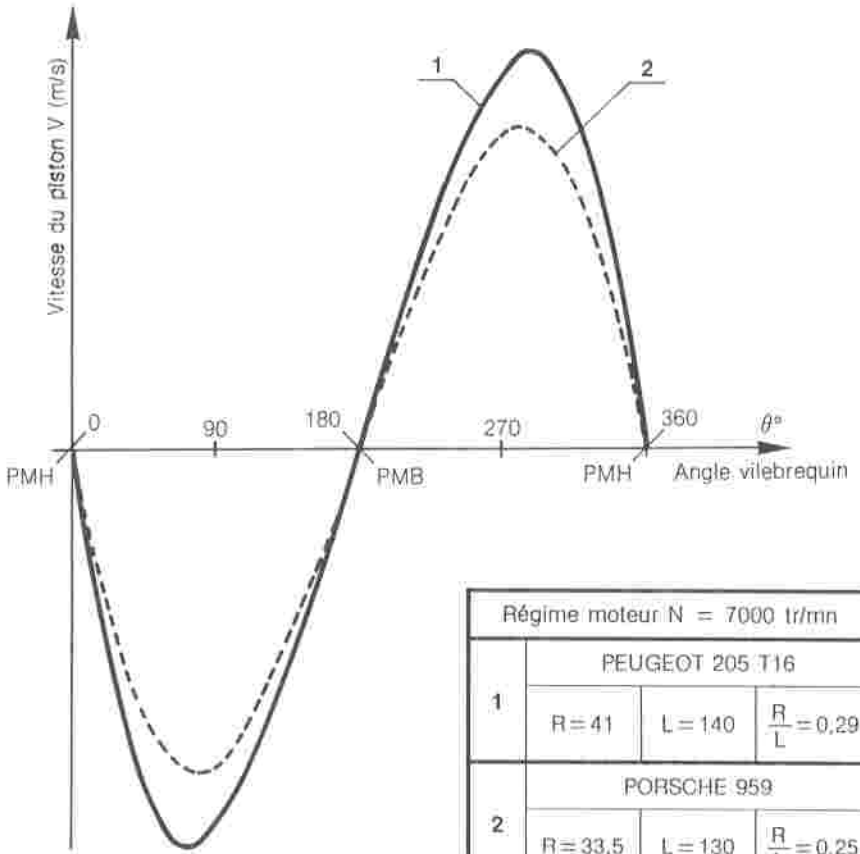
N = 7000 tr/mn

R mm	L mm	R/L	Vmoy. m/s	Vmax. m/s	γmax. m/s²	Fi daN	Xf max.
30	130	0,23	14	22,5	19840	794	3,4
35	125	0,30	16,3	26,6	24070	963	4,2
40	120	0,33	18,7	30,9	28660	1146	5
45	115	0,39	21	35,5	33640	1345	6

Fig. 21 :
Importance de la longueur de la bielle (L) dans le choix de la course (2R) d'un moteur ; ce tableau donne 4 configurations possibles (R, L) en respectant la condition géométrique R + L = 160 (hauteurs de bloc et d'axe de piston inchangées) : les caractéristiques de vitesse et d'accélération ont été calculées pour le régime de 7 000 tr/mn ; le calcul de la force d'inertie tient compte d'une masse de piston (axe inclus) de 500 g ; le cœfficient relatif Xf traduit l'importance du frottement entre piston et cylindre qui dépend de l'obliquité de la bielle.

N = 7000 tr/mn	R mm	L mm	R/L	Vmoy. m/s	Vmax. m/s	γ max. m/s²	Xf max.
Opel Kadett GSi . .	43	144	0,30	20,1	32,9	30 000	4,5
Renault 8 Gordini .	36	133	0,27	16,8	27,3	24 580	4,05
Porsche 959	33,5	130	0,257 (– 1/4)	15,6	25,3	22 640	3,85
V8 Cosworth DFV (F1)	32,4	132,5	0,245 (< 1/4)	15,1	24,4	21 700	3,65
			à 11 000 tr/mn →	23,7	38,4	53 500	

Fig. 22 :
Conçus pour la course, les moteurs 6 cylindres Porsche et V8 Cosworth adoptent un rapport R/L favorable, voisin de 1/4 (voire inférieur pour le V8). Le moderne « longue course » de l'Opel GSI réussit à ne pas dépasser 0,30 grâce à des bielles relativement longues.



Régime moteur N = 7000 tr/mn			
1	PEUGEOT 205 T16		
	R = 41	L = 140	$\frac{R}{L} = 0{,}29$
2	PORSCHE 959		
	R = 33,5	L = 130	$\frac{R}{L} = 0{,}25$

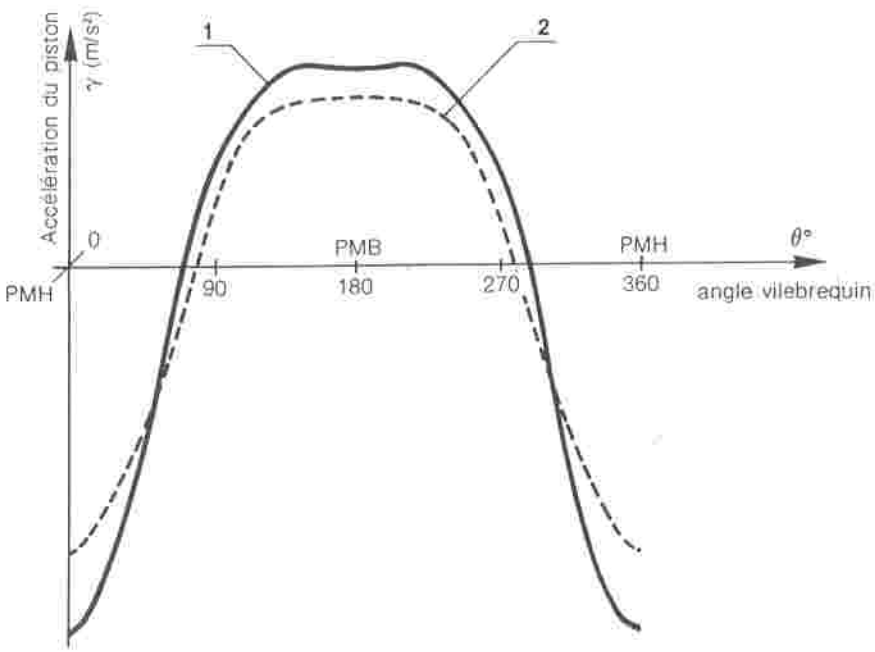


Fig. 23 :
Diagrammes des vitesses et accélérations instantanées du piston en fonction de l'angle du vilebrequin. Suivant la valeur du rapport R/L (rayon de manivelle sur longueur de bielle), la courbe d'accélération prend des allures différentes : jusqu'à 0,25, elle prend une forme en « dos de dromadaire » avec des variations d'accélération relativement calmes ; en revanche, pour des ratios R/L supérieurs à 0,25, elle adopte une allure en « dos de chameau » accompagnée de variations plus brutales.

Indépendamment de la vitesse, l'énergie perdue par frottement augmentera.

La fig. 24 représente le piston dans une position donnée en phase explosion-détente. Les efforts qu'il reçoit sont les suivants :

— la force motrice $\vec{Fp}$ due à l'explosion (variable pendant la descente),

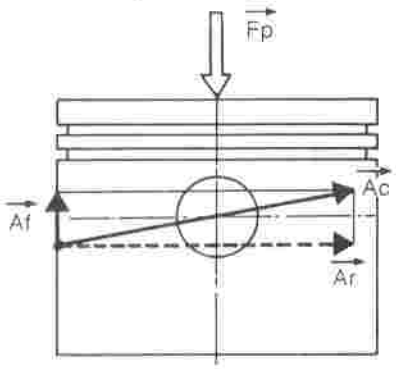
— l'action $\vec{Ac}$ du cylindre sur le piston qui se décompose comme suit :
- une force radiale $\vec{Ar}$ qui crée l'usure des surfaces frottantes,
- une composante de frottement $\vec{Af}$, force résistante car opposée au sens du déplacement du piston, qui est à l'origine de la puissance perdue par frottement :
$Pf = -Af \cdot V$ (V : vitesse instantanée du piston),

— la force $\vec{Fi}$ due à l'inertie ($Fi = m\gamma$). Cette force n'a pas été représentée sur le schéma de la fig. 24 car suivant la position du piston, celle-ci s'ajoute ou se retranche à Fp (s'oppose à Fp en début de descente jusqu'à ce que le piston ait atteint sa vitesse maxi, bielle perpendiculaire au maneton, pour s'inverser ensuite).

L'effort sur la bielle (Fb) est donc la résultante de ces 3 forces Fp, Fi (que l'on peut inclure dans Fp) et Ac.

L'intérêt de rechercher un effort Fb le plus élevé possible pour un Af des plus réduits est évident.

En fait Af et Fp sont liés par la géométrie du système bielle-manivelle (R/L) et le coefficient de frottement (f) existant entre piston et cylindre.



$\vec{A_c} = \vec{A_f} + \vec{A_r}$

$\vec{A_f} = X_f \vec{F_p}$

X_f : coefficient négatif ($\vec{A_f}$ opposée à $\vec{F_p}$)
X_f varie au cours du déplacement du piston en fonction de l'obliquité de la bielle

Fig. 24 :
L'énergie perdue par frottement du piston dans son cylindre est due à la composante Af, variable suivant l'intensité de Fp et l'inclinaison de la bielle.
(Nota : les forces d'inertie n'ont pas été représentées, considérant qu'elles s'ajoutent ou se retranchent à Fp).

Pour les mordus de la formule, la relation entre Af et Fp est la suivante :

$$Af = \frac{Fp \,.\, f\,tg\alpha}{f \,.\, tg\alpha + 1},$$

avec α angle d'inclinaison de la bielle par rapport à l'axe du cylindre.

Nous écrirons simplement: Af = Xf . Fp, Xf devenant alors un simple coefficient indépendant de Fp, fonction uniquement du coefficient de frottement f et de l'obliquité α. Ainsi il est possible, sans connaître Fp, de comparer les coefficients Xf de différents moteurs suivant les rapports R/L.

Les tableaux (fig.21 et 22) donnent quelques exemples comparatifs des Vmax, γmax et Xf en fonction du rapport R/L.

Il apparaît clairement que Xf augmente avec R/L. D'une valeur relative maximale de 4,2 pour un rapport de 0,30, on atteint la valeur 5 avec un R/L de 0,33, ce qui veut dire que, toutes choses égales, l'énergie perdue par frottement a augmenté de 19 %! Si l'on compare les lignes extrêmes du tableau fig. 21, lorsque le rapport R/L varie de 0,23 à 0,39, le coefficient Xf croît de 3,4 à 6, c'est-à-dire de plus de 75% !!!

Insistons sur le fait que ces comparaisons ne sont que purement théoriques et qu'elles supposent des coefficients de frottement identiques dans chaque cas. Ces différences sont toutefois assez édifiantes pour justifier qu'un rapport R/L élevé nuit, et aux accélérations du pistons et au rendement mécanique du moteur.

Nous avons comparé les valeurs maximales de Xf, mais Xf varie avec l'obliquité α de la bielle et donc avec l'angle de rotation (θ) du vilebrequin. Xf atteint son maximum pour une obliquité maximale α, c'est-à-dire lorsque le maneton est perpendiculaire à l'axe du cylindre (piston à mi-course, α = 90°). Aussi est-il intéressant de déterminer les courbes de variation de Xf en fonction de l'angle du vilebrequin (fig. 25).

L'observation du réseau de courbes obtenu montre qu'en pourcentage, les variations de Xf restent sensiblement constantes suivant les rapports R/L considérés. D'autre part, la puissance instantanée perdue par frottement s'exprimant par :

$$Pf = -Af \,.\, V = -Xf \,.\, Fp \,.\, V,$$

il apparaît que si Xf est faible lorsque la force motrice Fp est à son maximum (début de descente, vitesse V du piston faible), il tend vers son maximum lorsque la vitesse du piston est la plus élevée (Fp diminuant)...

La puissance maximale et le rendement reposent sur une force motrice Fp optimale : limiter les pertes par friction piston-cylindre revient donc à réduire Xf, c'est-à-dire à la fois le coefficient de frottement f (voir prochain chapitre) et ce très ennuyeux rapport R/L.

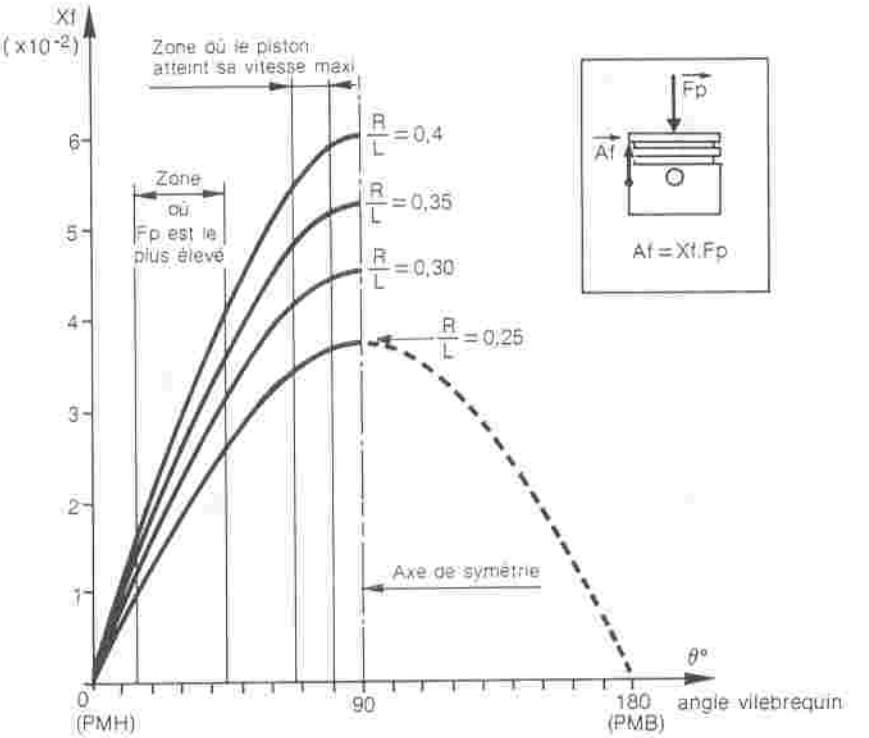


Fig. 25 :
Diagramme représentant les variations de la force de frottement Af (proportionnelle à Xf) en fonction de l'angle du vilebrequin et du rapport R/L.
Entre les rapports R/L 0,25 et 0,35, l'intensité du frottement varie entre 40 et 45 % à l'avantage du premier. Le cas R/L = 0,4 n'est à considérer qu'en théorie car il ne peut avoir (heureusement) d'application pratique, la différence (L – 2R) étant insuffisante pour rendre possible le montage du piston.

Or on ne peut diminuer exagérément ce rapport, sous peine de perdre trop en couple moteur (R faible) mais aussi en régime à cause de bielles lourdes car très longues...

- **Sur le couple :**

Quand même ! si l'on désire obtenir une cylindrée supérieure en agrandissant la course, c'est aussi et surtout pour gagner en couple moteur.

En effet, nous avons vu que le couple instantané se calculait par la formule: Ci = Fb . d

Pour un même effort sur la bielle Fb, le couple Ci croît avec le bras de levier d, et donc avec le rayon de manivelle R (fig. 26). Mais les différents schémas de la fig. 26 montrent que pour une force motrice donnée Fp, l'effort résultant sur la bielle varie avec... le décidément très gênant rapport R/L !

Plus R/L croît, plus Fb diminue sensiblement, et plus les frottements sur le piston augmentent.

Alors?...

Alors c'est le casse-tête! Le compromis idéal n'existe pas. Simplement, le choix de la géométrie alésage x course, le choix du rapport R/L se feront en fonction des caractéristiques désirées du moteur.

Un moteur appelé à tourner vite, à développer une puissance élevée à haut régime, sera par définition « supercarré » et doté d'un rapport R/L faible, inférieur ou voisin de 1/4.

Au contraire, si l'on recherche une grande souplesse d'utilisation, si l'on n'exige pas des régimes élevés, on lui donnera une configuration « longue course », en restant toutefois en deçà des 0,35 pour le rapport R/L (conditionné par la hauteur du bloc).

Clôturons ce chapitre par un exemple concret qui illustre parfaitement le délicat compromis alésage/course/longueur de bielle.

Sur la base du bloc Renault 20 (type 829), le préparateur G. Quéron a développé deux versions de moteur

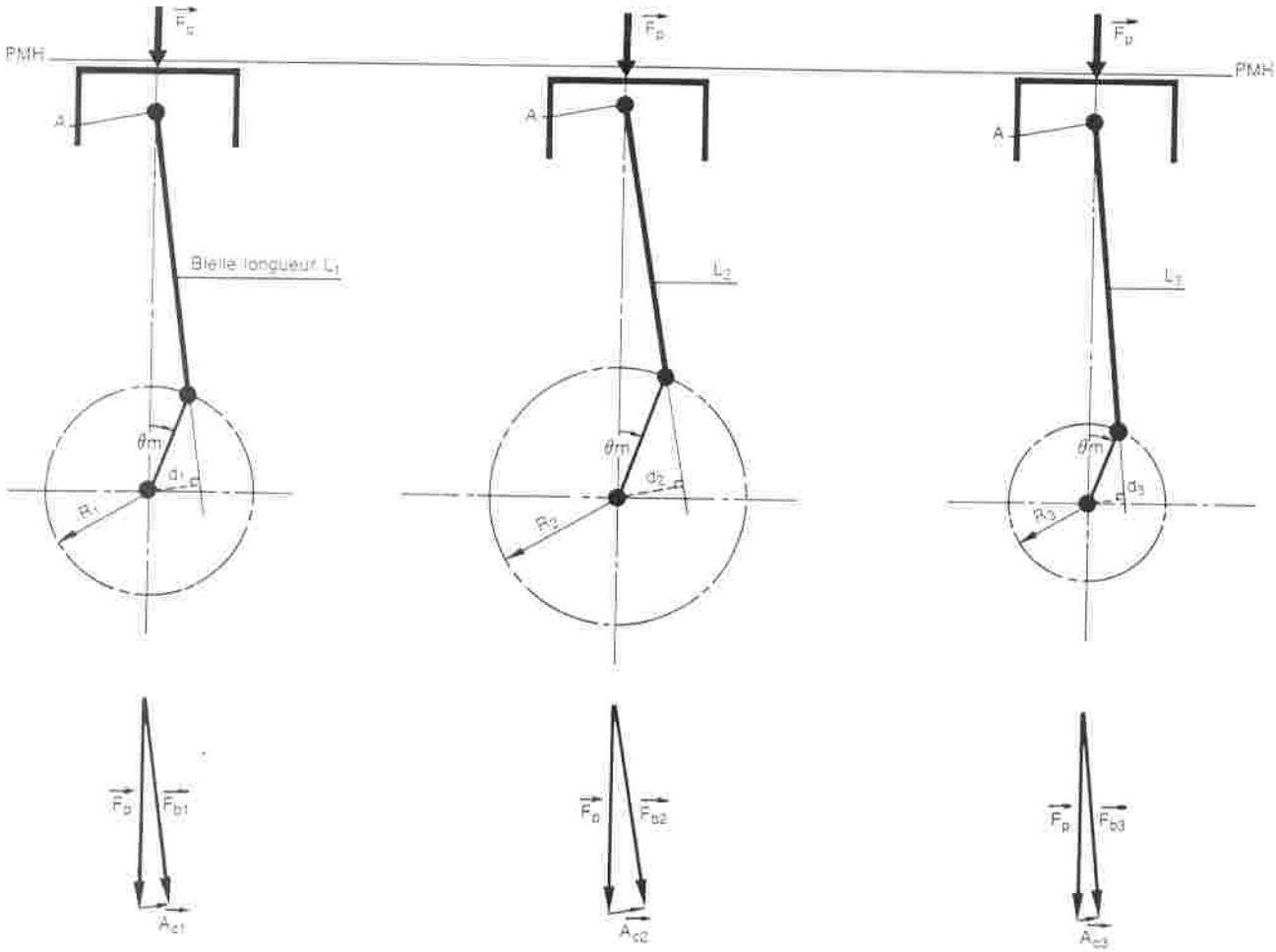


Fig. 26 :
Influence du rayon de manivelle (demi course R) et de la longueur de bielle L sur l'effort transmis à la bielle (Fb), l'effort cylindre/piston (Ac) et le bras de levier (d).
Par rapport à la configuration 1, la 2 présente l'avantage d'un bras de levier d supérieur, au détriment d'un effort Fb sensiblement plus faible et de frottements piston/cylindre plus élevés (Ac plus grand). C'est tout le contraire avec la configuration 3.

destinés à la compétition en Groupe F (prototypes). Le tableau ci-dessous présente les différences géométriques de ces deux versions, et leurs conséquences sur les vitesses et accélérations du piston, ainsi que sur le frottement piston-cylindre (Xf).

La cylindrée maximale est réglementée à 2 litres. Sur la seconde version, on a réduit la course de 3,5 mm et augmenté la longueur de bielle de 11 mm. Le vilebrequin provient d'un moteur de BMW F2 (!) ; il possède 8 contre-poids (contre 4 sur celui d'origine), et les bielles sont en titane pour limiter leur poids. Sur les nouveaux pistons de diamètre 90 mm, il fallut prévoir des hauteurs d'axe compatibles avec la hauteur du bloc (axes plus haut de 9,25 mm, résultat du calcul :

$$(148 + \frac{78,5}{2}) - (137 + \frac{82}{2})).$$

Ce que l'on perd en couple par la réduction sensible de la course, on le regagne par la réduction des frottements (– 15 %). Le moteur est soumis à des accélérations plus modérées, les vitesses de piston sont réduites...

En conclusion, nous ajouterons qu'en matière de préparation, il est une tendance actuelle, plus prononcée qu'auparavant, qui consiste à attacher une grande importance aux frottements internes du moteur. L'allongement de la bielle représente une étape de cet objectif. Il en reste beaucoup d'autres...

Version	A (mm)	C (mm)	Cylindrée (cm^3)	L (mm)	R/L	Vmoy (m/s)	Vmax (m/s)	γ max (m/s^2)	Xf
1	88	82	1995	137	0,307	21,9	35,7	37400	0,045
2	90	78,5	1997,6	148	0,265	20,9	33,9	34850	0,039
Régime moteur : 8000 tr/mn									

AUGMENTER LE RÉGIME

« De Dion et Bouton marquent une nouvelle étape : repensant en effet le moteur à pétrole, la découverte d'un système d'allumage inédit à rupteur (la base des systèmes modernes) leur permet de tripler, de quadrupler le régime des moteurs. De 500 à 700 tr/mn, on peut tourner à 1 500 et même 2 000 tours !.. » (1895).

Tout diagramme de puissance en fonction de la vitesse de rotation du moteur présente une courbe d'abord croissante avec le régime, qui passe par un maximum, pour décroître ensuite.

Le régime de puissance maximale, dit « de puissance » ou « nominal », est inférieur au régime maximal que peut prendre le moteur.

Au-dessus de ce régime nominal, la puissance chute car le remplissage des cylindres est moins bon et les pertes mécaniques atteignent des valeurs élevées : les rendements thermique et mécanique baissent.

Quant au régime maxi, il est souvent limité par le mécanisme de fermeture qui n'arrive plus à remplir correctement son rôle. Mais il arrive que l'on limite activement ce régime (par coupure de l'allumage par exemple) soit parce qu'au delà il y a risque d'affolement des soupapes, soit parce que l'on juge que les pistons atteindraient des vitesses linéaires néfastes.

Sur les moteurs de production, on établit un seuil critique de 20 m/s pour la vitesse moyenne des pistons. Pour la compétition, avec pistons forgés et segments spéciaux, cette limite est repoussée bien au-delà, dans les 25 m/s, voire jusqu'à 30 m/s sur les moteurs F1 actuels.

Mais comme le chapitre précédent nous l'a montré, l'accélération maximale du piston est un facteur bien plus déterminant : 35 000 m/s² semble être la limite à ne pas dépasser sur les moteurs courants. On dépasse pourtant allègrement cette valeur en course de haut niveau : par exemple 53 500 m/s à 11 000 tr/mn pour les pistons du V8 Cosworth 3 litres de F1, de 62,8 mm de course (voir tableau fig. 22). On comprend alors la nécessité d'utiliser des matériaux de qualité, au rapport résistance/densité optimal pour limiter les forces d'inertie.

Sur les « feu » moteurs F1 turbocompressés de 1 500 cm³, cet épineux problème se posait moins étant donné leur très faible course : 17,4 m/s de vitesse moyenne à 12 000 tr/mn pour les pistons du V8 Alfa (43,5 mm de course), 18,1 m/s à 11 500 tr/mn sur le V6 TAG Porsche (47,3 mm de course).

En revanche, avec les 3,5 l atmosphériques mouture 90, on peut s'attendre à des vitesses et accélérations de piston folles, dès lors que l'on parle de 14 000 tr/mn et plus en régime maxi ! Déjà en 1988, un V8 DFZ de 3,5 l (course 68,6 mm) dépassait les 24,5 m/s à 10 800 tr/mn ! Gageons que l'on accordera davantage d'importance au rapport R/L, d'autant plus difficile à rendre favorable que les impératifs d'encombrement (poids) et d'aérodynamique limitent les hauteurs de bloc et donc les longueurs de bielle. Ces mêmes impératifs allant à l'opposé de la multiplication des cylindres, pourtant nécessaire afin de réduire la cylindrée unitaire et ainsi la course des pistons. Un intéressant casse-tête que les incessants progrès en matière de matériaux miracles aideront à résoudre !

Tout cela pour dire qu'il faut songer aux accélérations et vitesses de piston avant de se lancer vers la quête de régimes fous fous fous... Surtout si l'on décide d'accroître leur course !

A priori, si au départ on a affaire à un moteur « lent », se caractérisant certainement par une course conséquente, on pourra travailler sur le régime afin de rendre le moteur plus performant « en haut ». D'un autre côté, on pourra envisager d'augmenter la course d'un moteur nettement supercarré et déjà « rapide ». Mais dans les deux cas, il faudra veiller à moduler le mieux possible l'accélération des pistons en jouant sur la longueur de bielle (et les hauteurs d'axe de piston).

Parallèlement à cela, quelle que soit les caractéristiques moteur désirées, moteur souple et puissant en bas ou puissance élevée à haut régime, il est intéressant de reculer la limite du régime maxi. Disposer d'une réserve de régime (différence entre régime maxi et régime nominal), c'est faciliter l'étagement de la boîte de vitesses, c'est éviter par exemple d'avoir en course à changer de rapport entre deux virages rapprochés...

- **Comment augmenter le régime ?**

1. En améliorant le remplissage.
2. En réduisant la masse des pièces en mouvement.
3. En réduisant les frottements.
4. En ameliorant le mécanisme de commande des soupapes.

- **« Que choisir » ?**

1 seul : permet d'élever le régime nominal et d'accroître la puissance maxi, mais on ne peut tirer tout le bénéfice d'une telle opération si le moteur reste bridé en vitesse par l'affolement des soupapes ou par d'importantes pertes mécaniques.

2 et 3 : conduit à une rotation améliorée, plus facile, du moteur, et à des accélérations plus vives. L'amélioration du rendement mécanique se traduira par un gonflement sensible des courbes de couple et de puissance, mais il ne faut pas espérer un gain important en puissance maxi par élévation du régime nominal si le moteur reste « étranglé » par un mauvais remplissage à haut régime.

4 seul : permet d'augmenter le régime maximal et d'étendre la réserve de régime. N'apporte aucun gain de puissance.

- **Conclusion :**

Là encore, et peut-être plus qu'ailleurs, si l'on veut bien faire les choses et en tirer un profit appréciable, il faut les faire entièrement.

1. AMÉLIORER LE REMPLISSAGE :

C'est le plus gros morceau du travail de préparation. Le taux de remplissage conditionne directement la valeur de la pression moyenne effective (PME), et par suite celle du rendement thermodynamique. Bon nombre de paramètres intervenant dans cette voie, nous lui consacrerons un chapitre spécial (voir chapitre « Accroître la PME »).

2. RÉDUIRE LES MASSES EN MOUVEMENT :

L'inertie ou plus exactement l'énergie cinétique d'une masse en mouvement est proportionnelle au carré de la vitesse de celle-ci.

Ainsi une masse en translation (par exemple un piston ou une soupape), possède une énergie cinétique égale à $^1/_2(M.V^2)$, demi-produit de sa masse par le carré de sa vitesse de déplacement. De même, l'énergie cinétique d'une masse rotative (vilebrequin, volant moteur, pignon de distribution, arbre à cames, etc) s'exprime par une formule analogue : $^1/_2$ $(J\omega^2)$, J représentant le moment d'inertie de la masse en rotation (directement proportionnelle à la masse), ω correspondant à la vitesse de rotation (ω étant égal à

$$\frac{2\pi.N}{60}$$

, N : régime en tr/mn).

Cela veut dire que plus les masses à entraîner (déplacement du piston, rotation du vilebrequin) sont importantes, plus l'énergie qu'il faut leur fournir doit être élevée. Autrement dit, réduire les masses à entraîner revient, à énergie développée égale, à accroître leur vitesse. Ainsi par exemple, une diminution de 10 % (à 20 %) des masses rotatives permettrait de gagner 5,5 % (à 12 %) en régime ! En théorie, car malheureusement, les pertes d'énergie causées par les frictions augmentent également avec le carré de la vitesse. D'où l'intérêt de réduire aussi les frottements...

Une autre conséquence de la réduction des masses en mouvement est la diminution des forces d'inertie qui leur sont appliquées. Nous en avons déjà parlé : ces forces d'inertie naissent de masses dont la vitesse de déplacement n'est pas constante, c'est-à-dire lorsqu'il y a accélération ou décélération. C'est le cas essentiellement des masses alternatives, comme les pistons et soupapes. Produit de la masse par l'accélération que prend cette dernière, la force d'inertie est orientée dans le sens opposé à celui de l'accélération (ou décélération). Prenons le cas du piston : au PMH, sa vitesse est nulle, son accélération, dirigée vers le bas, est alors maximale pour lui donner le mouvement de descente ; dans cette position, le piston subit alors une force d'inertie maximale ($Fi=m\gamma$) dirigée vers le haut. Pendant la descente, la vitesse du piston augmente, son accélération diminue, la force d'inertie également. Lorsque le piston a atteint sa vitesse maxi (maneton perpendiculaire à la bielle), l'accélération s'annule avec la force d'inertie... pour s'inverser : c'est la période de freinage du piston ; la décélération (accélération négative) est orientée vers le haut, le piston reçoit une force d'inertie dirigée alors vers le bas... et ainsi de suite.

Le piston se comporte en fait comme le passager d'une voiture qui accélère et qui freine alternativement, sans cesse...

Sauf que le piston reçoit des accélérations phénoménales, de l'ordre de 3 000 à 3 500 « G », parfois même jusqu'à plus de 5 000 « G » dans le cas de moteurs F1 !

Multipliez ces accélérations par la masse du piston (plus une partie de la bielle qui translate avec lui), et vous obtenez des forces d'inertie largement supérieures à la « tonne », forces alternatives que transmet l'axe du piston au pied de bielle, la tête de bielle au maneton de vilebrequin, le vilebrequin aux paliers du bloc...

Et ceci aussi bien pour les phases motrices que non motrices.

Chaque palier de guidage (coussinet) reçoit donc des pressions de contact proportionnelles à l'intensité de ces charges inertielles, pressions génératrices de frottements, de pertes d'énergie, qui limitent le régime.

On a donc grand intérêt à alléger toutes les pièces de l'équipage mobile, mais encore faut-il le faire à bon escient. Et ne pas perdre de vue que si l'on envisage de préparer son moteur, c'est bien pour lui tirer plus de puissance, il sera donc soumis à de plus fortes contraintes ; les forces d'explosion seront plus intenses, l'attelage mobile davantage sollicité. Songez également que toute augmentation de régime engendrera des accélérations supérieures (à une augmentation de régime de 10 % correspond une accélération du piston plus grande de 21 % ..) se traduisant rapidement par des forces d'inertie plus grandes appliquées à des pièces souvent plus légères...

Heureusement qu'allègement ne veut pas toujours dire fragilité...

- **Le travail d'allègement**

C'est un travail fastidieux, de longue haleine. Il nécessite un investissement minimum en matériel : panoplie de limes de bonne qualité (pour acier et aluminium), fraises et meules de toutes sortes (cylindriques, coniques, sphériques, de différentes tailles, pour l'acier et l'aluminium...), toiles émeri, etc... Si vous disposez de matériels pneumatiques, c'est le rêve : le travail est plus rapide et plus précis car les outils tournent plus vite. Il existe également des flexibles professionnels à entraînement électrique dotés d'une régulation de vitesse (cher !). Sinon, il vous faut travailler à l'aide d'un (très bon) flexible raccordé à une perceuse de bonne qualité. Et puis, dans tout cet équipement qui vous servira également pour le travail de la culasse, n'oubliez pas d'y inclure une bonne dose de patience et d'huile de coude. Ainsi que beaucoup de circonspection!..

Pas question d'alléger à tord et à travers. Il serait quand même bien dommage, après trois mois de dur labeur, de constater dès le premier coup d'accélérateur qu'une bielle décide de se casser en deux pour aller se coincer entre le carter et le vilebrequin, rompre ce dernier et s'en aller arracher le démarreur après avoir traverser le bloc...

Alléger : oui, fragiliser : non !

Bien sûr, on ne pourra gagner du poids sur les pièces d'origine tout en les rendant plus solides ! Encore que ! Il est en tout cas fort possible d'alléger sans diminuer la résistance, c'est à-dire augmenter le rapport solidité/poids. Pour arriver à ce résultat, il faut pour chaque pièce se poser la question : à quelles sollicitations est-elle soumise, afin de pouvoir isoler les zones vitales de celles subissant moins de contraintes. L'allègement sera modéré sur les premières, plus poussé sur les secondes.

Mais, important : allègement ou pas, nécessité de polir les surfaces, de rendre plus progressifs les changements de section (et bânir tout angle vif). Une surface brute de moulage ou de matriçage comporte des aspérités en surface, sources de concentrations de contraintes pouvant déclencher la rupture dans les cas critiques. Le polissage élimine ces aspérités ou défauts de forme et rend la répartition des contraintes plus uniforme à la périphérie du matériau, avec des contraintes moins élevées en surface.

Le polissage ne consiste pas seulement à faire « joli » ! Une pièce terminée et polie est certes bien plus belle que d'origine et c'est peut-être l'aspect le plus gratifiant de ce travail de fourmi. Son importance est réelle du point de vue résistance mécanique, et on mènera le polissage d'autant plus loin que l'on aura poussé l'allègement de la pièce...

2.1. Le vilebrequin

Pièce maîtresse du moteur, c'est aussi la plus sollicitée. De par sa fonction, le vilebrequin se présente sous une forme pour le moins torturée, non idéale en matière de rigidité. Rigide, il se doit pourtant de l'être infiniment pour encaisser les couples de torsion et de flexion auquel il est soumis. Les efforts transmis par les bielles motrices chacune à leur tour sur les manetons, créent non seulement de la torsion, mais déforment aussi la ligne d'arbre par flexion. Cette flexion provient également des seules masses tournantes qui, par leur excentration (nous parlons des manetons et de leurs contre-poids) engendrent des forces d'inertie radiales (situées dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation).

A l'effet de ces forces dites aussi centrifuges s'ajoute celui des forces d'inertie provenant des masses oscillantes (pistons) transmises par les bielles. Le vilebrequin en reçoit donc de toute part. Mais s'il est naturel qu'il subisse de la torsion puisque son rôle consiste à transmettre un couple moteur, il faut impérativement limiter les sollicitations en flexion qui provoquent vibrations, frottements supplémentaires dans les paliers avec usure accélérée de ceux-ci.

Il ne faut pas non plus perdre de vue que ces sollicitations ne sont pas statiques mais dynamiques ; pire : cycliques ! Les charges appliquées sont tournantes et évoluent en intensité le long du vilebrequin suivant le cylindre qui explose... le vilebrequin travaille donc aussi à la fatigue. Si sa rigidité est insuffisante, la rupture se produira au bout d'un certains nombres de cycles difficile à déterminer.

Autrement dit, un vilebrequin appelé à tourner vite se doit d'être le plus rigide possible. Cette rigidité repose sur plusieurs paramètres, à savoir :
— nombre de tourillons (ou paliers),
— valeur de la course,
— mode de fabrication, matériau, traitement thermique,
— nombre de contre-poids,
— équilibrage statique et dynamique.

Suivant le nombre et la disposition des cylindres, le vilebrequin repose sur un certain nombre de paliers : le plus souvent 5 pour un 4 cylindres en ligne ou un V8, 7 pour un 6 en ligne ou un V12...

Un nombre important de paliers est préférable même si à priori il pénalise le rendement mécanique par augmentation des frottements. Ce n'est pas si évident : dans le cas d'un 4 cylindres en ligne, les déformations importantes d'un vilebrequin à 3 paliers (palier central très chargé) peuvent créer plus de frottement que celles, moins importantes, d'un vilebrequin guidé sur 5 paliers !

D'ailleurs, on ne rencontre plus guère de moteurs 4 cylindres à 3 paliers aujourd'hui (les derniers en date : Fiat 850, Autobianchi A112, Austin Mini et Metro...) : une solution qui se justifie par des moteurs courts, de faible cylindrée, au bloc généralement en fonte, économique et rigide.

Il est toutefois une exception historique qui fit préférer un guidage sur 3 au lieu de 5 paliers. Il faut remonter à la période 1965-1970, époque qui vécut pendant 6 années consécutives la domination outrancière des moteurs 1000 Cosworth en Formule 3. Ce moteur — qui renaît avec bonheur à l'heure actuelle en VEC — était un 997 cm^3 préparé sur la base du bloc 3 paliers de la Ford Anglia. Bridé réglementairement en remplissage par un seul carburateur, il atteignait en fin de carrière la fantastique puissance de 115 ch à 9 500 tr/mn, avec des régimes maxi dépassant parfois 11 000 tr/mn !

A l'époque certains préparateurs tentèrent de développer pareils moteurs à partir d'un bloc 5 paliers de Ford Cortina. Ces moteurs se révèlèrent en fait moins performants, à tel point que certains n'hésitèrent pas à supprimer 2 des 5 paliers du bloc (tout en conservant le vilebrequin à 5 tourillons !) en vue de réduire les frictions... avant de revenir à l'ancienne solution. Aussi faut-il ajouter que le vilebrequin 3 paliers était en acier forgé et nitruré, et qu'il bénéficiait en matière de rigidité d'une course ultra-courte de 43,85 mm...

On comprendra aisément qu'une course faible, donc une excentration réduite des manetons, va dans le sens d'une plus grande résistance. L'allègement de ces vilebrequins posera un moindre cas de conscience.

Concernant les matériaux, il est également évident que l'idéal va aux aciers forgés, bien plus résistants que la fonte GS moulée, bien que cette dernière présente des caractéristiques mécaniques nettement supérieures aux anciennes fontes grises.

Mais nous avons déjà eu l'occasion de le signaler, un traitement thermochimique du vilebrequin (acier ou fonte GS) est indispensable : la nitruration (ionique de préférence) procure une dureté superficielle accrue, une résistance à l'usure des portées très élevée, et augmente la rigidité globale du vilebrequin.

• Le nombre de contre-poids et l'équilibraqe :

Loin de nous l'idée d'exposer ici un cours complet et complexe sur l'équilibrage. Il est bon néanmoins de savoir en quoi il consiste, cela pourra peut-être éviter certaines erreurs irréparables en matière d'allègement, ou savoir pourquoi on préfèrera un vilebrequin de 4 cylindres à 8 contre-poids plutôt qu'à 4 !..

Nous avons évoqué l'effet des forces d'inertie centrifuges qu'engendrait des masses déportées de l'axe de rotation. Une masse de 0,5 kg excentrée de 40 mm et tournant à 8 000 tr/mn développe une force d'inertie supérieure à 14 000 N (« 1,4 tonnes ») !

Prenons un vilebrequin de moteur 4 cylindres en ligne, le plus répandu.

Celui-ci n'a pas besoin de ses contre-poids pour être **statiquement équilibré,** c'est-à-dire pour avoir son centre de gravité situé sur l'axe de rotation ; la répartition symétrique des manetons par rapport à cet axe suffit à cela (fig. 27).

En revanche, d'un point de vue dynamique, chaque maneton pris isolément est soumis lors de la rotation à une force centrifuge proportionnelle à sa masse, à son excentration (demi-course) et au carré de sa vitesse de rotation

$$(F = m.R.\omega^2, \text{ avec } \omega = \frac{\pi.N}{30})$$

Ces forces centrifuges, radiales, parallèles et tournantes, sollicitent énormément le vilebrequin en flexion, avec des déformations conduisant à des efforts néfastes aux paliers.

Afin d'endiguer en partie ce problème, le vilebrequin est doté de contre-poids : soit un par maneton (4 au total), soit deux (8 au total).

Ces contre-poids ont pour objectif d'engendrer durant leur rotation des forces d'inertie opposées à celles provenant des manetons, et d'annihiler ainsi tout ou partie des charges dans les paliers ainsi que les déformations par flexion. Nous ne parlons bien sûr que des charges et déformations causées par les seules forces d'inertie.

C'est ce qu'on appelle **équilibrer dynamiquement** un vilebrequin. Les schémas de la fig. 27 montre toutefois qu'un vilebrequin à 4 CP (4 contre-poids) n'est pas la panacée. Le 8 CP offre un équilibrage dynamique nettement meilleur si l'on compare les déformations, et l'étude des diagrammes

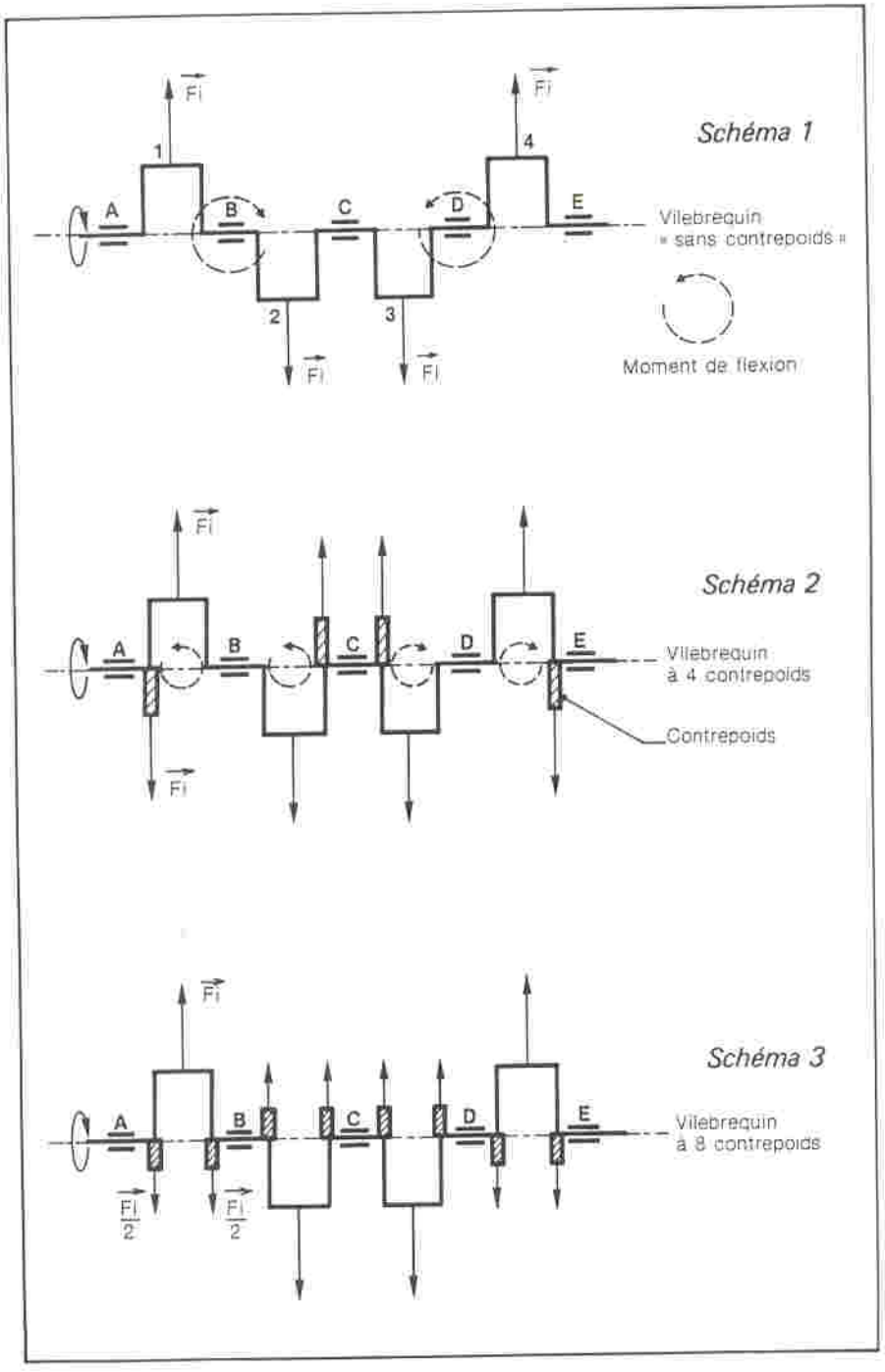


Fig. 27 :
L'importance de l'équilibrage dynamique sur les déformations du vilebrequin et sa capacité à supporter les régimes élevés.

La présence de contre-poids est nécessaire pour réaliser l'équilibrage des masses rotatives (maneton + partie tournante de la bielle), et ainsi limiter les déformations en flexion du vilebrequin et la charge des paliers.

Schéma 1 : vilebrequin de moteur 4 cylindres en ligne à 5 paliers (A, B, C, D, E) : sans contre-poids, ce vilebrequin subirait d'importantes déformations, les forces d'inertie Fi créant des moments de flexion élevés autour des paliers B et D, avec charge radiale importante du palier central.

Schéma 2 : vilebrequin classique à 4 contre-poids ; ces derniers engendrent dans leur rotation des forces d'inertie Fi qui s'opposent pratiquement à celles des manetons. Les moments de flexion sont réduits et les paliers supportent moins d'efforts radiaux.

Schéma 3 : beaucoup moins répandu : le vilebrequin à 8 contre-poids. Les forces d'inertie s'équilibrent parfaitement, les sollicitations en flexion de la ligne d'arbre sont considérablement réduites.

des moments de flexion théoriques vont largement en faveur de celui-ci. Rappelons-nous d'ailleurs à ce sujet les casses chroniques des vilebrequins à 4 CP que connurent les moteurs de Formule Renault dans les années 70. Ces maux disparurent avec l'arrivée de la Formule Renault Europe en 1974, dès lors que ces moteurs étaient équipées avec des vilebrequins à 8 CP. Le préparateur Schnitzer connut en 1975 les mêmes soucis avec ses moteurs BMW 2 l de F2, et ceux-ci ne purent atteindre les 11 000 tr/mn sans casser que grâce aux 8 CP...

Mieux équilibrer dynamiquement, un vilebrequin à 8 CP se déforme moins, et les résonances vibratoires qui contribuent à une usure — voire une casse ! — rapide sont considérablement amoindries.

C'est pourquoi si vous dénichez un 8 CP pour votre 4 cylindres en ligne (ou 12 CP pour votre 6 cylindres !..), n'hésitez pas, même s'il est un peu plus lourd.

Mais l'équilibrage dynamique d'un système bielle-manivelle... c'est bien plus compliqué que ça !

L'équilibrage parfait n'existe pas, en ce sens qu'il faut équilibrer, et les **masses rotatives**, et les **masses alternatives**. Jusqu'alors, nous n'avons parlé que du problème posé par les premières. Encore faut-il entendre par masses rotatives non seulement les contre-poids et manetons, mais également les têtes de bielle ainsi qu'une partie de leur corps, soit environ 60 à 70 % du poids total de la bielle. Le restant de la bielle est à inclure dans les masses alternatives, avec celle des pistons, axes et segments.

La bielle possède en effet un mouvement plan complexe, résultant d'un mouvement de rotation de sa tête et de translation de son pied.

Aussi la masse des contre-poids tient-elle compte des masses tournantes de la bielle. Il faut y penser lors de l'allègement : le gain de poids réalisé sur la partie tournante de la bielle doit être contre-balancé par un allègement d'autant du contrepoids...

Concernant les masses alternatives, nous avons déjà évoqué le problème des forces d'inertie générées par les masses liées au piston et transmises aux paliers par les bielles. Equilibrer ces forces reste acujourd'hui un problème ardu, et jamais complètement résolu. Disons pour simplifier qu'il est possible d'équilibrer (en partie) les

masses alternatives en utilisant un ou deux arbres d'équilibrages auxiliaires, disposés parallèlement au vilebrequin et en liaison avec ce dernier ; ces arbres comportent des masselottes excentrées, leur calage et leur vitesse de rotation étant déterminées de façon à ce que leur inertie soit toujours opposée à celle des pistons.

Pas simple. Cela demande d'ailleurs une machinerie complexe et coûteuse. C'est pourquoi on équilibre très rarement les masses alternatives, qui ne causent en fait de vibrations nocives sur les 4 cylindres en ligne qu'à partir de fortes cylindrées (supérieures à 2 litres). Citons les moteurs 4 cylindres de la Porsche 944 et de la Lancia Thema Turbo, tous deux équipés de deux arbres d'équilibrage auxiliaires, tournant en sens inverse et à mi-vitesse de celle du vilebrequin.

De ce point de vue, les moteurs « flat » à cylindres à plat sont bien mieux équilibrés que leurs homologues en ligne.

Pour la suite nous ne parlerons donc que de l'équilibrage dynamique des masses rotatives. D'origine la précision est améliorée sur machine. Le principe est relativement simple. Le vilebrequin repose sur deux paliers flottants que l'on peut bloquer séparément à volonté. Lors de la rotation, tout balourd est enregistré par un capteur de déplacement lié à chacun des paliers. Les équilibreuses modernes déterminent alors exactement où existe ce balourd (position angulaire) et la masse à retirer (par perçage ou fraisage des contre-poids).

Excepté sur les versions haut de gamme, les tolérances d'équilibrage des constructeurs sont souvent trop larges. Un équilibrage plus poussé (tolérances réduites au moins de moitié) chez un préparateur spécialisé est hautement recommandé pour ne pas dire indispensable si l'on destine son moteur à des régimes élevés ; d'autant plus nécessaire si l'on a procédé à un allègement ou à une modification de la course.

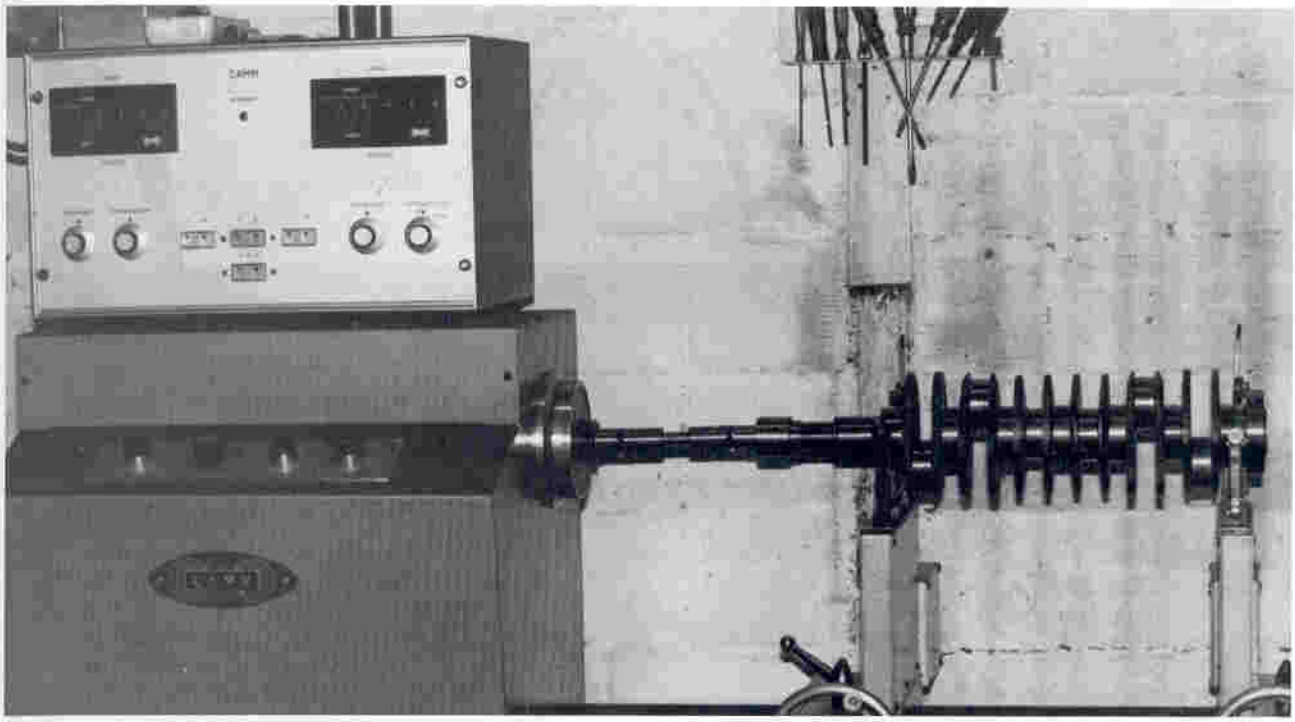
L'allègement : le moment est venu d'en parler, mais ce long prélude était lui aussi indispensable pour bien mettre les choses au point et montrer que dans ce domaine il faut rester très prudent.

- **L'allègement du vilebrequin**

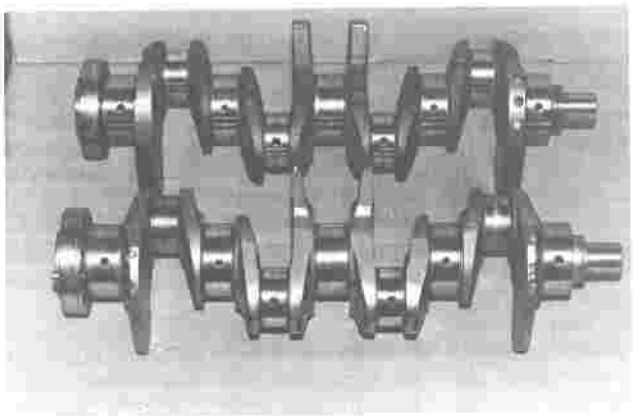
C'est un bien grand mot. Certains préparateurs s'y opposent farouchement, pensant qu'il y a beaucoup plus à gagner et plus facilement ailleurs, sur le volant par exemple. Non pas qu'il n'y ait rien à gagner sur un vilebrequin, bien au contraire, mais les limites à ne pas dépasser dans l'allègement de tel ou tel vilebrequin sont difficiles à définir. Bien souvent, c'est l'expérience du préparateur sur tel type de moteur qui compte : si ça casse, c'est que l'on est allé trop loin, et il suffit de revenir en arrière. L'amateur ne peut se permettre ce genre de mésaventure lors d'une première expérience...

Enfin, dernier conseil avant que vous ne bondissiez sur vos limes : faites radiographier la bête chez le préparateur qui vous l'équilibrera par la suite. Vous économiserez du temps — et de l'argent, si si ! — si la radio décèle un cancer localisé (fissure interne) toujours possible, source de mort inéluctable après une rupture aussi soudaine qu'inévitable. Dans ce cas, un seul remède : la poubelle. Sinon, c'est le reste du moteur avec un gros trou dans le bloc qui rejoindra aussi les ordures. Et beaucoup de travail pour rien !

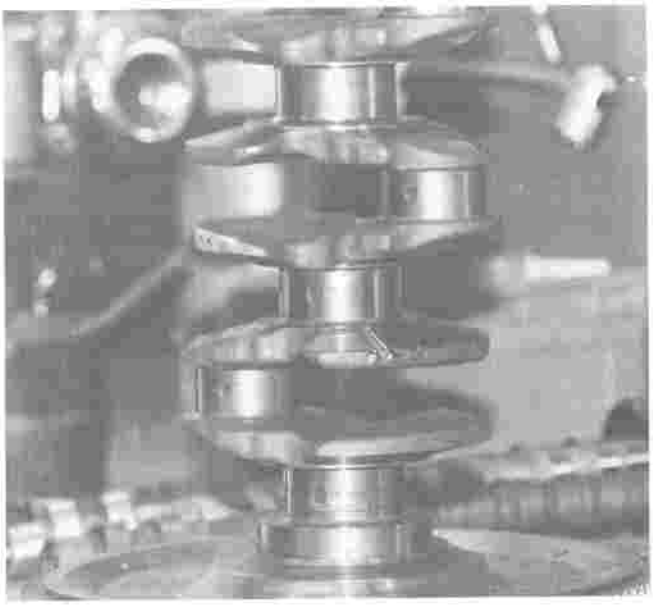
Difficile d'alléger un vilebrequin ailleurs que sur les contre-poids et sur les suppports de manetons dont on évitera de réduire l'épaisseur. Il est assez intéressant de tailler les extrémités de ces parties en biseau (fig. 28); elles offriront une moindre résistance à la



L'équilibrage dynamique du vilebrequin : une opération indispensable dès que l'on recherche les hauts régimes. Suivant la précision de la machine, il est possible de réduire les tolérances de l'équilibrage d'origine de la moitié, voire du tiers. L'équilibreuse sera d'autant plus précise qu'elle n'aura pas besoin de tourner vite pour détecter le moindre balourd, car le vilebrequin ne reposant que sur deux paliers, une vitesse trop élevée (supérieure à 1 000 tr/mn) engendrerait des déformations par trop nuisibles à la mesure. En cours d'équilibrage : un vilebrequin Porsche Turbo flat-six à 12 contre-poids (préparation Beauzon).



En haut, un vilebrequin Renault de série, ci-dessus, le même modèle allégé. Les différences sont significatives.



Vilebrequin de moteur 4 cylindres Honda 16S (à 8 CP) en cours d'allégement (tournage des contre-poids). Préparation Racing Diffusion).

rotation à la fois dans l'huile (barbotage dans le carter... à moins d'un carter sec), mais aussi dans l'air : à 8 000 tr/mn, l'extrémité d'un contre-poids de rayon 100 mm se déplace à la vitesse de 84 m/s, soit plus de 300 km/h !

Toute masse de matière enlevée côté contre-poids le sera côté maneton, mais il faut tenir compte dans le calcul de la masse (tournante) de la bielle, surtout si l'on allège aussi celle-ci ou qu'on la remplace par une bielle en titane bien plus légère. C'est pourquoi on commencera par travailler les bielles (voir un peu plus loin) avant de se pencher sur le cas du vilebrequin.

Le plus gros du travail d'allègement s'effectue en général sur un tour, parfois sur fraiseuse, avec retouches à la lime. Un meulage et un polissage des parties brutes et présentant des aspérités est conseillé (attention aux zones rectifiées que l'on protègera efficacement avec du ruban adhésif).

Ceci est surtout valable pour les vilebrequins coulés.

Si vous optez en effet pour un vilebrequin forgé, nous vous déconseillons de l'alléger. Comme toute pièce forgée, sa très grande robustesse provient de la structure fibreuse orientée du matériau, obtenue par déformation plastique à chaud. Couper par usinage

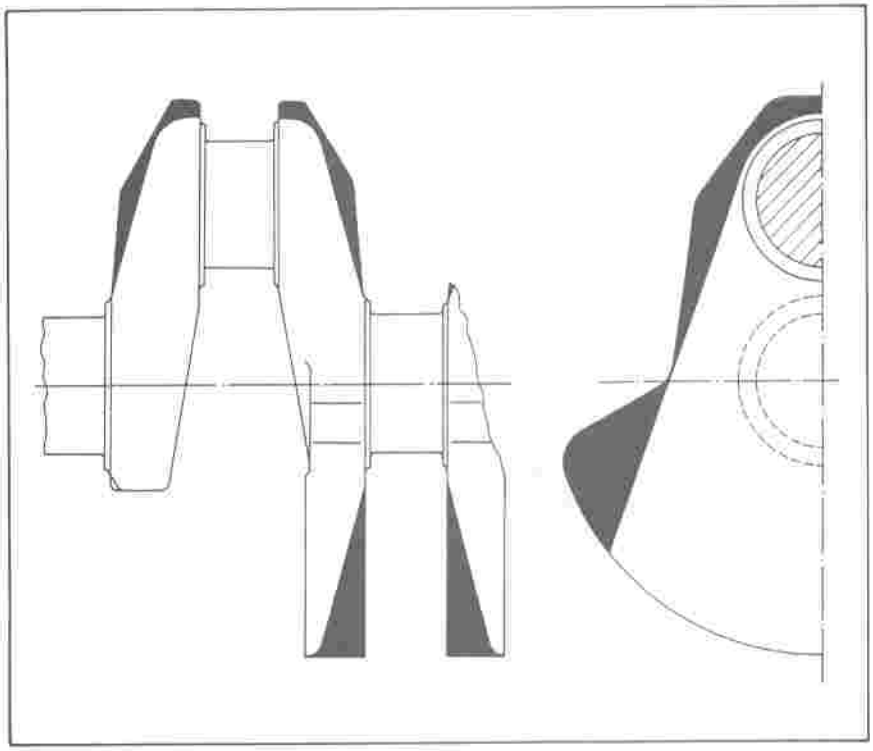
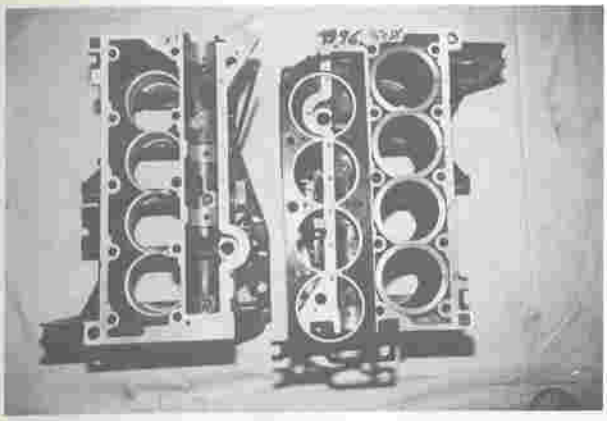
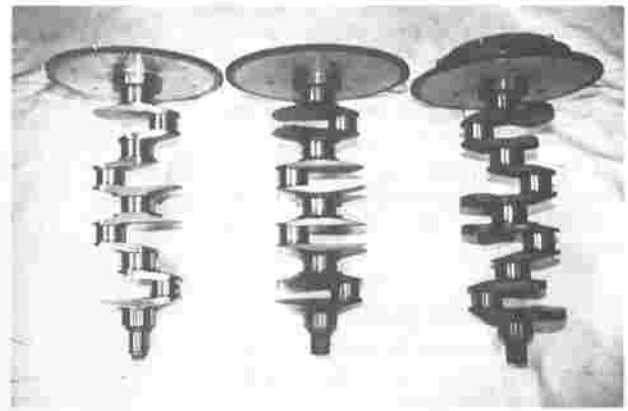


Fig. 28 :
L'allègement du vilebrequin est une chose délicate où l'expérience compte beaucoup ; sur certains vilebrequins moulés largement surdimensionnés, on peut gagner pas mal de poids sur les rapports de manetons et contre-poids, mais il faut toujours veiller à ne pas détruire irrémédiablement l'équilibrage statique et dynamique du vilebrequin...

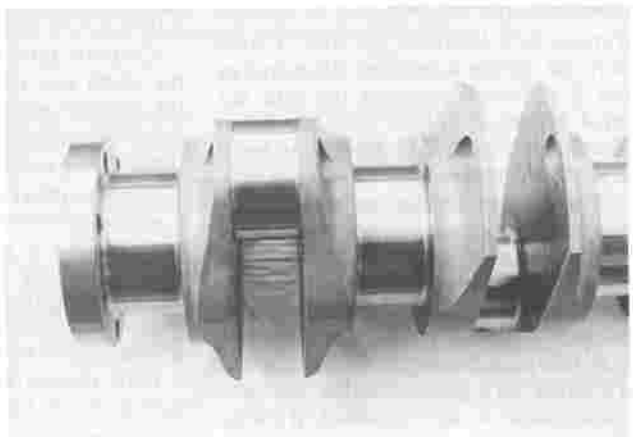


Augmentation de la cylindrée par l'alésage : sur la base de ce bloc R12 G de 1 605 cm³ d'origine (78 × 84 d'alésage × course), on a réussi à atteindre 1 996 cm³ (+ 24 %) uniquement en portant l'alésage à 87 mm. Cette valeur représente l'extrême limite possible car les puits de chemises du bloc ont du être réalésés et l'épaisseur de l'embase des chemises ne dépasse pas le mm. Le joint de culasse doit dans ce cas présenter un renforcement important au niveau du sertissage étant donné le peu d'espace subsistant d'un cylindre à l'autre. (Préparation Carcreff Gr. F).



L'allégement du vilebrequin et du volant moteur : 3 vilebrequins de 4 cylindres 1 600 Renault équipés de volant en aluminium, avec de droite à gauche : un 4 contre-poids de série, un 8 CP allégé (FRE) et un 4 CP allégé et poli ; sur ce dernier, volant compris, 12 kg ont été gagnés par rapport à l'équipage d'origine (à remarquer la forme amincie des contre-poids pour une moindre résistance au barbotage dans l'huile). (Préparation Carcreff).

La principale difficulté rencontrée avec les volants en aluminium concerne la surface de friction du disque d'embrayage qu'il faut généralement rapporter. Technique dernier cri : la métallisation « plasma » (bombardement de particules métalliques à six fois la vitesse du son...) permet d'obtenir une surface frottante de quelques microns d'épaisseur, qui, aux dires du préparateur Michel Gobert (Ets Ferry), ne connaît aucun problème de résistance à l'usure.



Ce vilebrequin acier de R21 « Super Tourisme », taillé entièrement dans la masse, possède la particularité de ne pas guider latéralement la bielle côté maneton. Les bielles comportent une tête très mince et sont guidées par le piston au niveau de leur pied, ce qui impose de traiter les deux côtés du pied de bielle d'un revêtement de molybdène. (Préparation Sodemo Moteurs).

Hyper-rigide avant tout : le bloc aluminium « fermé » (à chemises humides) du moteur... V6 Renault F1 (1500 cm³ double turbo).

une partie de ces fibres, c'est détruire en partie cette chaîne moléculaire si bien structurée à l'origine. De toute façon, il y a de forte chance que le vilebrequin forgé soit moins lourd que celui d'origine, coulé...

Le travail d'allègement terminé, il ne vous reste plus qu'à passer chez l'« équilibreur »... sans oublier le volant moteur !

2.2. Le volant moteur

S'il y a beaucoup de poids à gagner sur les parties tournantes d'un moteur, c'est bien sur le volant.

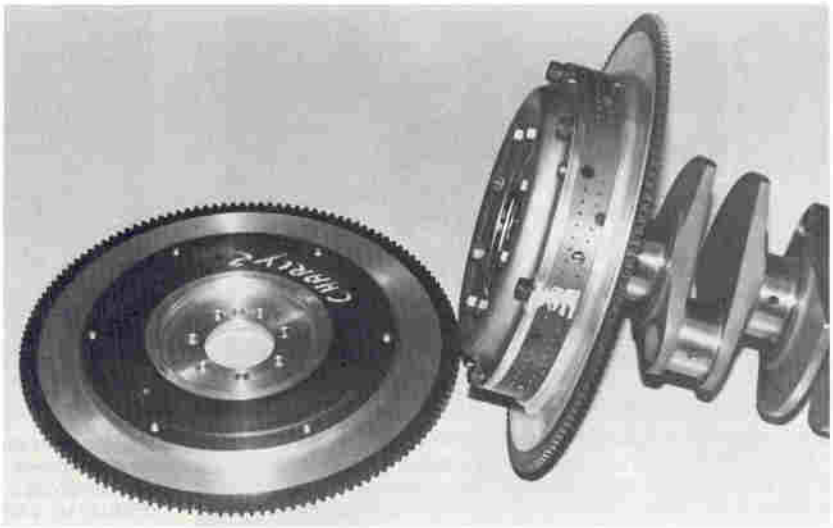
Rappelons son rôle principal : emmagasiner de l'énergie (cinétique) pendant les temps moteurs, pour la restituer lors des temps intermédiaires et régulariser ainsi le fonctionnement du moteur, principalement au ralenti.

Dans le cycle à 4 temps, il n'y a qu'un seul temps moteur tous les deux tours de vilebrequin. Pour obtenir le nombre d'impulsions motrices par tour, il suffit donc de diviser le nombre de cylindres par 2 : 2 temps moteurs par tour sur un 4 cylindres (ou un tous les demi-tours), 3 sur les 6 cylindres, 4 sur les 8 et ainsi de suite...

Sur un 4 cylindres, le volant restituera son énergie à chaque tour durant un demi-tour ; sur un 12 cylindres, tous les 120° pendant 60° ! Il a donc beaucoup plus de travail dans le premier cas où il doit grosso modo emmagasiner trois fois plus d'énergie. Cette quantité d'énergie qu'il peut absorber est proportionnelle à son moment d'inertie (d'où son nom de volant d'inertie), c'est-à-dire à sa masse et au carré de son diamètre. On comprend mieux pourquoi les volants moteurs sont d'autant plus énormes que le nombre de cylindres est faible.

L'excellente régularité cyclique d'un 12 cylindres (une explosion tous les 60°) fait que ce type de moteur pourrait très bien se passer de volant d'inertie. Mais d'autres rôles incombent à cette lourde pièce : supporter à la fois la couronne de démarreur (au rayon important pour faciliter le travail du démarreur électrique) et le plateau d'embrayage tout en assurant la friction avec le disque. A noter que sur les moteurs F1, le « volant » sert uniquement de support d'embrayage, le démarrage s'effectuant uniquement dans les stands par la boîte de vitesses au moyen d'un puissant démarreur pneumatique...

Mais revenons au problème de cette lourde masse à entraîner qui pénalise en fait fortement les accélérations du moteur. Elle ajoute un couple résistant supplémentaire et limite le régime maxi à pleine charge.



Volant moteur en aluminium avec friction et couronne de démarreur (très amincie pour réduire la ventilation) rapportées, pour moteur Renault Alpine Gr. F (préparation Carcreff).

On peut donc alléger le volant si l'on ne craint pas de perdre en régularité de fonctionnement à bas régime, ce qui n'est guère gênant sur un moteur destiné à la performance pure.

Sur les (gros) volants de 4 cylindres, il est relativement aisé de gagner au moins 25 % — jusqu'à plus de 50 % ! — sur le poids d'origine. Ce qui freine l'allègement, c'est surtout la nature du matériau. Méfiance avec la fonte qui a une fâcheuse tendance à voler en éclat à haut régime si certaines zones du volant ont été trop affaiblies.

L'allègement se pratique généralement sur un tour pour les volants en cloche (où l'on peut enlever pas mal de matière à l'opposé de la surface de friction), par tournage et perçage de (gros) trous à la périphérie (nécessité d'employer un plateau diviseur) sur les volants plats, les plus répandus.

Afin de ne pas usiner à l'aveuglette (surtout les volants en cloche et en fonte), il est conseillé de tronçonner radialement un vieux volant identique, on connaîtra alors parfaitement de quelle épaisseur de matière on dispose. On usinera ensuite le volant de manière à conserver une épaisseur de matière sensiblement constante ou en amenuisant progressivement celle-ci vers la périphérie sur les volants plats. On évitera aussi les angles vifs aux changements de section.

On pourra également en profiter

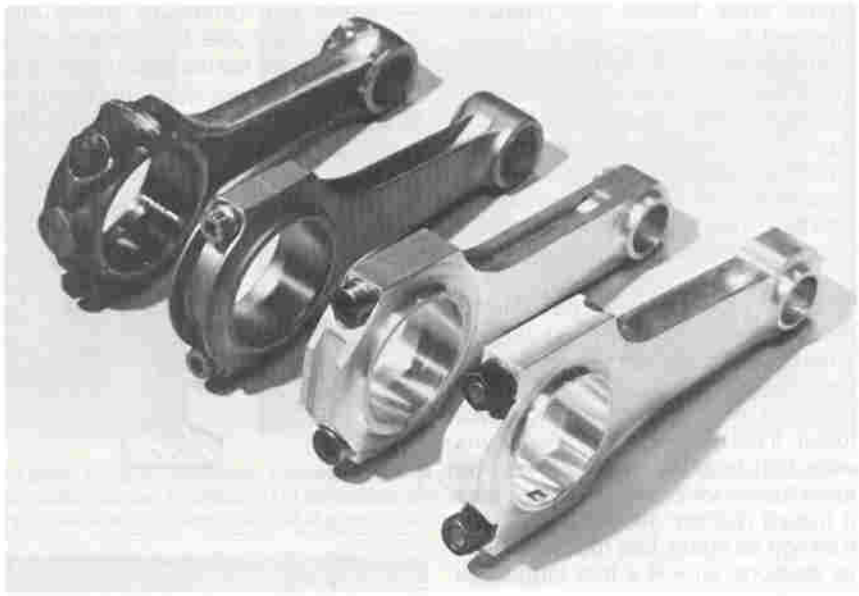
Vilebrequin en acier forgé « Allen » pour moteur 4 cylindres VW F3. Le contre-poids du premier plan a du être lui aussi percé pour pouvoir accéder aux deux manetons centraux; il a ensuite été rebouché (bouchon visible bloqué par vis). La pression d'huile est assurée dans chaque maneton par des bagues en aluminium montées serrées et bloquées latéralement par des vis (préparation BODARD).

pour amincir d'environ 30 % la couronne de démarreur, qui, par ses multiples dents réparties sur un diamètre important, se comporte comme un véritable ventilateur à haut régime : sur un volant de 300 mm de diamètre tournant à 8 000 tr/mn, les dents de la couronne brasse l'air à 450 km/h ; ce n'est pas rien du point de vue résistance aérodynamique !

Une autre solution, plus coûteuse celle-la, consiste à usiner entièrement un autre volant beaucoup plus léger :
— soit en acier si l'ancien est en fonte par exemple ; il faut penser à traiter et rectifier la surface de friction sur laquelle vient s'appuyer le disque ; le frettage de la couronne de démarreur ne pose pas de problème majeur,
— soit en aluminium (AU4G et dérivés) si l'on recherche un gain maximal ; mais ce cas pose des problèmes pour rapporter la surface de friction et la couronne de démarreur : la friction en acier est généralement collée et vissée sur le volant tandis que des pions ajustés entre cuir et chair renforcent le frettage de la couronne dentée.

Tout travail sur le volant moteur doit s'achever par un équilibrage dynamique sur machine. Celui-ci sera d'abord équilibré seul (mise à « zéro ») avant d'être associé au vilebrequin pour parfaire l'équilibrage de l'ensemble.

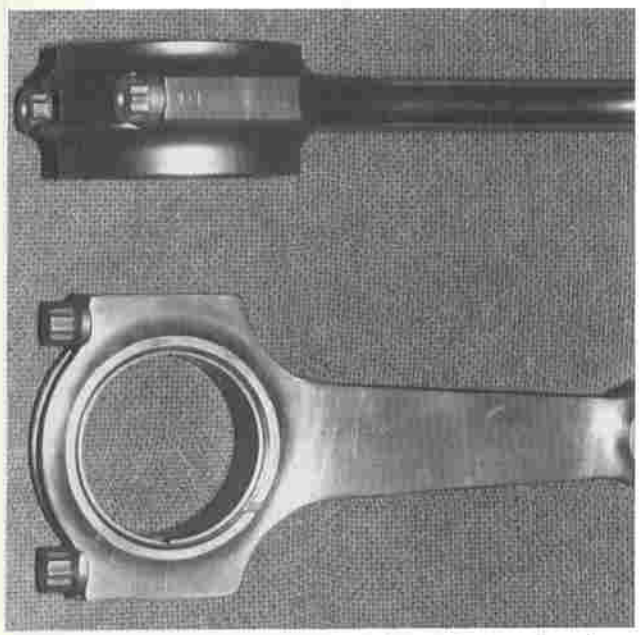
Il n'est pas indispensable d'équilibrer en même temps le plateau d'embrayage qui est une pièce d'usure, ou alors on fera équilibrer seul ce dernier si l'équilibrage d'origine n'est pas satisfaisant.



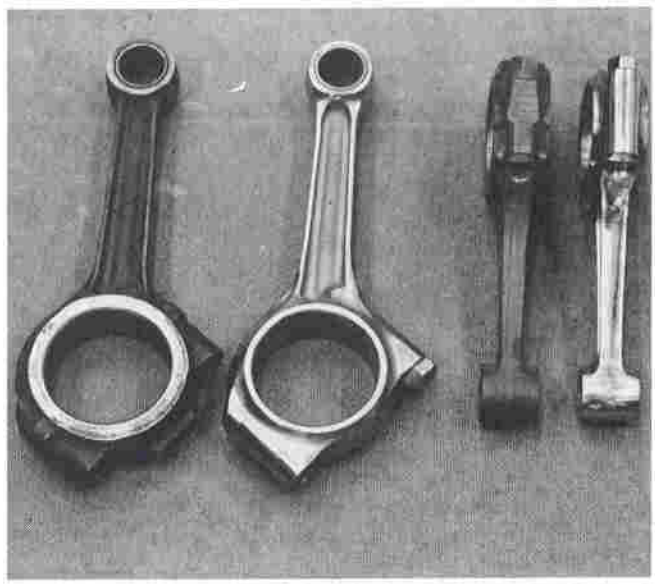
En matière d'allégement de bielle, certains préparateurs n'hésitent pas à essayer des bielles en aluminium, entièrement usinées dans la masse. A l'arrière plan, le bielle d'origine en acier matricé (au fond) et à côté, la même en acier forgé. (Préparation Car-creff).

2.3. Les bielles

Les bielles font partie, avec le vilebrequin et les pistons, des organes les plus sollicités du moteur. A chaque explosion, une bielle reçoit des efforts de compression énormes : jusqu'à plus de 5 000 daN (5 « tonnes ») sur un moteur de 80 mm d'alésage et 10:1 de rapport volumétrique (ce qui correspond à une pression maximale de combustion de 95 bars si l'on suppose un taux de remplissage de 1) ! Encore faut-il ajouter à cet effort la force d'inertie, maximale au PMH, et qui peut,



La robutesse des bielles forgées en titane, dotées d'une large section en « H », saute aux yeux (Matra V12).



L'allégement et le polissage des bielles, avant et après : Triumph TR4, avec chapeau rapporté par vis, et bielles de moto Yamaha à droite avec chapeau rapporté par boulons (Préparation Racing Diffusion).

comme nous l'avons vu, dépasser largement la « tonne » suivant l'accération et la masse du piston.

Plus que cette forte compression, il y a risque de flambage (flexion brutale, à la manière d'une règle plate en plexi que l'on comprime à ses extrémités) si l'élancement de la bielle devient trop important, c'est-à-dire grossièrement si le rapport longueur sur section moyenne est trop élevé.

De ce point de vue des bielles courtes seront en principe plus robustes. Or nous venons de voir tout l'intérêt de monter des bielles longues... mais coûteuses en poids et donc en tours moteur. Il est risqué de trop alléger des bielles déjà longues, aussi préfère-t-on mettre toutes les chances de son côté en faisant réaliser des bielles forgées en alliage de titane, très robustes, avec des sections en « H » très larges (au contraire des sections en « I » ou « double T » des bielles matricées courantes) (fig. 30).

Le titane possède une densité de 40 % inférieure à celle des aciers (4,5 contre 7,8) pour des caractéristiques mécaniques voisines (à peine inférieures aux aciers au chrome et molybdène par exemple). On imagine le gain de poids possible qui, même avec une section de bielle plus large, peut avoisiner les 30 à 35 % ! Seul inconvénient à cette efficace et noble solution : son coût.

La société autrichienne Pankl est très prisée en F1 pour ses bielles en titane forgé.

Des bielles en matériau composite, type carbone-epoxy, sont également envisagées. D'une densité comprise entre 1,2 et 1,8, d'une résistance mécanique comparable à celle de l'acier pour les fibres haute performance, le carbone-époxy offre surtout une tenue en fatigue 2,5 fois supérieure à celle des aciers et alliages en titane. Mais la mise en œuvre d'un tel matériau, avec cuisson en autoclave, reste autant délicate qu'onéreuse. Renault Sport et l'Aérospatiale, pour ne citer qu'eux, collaborent pour la recherche de nouveaux matériaux sur le V10 F1...

Néanmoins, vous pouvez toujours grignoter quelques grammes par ci par là sur des bielles classiques, assez largement surdimensionnées d'origine. Les schémas figure 29 montrent où il est souvent possible d'enlever de la matière sans risque. On veillera d'autre part, et c'est très important, à équilibrer les bielles, ce qui signifie :

— égaliser bien sûr leur poids (chapeau et vis ou boulons compris), il existe de grosses différences sur les bielles de grande production ;

— aligner leur centre de gravité afin d'égaliser d'un côté les masses rotatives, de l'autre les masses oscillantes.

On commencera donc par travailler la bielle la plus légère et on alignera le poids des autres sur celle-ci.

La procédure de contrôle des hauteurs de centre de gravité est relativement simple : à côté du plateau de la balance (précise à 0,5 g près), prévoir un support fixe muni d'un axe horizontal sur lequel on pourra enfiler soit la tête soit le pied de la bielle, ceci afin de ne peser sur la balance que la partie opposée. Il suffit alors d'égaliser sur chaque bielle les valeurs mesurées.

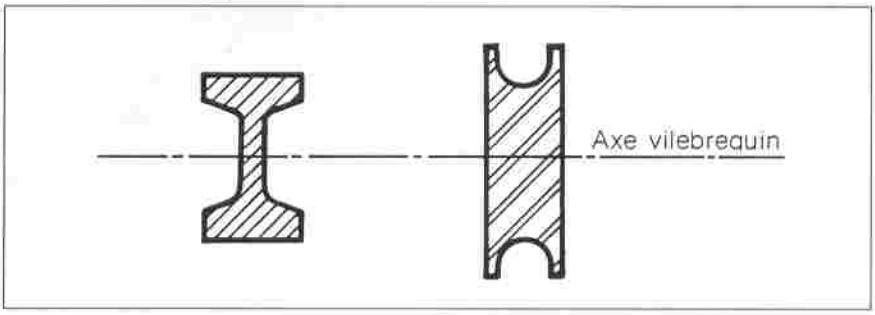


Fig. 30 : Sections de bielle en « I » (acier matricé) et en « H » (titane forgé).

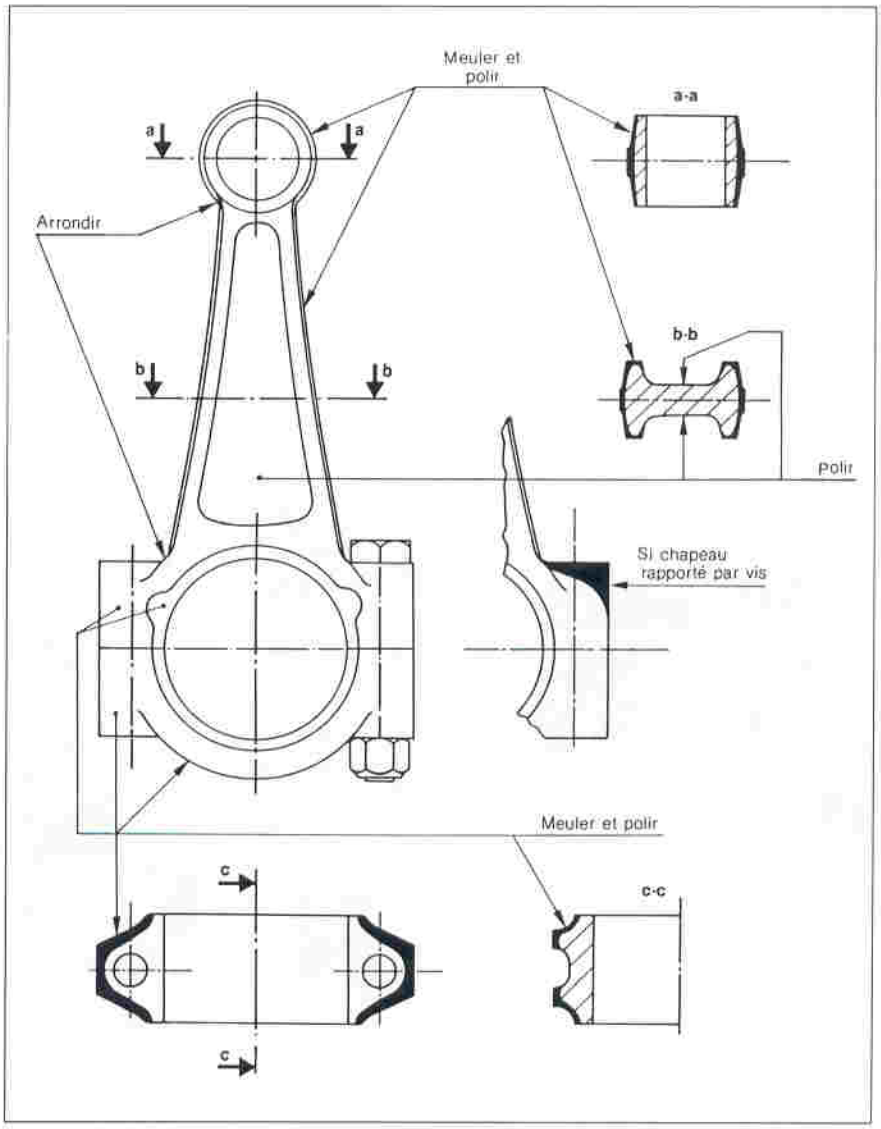
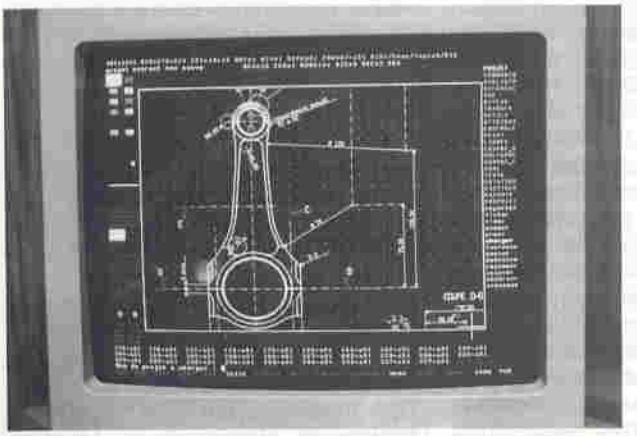
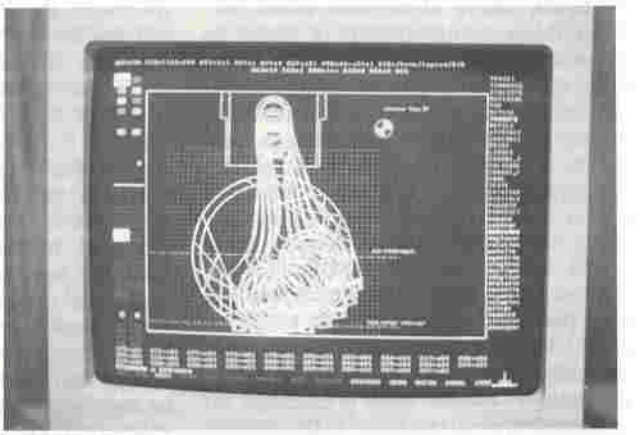


Fig. 29 : Schéma d'allègement d'une bielle (les zones noircies représentent la matière enlevée).

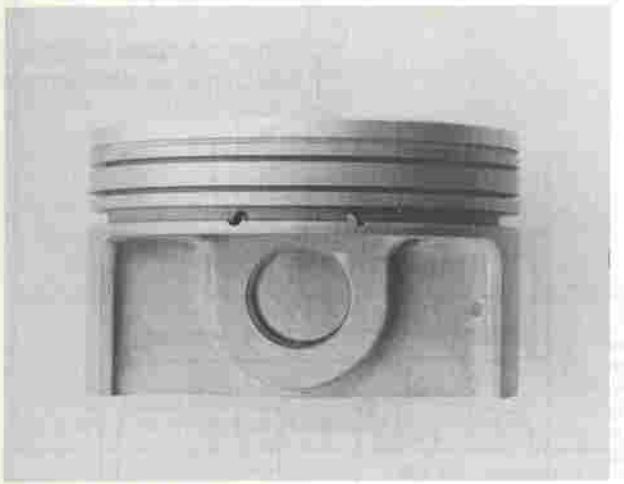


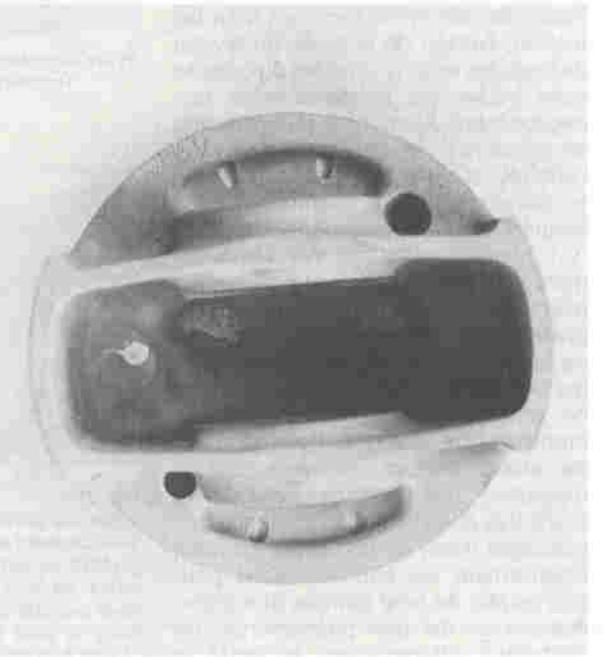


Quand la préparation rejoint la conception pure dans les Ets Danielson; L'ordinateur et la CAO sont souvent de mises, par exemple ici lorsqu'il s'agit de définir une nouvelle bielle (BX Turbo « Super Tourisme ») et de simuler son mouvement afin dé vérifier si son dessin est compatible avec l'espace disponible dans le carter.

Bielles en titane pour moteur R21 Turbo : forgée au premier plan (version « Production 88 »), ou usinée dans la masse (version « Super Tourisme 89 »). Préparation Sodemo-Moteurs.

Un modèle du genre que ce piston de R21 Turbo « Super Tourisme » fabriqué par Mahle : absence quasi totale de jupe, tête creuse (calotte rapportée soudée) permettant un refroidissement par circulation d'huile interne (orientés convenablement dans le bloc, des gicleurs d'huile « crachent » dans l'un des deux orifices visibles au fond du piston) et puis aussi gorges de décompression anti-cliquetis, au-dessus du premier segment... (Sodemo Moteurs).





Enfin, ultime et capitale opération : le polissage, qui prend ici toute sa signification. Il faut éliminer toute aspérité, stries ou rayures laissées par les outils, angles vifs, etc. Un travail long mais payant, une bielle parfaitement polie pouvant se révèler plus robuste qu'à l'origine !

Si l'on ne désire pas polir « au miroir » ses bielles, il existe un procédé qui permet d'augmenter très sensiblement la ténacité de leur matériau par un écrouïssage en surface : le « shot peening », appelé aussi grenaillage ou microbillage. Il consiste à bombarder de microbilles d'acier toutes les surfaces extérieures de la bielle. Les résultats obtenus sont assez intéressants, surtout lorsque l'expérience montre que l'on est un peu limite en résistance de bielle. Ce travail, exécuté en enceinte close, nécessite un matériel spécifique, encombrant et coûteux, et ne peut-être réalisé que chez un préparateur outillé.

Cette technique du shot peening est couramment utilisée en préparation Gr.N, toute trace d'usinage étant prohibée par le règlement.

2.4. Les pistons

Compte-tenu du peu à gagner, nous déconseillons l'allègement des pistons. Le piston reçoit des actions de toute part, continuellement alternées ou cycliques : la force de combustion (voir l'exemple pris précédemment pour les bielles), l'action de la bielle au niveau de l'axe, les actions latérales du cylindre sans oublier les forces d'inertie non négligeables. Ajoutons à tout cela une température de fonctionnement élevée : l'énergie d'explosion fait grimper la température de la chambre à des températures pouvant dépasser 2500 °C ; heureusement refroidi régulièrement par les gaz frais, le piston se maintient à des températures comprises entre 300 et 400 °C au niveau de la tête... entre 100 et 150 °C en ce qui concerne la jupe. Ces différences ne vont pas sans poser de sérieux problèmes de dilatation. Pour contrôler au mieux celle-ci, on joue sur la répartition des masses de matière (donc des épaisseurs), la présence des bossages d'axe de piston compliquant singulièrement les choses... Ceci pour dire qu'afin de tenir compte des déformations et de ces phénomènes de dilatations différentielles, et éviter le grippage, le piston adopte un dessin particulièrement complexe se situant bien loin du parfait cylindre de révolution. Les moteurs actuels sont pratiquement tous pourvus de pistons en alliage d'aluminium, généralement coulés. Aussi dans votre préparation y a-t-il de grandes chances pour que vous ne remontiez pas les pistons d'origine, mais des pistons spéciaux, en aluminium forgé, moins haut en jupe et munis de segments minces : soit parce que vous avez modifié l'alésage, la course et/ou la longueur de bielle, soit parce que vous désirez augmenter le rapport volumétrique, soit tout simplement pour avoir des pistons plus robustes...

Bretille en France, Cosworth en Angleterre, Mahle en Allemagne ou encore la firme européenne AE (Hepworth en Angleterre, Borgo en Italie) proposent une large palette de pistons de qualité... qu'il paraît hasardeux de vouloir retoucher si ce n'est au niveau du passage des soupapes (mais nous reviendrons sur ce point un peu plus tard).

On se contentera surtout de mettre les pistons au même poids (tolérance 0,5 g) en s'alignant sur le plus léger. Les retouches seront exécutées à l'intérieur en usinant les surépaisseurs de matière au voisinage du fond et des bossages d'axe, au moyen d'une meule sphérique pour éviter de créer des angles vifs. Toujours contrôler le poids des pistons avec les axes et segments. Les axes peuvent être légèrement allégés en élargissant en cône, du centre vers les extrémités, l'alésage interne (fig. 31). Il ne faut pas affaiblir la zone centrale (zone de liaison avec le pied de la bielle) qui subit le maximum de contraintes. Notons que les pistons spéciaux forgés possèdent bien souvent des axes déjà allégés de la sorte. De plus, ces axes sont généra-

Seule une grande expérience du moteur préparé en question (base Renault Alpine) autorise certaines « libertés » dans l'allègement des pistons (Préparation Carcreff).

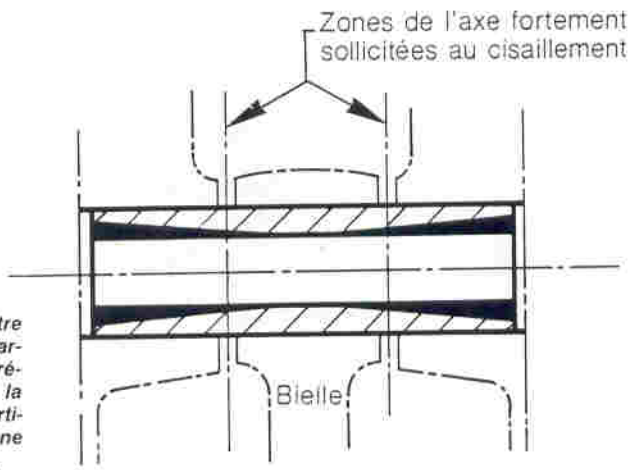


Fig. 31 : L'axe du piston peut être sensiblement allégé en élargissant en cône les extrémités de son alésage; la zone centrale où vient s'articuler le pied de bielle ne doit pas être affaiblie.

lement très courts (donc gain de poids), la surface des pistons présentant alors des échancrures au niveau des trous d'axe, ce qui en même temps réduit la surface de contact jupe/cylindre avec les conséquences que l'on sait sur le frottement.

Terminons sur le cas des pistons en précisant qu'il ne faut surtout pas les polir (excepté le dessus de la tête, ce qui retardera les dépôts de calamine). Les sillons visibles sur leur pourtour, laissés par l'outil de tournage, ont une fonction essentielle : celle de retenir l'huile (au même titre que ceux, croisés, réalisés dans les cylindres) pour favoriser la formation d'un film lubrifiant et garantir un excellent graissage...

2.5. La distribution

La recherche de régimes moteur plus élevés implique nécessairement un allègement de toutes les pièces en mouvement. Nous avons traité le cas du groupe embiellé, reste celui de la distribution. L'ensemble constituant la distribution regroupe un grand nombre de pièces en mouvement : arbre(s) à cames, soupapes, poussoirs, éventuellement culbuteurs et tiges du même nom, sans oublier le mécanisme (engrenages, pignons + chaîne ou poulies + courroie crantée) d'entraînement du ou des arbres à cames.

Cette machinerie plus ou moins complexe consomme de l'énergie cinétique, énergie proportionnelle (comme nous l'avons maintes fois souligné) à la masse des pièces en mouvement et au carré de leur vitesse.

Actuellement, la commande des soupapes par arbre (s) à cames en tête (ACT) se généralise, au détriment de celle par arbre à cames latéral (ACL). Désormais, l'ACT tourillonne dans la culasse ou dans un guide (« cam-carrier ») rapporté à celle-ci, et attaque soit directement les soupapes via un poussoir inversé (appelé aussi boisseau ou godet), soit indirectement par l'entremise de culbuteurs ou basculeurs.

La figure 32 illustre les principaux types de réalisation.

L'un des avantages de la distribution par ACT réside dans la suppression des tiges de culbuteurs, voire des culbuteurs eux-mêmes (cas de l'attaque directe). Non seulement les masses à entraîner s'en trouvent réduites, mais l'on sait aussi que les masses oscillantes (poussoirs, tiges) engendrent des forces d'inertie gênantes à contrôler à haut régime qui s'opposent à la fermeture correcte des soupapes. Le travail des ressorts de soupapes, consistant à vaincre ces forces d'inertie, se voit du même coup soulagé.

L'efficacité démontrée des chambres de combustion hémisphériques (avec soupapes disposées en « V ») puis celle des 4 soupapes par cylindre, ont accéléré le développement des moteurs à ACT. Les soupapes, disposées en « V », sont alors actionnées par deux ACT parallèles, un pour l'admission, un pour l'échappement. Par rapport à un seul arbre à cames, latéral ou en tête (rappelons-nous le moteur de la Triumph Dolomite Sprint, premier moteur de série à posséder 4 soupapes par cylindre commandées par un seul ACT...), ces deux ACT sont moins sollicités en torsion et en flexion puisque le nombre de leurs cames est réduit de moitié. De ce fait leur rigidité est supérieure. D'autre part, le principe de l'attaque directe des soupapes (came-boisseau-soupape) procure une commande sans la moindre « élasticité », ce qui n'est pas le cas d'une commande par came-poussoir-tige-culbuteur-soupape ; cette « élasticité » nuit à la précision de la distribution tout comme elle favorise les phénomènes de résonance aux hautes fréquences.

Tous ces avantages confèrent à la distribution par ACT une meilleure précision de commande et une énergie consommée réduite, particulièrement aux régimes élevés. Ceci n'empêche nullement certains moteurs à ACL d'être très performants ; simplement, ils seront en comparaison toujours péna-

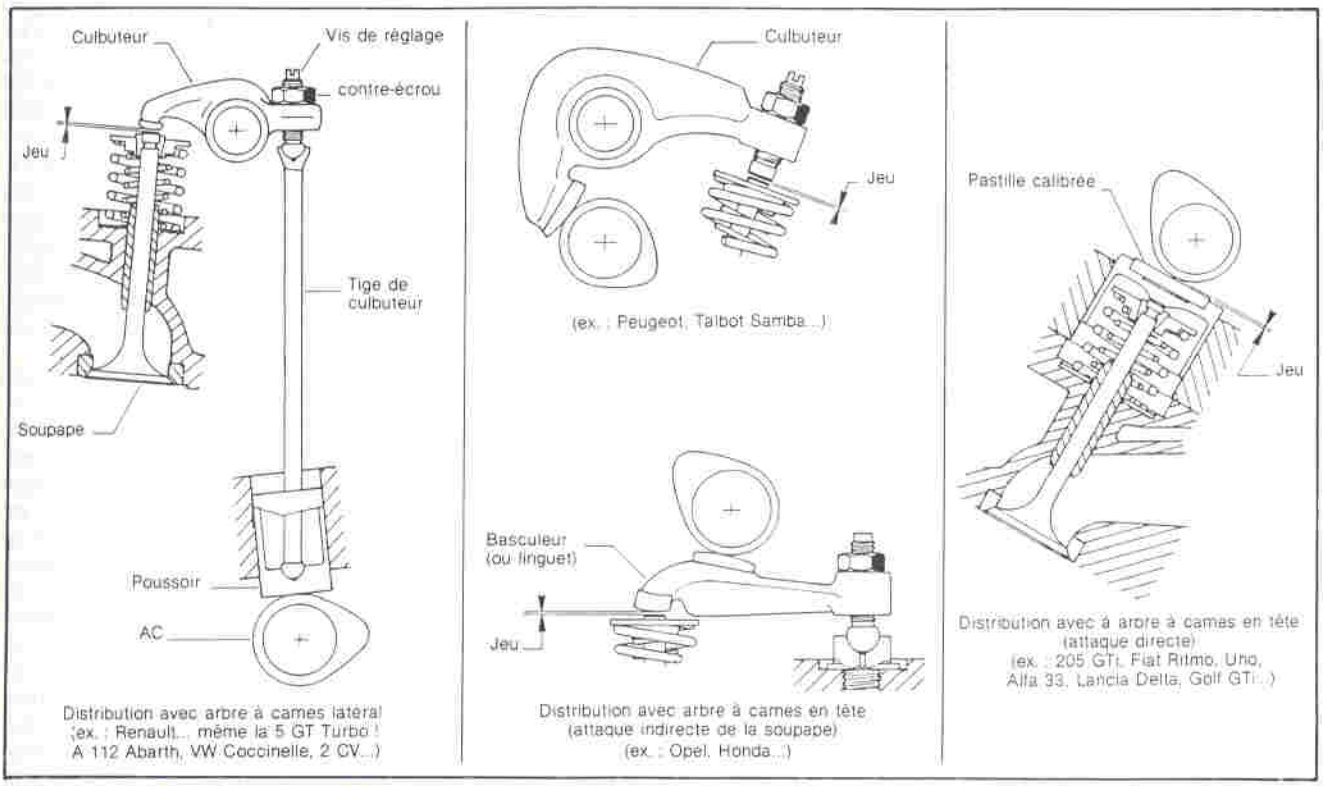


Fig. 32 : illustration de différents modes de distribution

lisés en régime maxi parce que beaucoup plus sujets aux risques d'affolement des soupapes. Pour agrémenter ce propos, soulignons une nouvelle fois le cas du moteur Cosworth 1 000 cm³ de F3 cité un peu plus haut : malgré une distribution par arbre à came latéral des plus classiques, il atteignait des régimes supérieurs à 10 000 tr/mn ! Certes toutes les masss en mouvement avaient subi un allègement considérable, mais ce moteur ne pouvait se passer de ressorts de soupapes très « méchants ». Aussi, pour limiter la déformation des axes de culbuteurs sous l'action de ces ressorts très raides, ceux-ci étaient guidés sur une rampe spécifique à 9 paliers (2 par culbuteur), taillée dans une barre d'aluminium et rapportée sur la culasse...

Citons aussi, pour les passionnés de VEC (Véhicules de course d'époque), le cas d'un autre moteur au passé prestigieux : le 6 cylindres en ligne Bristol à chambres hémisphériques. Ses 12 soupapes (en V) étaient actionnées à partir d'un arbre à cames latéral et d'un ensemble de... 18 culbuteurs et tiges : 6 pour l'admission, le double pour l'échappement ! La commande de ces dernières faisaient en effet intervenir des culbuteurs de renvoi (d'axes communs à ceux d'admission) qui, par l'intermédiaire de 6 tiges horizontales, manœuvraient les 6 culbuteurs d'échappement. Ce moteur de 2 litres, conçu en fait avant la seconde guerre par la célèbre firme aéronautique pour le compte de BMW, connut ses heures de gloire dans les années 50 avec la marque AC... qui passa un peu plus tard au moteur Ford V8 pour ses légendaires et folles « Cobra ». Ce coûteux 6 cylindres Bristol atteignit néanmoins à son époque la confortable puissance de 150 ch à 6 500 tr/mn...

Dernier exemple de moteur sportif à disposer d'un ACL, encore très en vogue aujourd'hui : celui de la R5 GT turbo, dont la base du bloc n'est guère éloignée de celle du moteur d'une R8.

Parler de l'allègement de la distribution, c'est passer en revue chaque élément qui compose cette chaîne plus ou moins complexe qui assure la commande des soupapes. Commençons si vous le voulez bien par ces dernières pour remonter dans l'ordre chronologique vers l'arbre à cames et sa commande.

*** Les soupapes :**

Difficile de gagner beaucoup de poids, d'autant plus que l'amélioration du remplissage (voir ce chapitre) passera certainement par le montage de soupapes plus grosses et par conséquent plus lourdes. On notera d'ailleurs à ce sujet l'intérêt de préférer deux petites soupapes à une seule plus grosse, justement pour cette question de poids et d'inertie. Ce qui explique que les moteurs à 4 soupapes par cylindre, outre le fait qu'ils soient mieux « remplis » à haut régime, peuvent tourner plus vite.

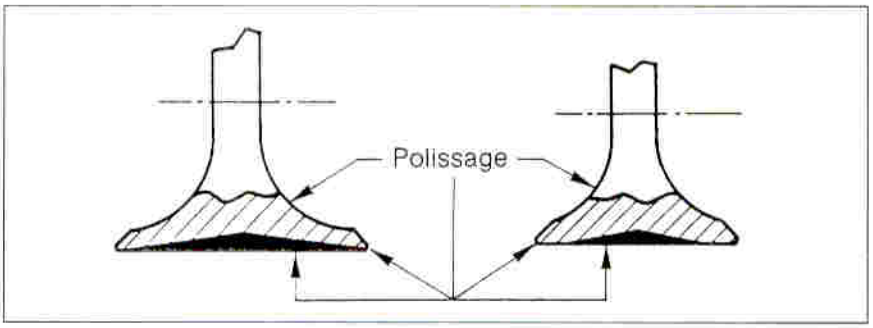


Fig. 33 : Allègement possible(sur tour muni d'un mandrin à pince calibrée) et polissage de la tête des soupapes d'admission (à gauche) et d'échappement (à droite).

Il est possible d'alléger légèrement la tête des soupapes en creusant en cône l'intérieur de la forme tulipée (fig. 33). Cet usinage doit être exécuté sur un tour muni d'un mandrin à pince calibrée (pour ne pas abîmer la queue de soupape). Le gain enregistré reste assez faible, et il est préférable de n'effectuer ce travail que sur les soupapes d'admission qui sont mieux refroidies.

A pleine charge, le métal des soupapes d'échappement est porté au rouge sombre, et il ne faut pas oublier que seul le siège de soupape permet l'évacuation des calories vers la culasse (le refroidissement de la tige s'effectuant par le guide de soupape).

Trop diminuer la masse de la tête de soupape, c'est s'exposer à des risques de grillage de celle-ci. Les soupapes à tige creuse remplie de sodium (dont le rôle est d'activer la diffusion des calories de la tête vers la tige) sont de ce point de vue moins sensibles au grillage. On peut aussi élargir la portée soupape-siège pour améliorer le transfert de chaleur, mais dans ce cas l'étanchéité devient plus difficile à réaliser. Mais nous aurons l'occasion de revenir sur le travail des sièges.

Enfin il faudra tenir compte des modifications de forme apportées aux têtes de soupapes dans le calcul du rapport volumétrique puisque le volume de la chambre s'en trouvera affecté.

Le travail d'allègement des soupapes est donc assez limité ; on n'en oubliera pas moins, si ce n'est déjà fait sur les soupapes spéciales, de polir la zone tulipée, toujours pour éviter tout risque de bris par concentration de contraintes aux amorces de rupture ; l'écoulement du flux gazeux en sera amélioré, et les dépôts de calamine à l'échappement (poids en supplément) retardés.

*** Les coupelles de ressorts :**

Liées aux soupapes par des clavettes en demi-lune, les coupelles de ressort ajoutent aux masses alternatives des soupapes.

Pratiquement, on ne peut les alléger de façon efficace... qu'en les réusinant dans un autre matériau : le titane est souvent usité (40 % de gain) mais on rencontre aussi le « zicral » (ou équivalent « fortal »), un alliage d'aluminium dopé de zinc et de magnésium (AZ8GU), parfois même de tungstène, dont les caractéristiques mécaniques sont très élevées (résistance à la traction 600 N/mm² minimum) ; dans ce cas, le gain de poids obtenu par rapport à l'acier atteint les 65 % (densité du « zicral » : 2,8). Mais comme le titane, cet alliage nous vient de l'industrie aéronautique et son prix reste assez élevé.

Signalons que sur les moteurs F1, depuis le début des années 90, les soupapes et coupelles de ressort sont en titane. Les queues de soupape reçoivent un dépôt de molybdène (procédé plasma) tandis que les surfaces d'appui des ressorts subissent une nitruration gazeuse.

*** Les culbuteurs (ACL ou ACT) et basculeurs (ACT) :**

A la différence du culbuteur qui, articulé dans sa zone centrale, reçoit l'action de la came ou de la tige de culbuteur à l'une de ses extrémités, le basculeur, appelé aussi linguet, s'articule à l'une de ses extrémités sur un pivot fixe (rotule) et subit l'action de la came dans sa partie centrale. L'un comme l'autre travaille à la flexion avec des contraintes maximales se situant au niveau de l'axe de rotation (culbuteur) ou au niveau de l'appui de la came (basculeur). Ces éléments, généralement réalisés en acier matricé, compor-

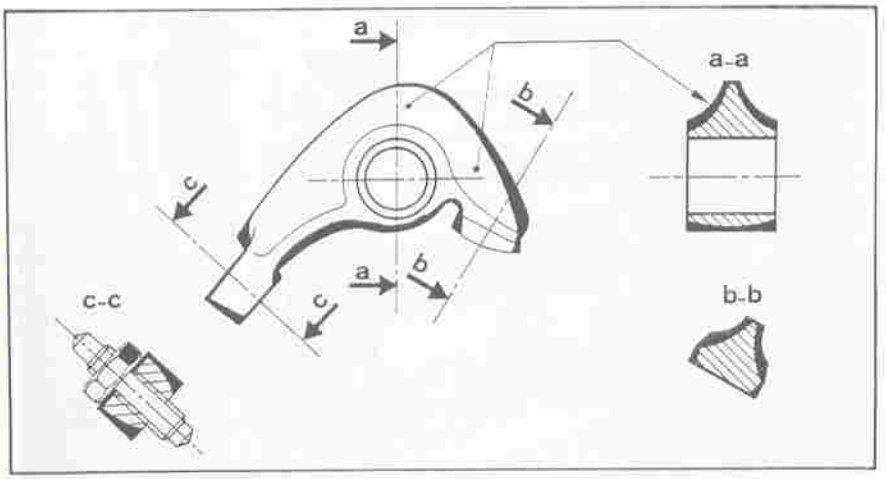


Fig. 34 : Allègement d'un culbuteur ; la nervure centrale (qui fait toute la rigidité en flexion du culbuteur) ne doit pas être modifiée en hauteur.

Vous avez dit cure d'amaigrissement ? Difficile de faire mieux sur ces pièces préparées par Michel Gobert (Ets Pierre Ferry) pour un moteur de R5 Turbo qui prendra 10 500 tr/mn ! A noter, à la base des poussoirs creux, le trou de perçage incliné permettant l'évacuation de l'huile.

tent une nervure médiane indispensable à leur rigidité. Il faut impérativement préserver celle-ci lors du travail d'allègement, même si l'on peut diminuer progressivement son épaisseur comme le montre la figure 34. C'est surtout aux extrémités que l'on peut rentablement ôter de la matière : amincissement du bec (côté soupape), du pourtour du trou taraudé (côté réglage du jeu).

Reconnaissons toutefois que si ces pièces peuvent recevoir un allègement particulièrement poussé, le travail devient vite fastidieux, d'autant plus qu'elles sont nombreuses ! Il faut avoir la foi... mais aussi le matériel adéquat (fraises, meules, limes multiples et de bonne qualité). Certains se contentent de mettre les culbuteurs au même poids (impératif, des différences assez sensibles existant d'origine) et de meuler les nombreuses aspérités provenant du brut de matriçage.

Là encore, un allègement poussé se doit d'être complété par un sérieux polissage, auquel il conviendrait d'ajouter un parfait grenaillage... Dur dur, le métier de préparateur !

Nous n'évoquerons pas le cas des culbuteurs (ou homologues) usinés dans un autre matériau tel le titane par exemple, étant donné le coût prohibitif d'une telle opération !

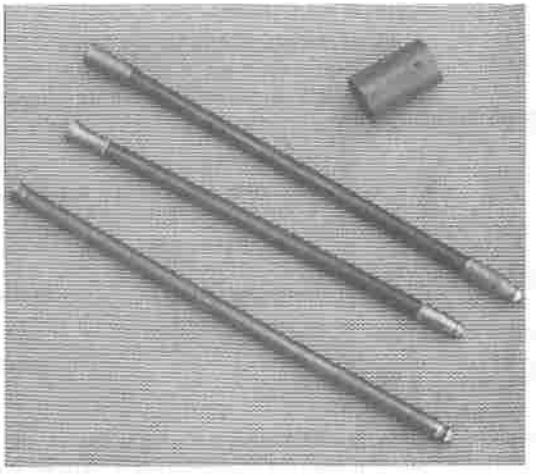
*** Tiges de culbuteurs (ACL) :**

La seule solution pour gagner du poids sur les tiges, c'est de les usiner dans un matériau léger ; quitte à augmenter légèrement leur diamètre pour éviter tout risque de flambage : dans ce domaine, le « zicral » est souvent à l'honneur. Mais tiges d'origine ou pas, leur polissage est là aussi recommandé. Exceptionnellement, on remonte des tiges en matériaux composites (fibre de carbone)!..

*** Les poussoirs (ACL et ACT) :**

Vous avez passé trois mois nuit et jour à alléger et équilibrer de manière identique vos 8 culbuteurs, vous avez « tapé » votre meilleur (e) ami (e) pour pouvoir vous offrir 8 superbes tiges en titane ou zicral, rassurez-vous, les poussoirs ménageront votre peine et votre porte-feuille : il y a peu, voire rien, à gagner. Leur usinage est particulièrement difficile (fonte ou acier traité) et il y a très peu de matière inutile. Sur les distributions par ACL, on rencontre deux types de poussoirs : les creux, la tige de culbuteur prenant appui sur le fond, et les pleins avec tige articulée à leur partie supérieure. Les premiers ont une fâcheuse tendance à se remplir d'huile (donc à s'alourdir), et il peut être intéressant de percer un ou plusieurs trous (par exemple 3 à 120° de diamètre 2 mm) latéralement à quelques mm de leur fond ; l'huile s'évacuera plus facilement tout en améliorant le graissage des pousssoirs. Concernant les poussoirs pleins, à priori plus lourds, le travail d'allègement n'est guère évident. On a vu des poussoirs pleins devenir creux (!), après tronçonnage de la partie haute (où s'appuie la tige) afin de pouvoir aléser l'intérieur ; la partie supérieure, récupérée sur un autre poussoir (il en faut donc 2 pour en faire 1), venant alors se centrer avec serrage sur le corps creux. Un travail de romain pour ceux qui ont encore des nuits blanches en stock...

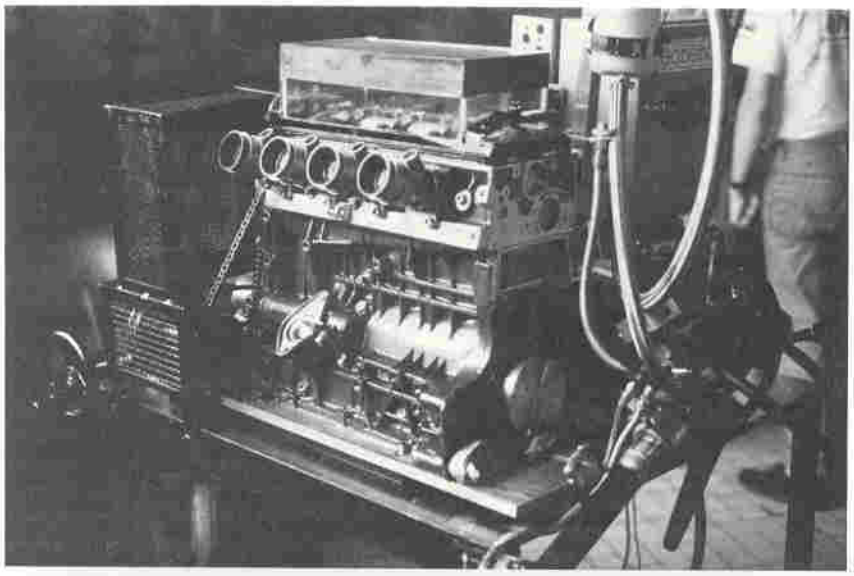
L'épaisseur, déjà très fine d'origine,



Pour réduire au maximum l'inertie des nombreuses pièces en mouvement sur un moteur culbuté (R5 Turbo « Production » ici), certains préparateurs vont jusqu'à concevoir des tiges de culbuteurs en... fibre de carbone, ainsi que des poussoirs en céramique afin de gagner également sur les frottements (Préparation Sodemo).

des poussoirs ou boisseaux d'ACT n'autorise là aussi guère de possibilité d'allègement. Pour ceux munis de pastille de réglage de jeu placée à l'extérieur (en contact avec la came), il est possible si ce n'est déjà fait, de percer le poussoir en son centre (sous la pastille). Certains d'entre vous auront peut-être l'idée de raccourcir la longueur des poussoirs (nous parlons ici des poussoirs creux d'ACL ou boisseaux d'ACT). Méfiance. Le poussoir, coulissant dans le bloc ou la culasse, reçoit une poussée latérale due au mouvement de rotation de la came, poussée ayant tendance à provoquer le « basculement » du poussoir dans son logement. Pour éviter (limiter) ce basculement, pour réduire les pressions de contact et donc l'usure, la longueur du guidage doit être suffisante. Une diminution de cette longueur accélèrerait l'usure et l'ovalisation des logements. Ne pas oublier non plus que la longueur de contact poussoir-logement varie sur un cycle, et que si l'on utilise un AC retaillé, dont le rayon du dos de came a forcément été réduit, le poussoir sortira davantage de son logement...

Profitons-en pour préciser que dans le cas de l'attaque directe des soupapes, la présence des boisseaux guidés dans la culasse évite justement aux queues de soupapes de subir ces efforts latéraux introduits par le mouvement de rotation des cames ; en contrepartie, reportés sur les poussoirs, ces efforts génèrent des frottements supplémentaires. Pour cette raison, certains constructeurs ne prônent pas la technique de l'attaque directe : la came agit sur la soupape par l'entremise d'un basculeur ou linguet (qui peut en outre démultiplier la levée), la poussée latérale étant alors transmise par le pivot fixe dudit basculeur. Les masses en mouvement sont également réduites et le réglage du jeu aux soupapes plus aisé (par l'intermédiaire du pivot). Nous ne pouvons clore ce chapitre sans dire quelques mots sur les poussoirs hydrauliques, à rattrapage automatique du jeu. Utilisés depuis longtemps sur les moteurs américains, après une percée timide en Europe, exceptée peut-être en Allemagne, leur prolifération s'étend de jour en jour... au grand dam des préparateurs. En effet le fonctionnement du poussoir hydraulique (voir encadré), aussi satisfaisant qu'il puisse être en théorie ou même sur certains moteurs de série, comporte quelques aléas nuisibles au rendement dès que l'on recherche la performance pure. Une mauvaise étanchéité du clapet,



C'est une machine à torturer les éléments de distribution, les culbuteurs en particulier. Un moteur factice est entraîné à son régime maxi (et plus !) par un moteur électrique à un multiplicateur de vitesse. Le cache-culbuteurs en plexiglass, outre on rôle protecteur, permet de visualiser à l'aide d'une lampe stroboscopique le comportement des culbuteurs à tester... (Préparation Sodemo-Moteurs).

un débit de fuite trop élevé, un gommage du piston plongeur... peuvent être à l'origine d'une certaine « élasticité » du poussoir ; le diagramme de distribution n'est alors plus exactement suivi et la puissance chute. Il peut exister aussi des disparités de fonctionnement entre poussoirs, et de surcroît ceux-ci sont lourds. Rien ne vaut en fait un bon et sûr contact métallique. Pour ces raisons bien peu de ces poussoirs survivent une fois passés entre les mains des préparateurs. On les remplace par des poussoirs mécaniques classiques et plus légers. Mais ce travail n'est pas si facile car il faut boucher les canalisations d'amenée d'huile à l'intérieur de chaque guide de poussoir.

*** L'arbre à cames :**

Généralement moulé en fonte GS ou estampé dans un acier de cémentation, l'arbre à cames comporte entre ses cames de nombreuses surépaisseurs et aspérités brutes de fabrication. On peut éliminer celles-ci (et même un peu plus) par l'usinage sur un tour (opération appelée « détourage ». Cette opération devient d'ailleurs nécessaire lorsque le retaillage des cames d'origine (modification du profil) ne permet plus d'avoir un dos de came apparent. Il faut néanmoins rester assez prudent quant à la diminution de diamètre du corps de l'AC, surtout pour les AC longs. L'AC aura certainement à manœuvrer des ressorts de soupape plus raides, et par conséquent sera soumis à des efforts de flexion supérieurs.

Et un AC qui fléchit comme un AC qui se tord, c'est une levée et un diagramme de soupape mal assurés, c'est une perte de remplissage et de puissance. Or, et on le comprend assez bien, sa résistance en flexion et en torsion passe par la valeur de son diamètre (elle est même fonction du

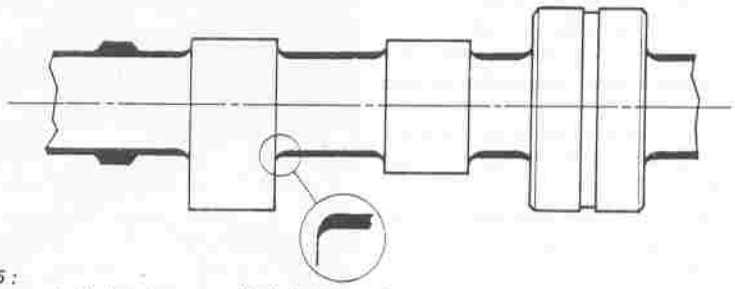


Fig. 35 :
Détourage de l'arbre à cames d'origine, en soignant les congés de raccordement (valable surtout pour les AC longs, présentant de larges espaces entre cames, et les doubles ACT.

cube du diamètre). Lors de l'usinage, pour limiter là aussi les concentrations de contraintes, on veillera à pratiquer des congés de raccordement (au niveau des paliers et cames), les plus larges possibles (voir figure 35).

Du point de vue résistance mécanique, il serait moins nocif d'ôter la matière la moins sollicitée, c'est-à-dire celle se trouvant au cœur. Cela s'est déjà fait, et l'on a vu des AC creux percés d'un bout à l'autre. Vu la longueur de l'AC, on imagine la difficulté de l'opération.

*** La commande de distribution :**

Les organes qui assurent l'entraînement de (ou des) l'arbre(s) à cames consomment de l'énergie. Leur masse peut être réduite, tout dépend du type de transmission entre vilebrequin et AC :

— **Par cascade de pignons :**

Rare sur les moteurs de grande diffusion, ce type de commande se rencontre surtout sur les multicylindres de forte cylindrée (V8, V12) ou sur certains moteurs sportifs (et anciens) pour lesquels une transmission par chaîne ne pouvait satisfaire à leurs régimes élevés. En fait, c'est la transmission par courroie crantée qui a peu à peu supplanté la transmission par engrenages. L'allègement de la pignonnerie consiste essentiellement au perçage de trous sur la périphérie du voile de chaque roue dentée. Cette opération doit être effectuée avec précision au moyen d'un plateau diviseur afin de ne pas déséquilibrer les roues, ce qui engendrerait des vibrations dans toute la pignonnerie avec rupture possible de la denture.

— **Par chaîne :**

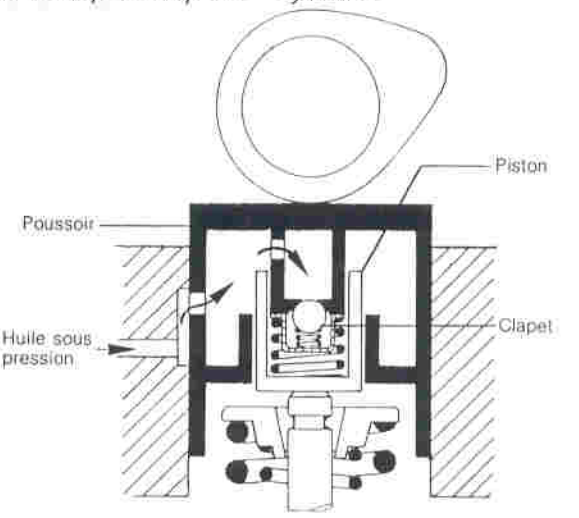
Fiable, économique, robuste, ce type de transmission est très répandu. Généralement, les pignons comportent une double denture et la chaîne deux rangées de rouleaux. Si le pignon d'arbre à cames peut être allégé par perçage comme précédemment, certains préparateurs n'hésitent pas à passer carrément à une transmission par chaîne simple. Les pignons sont alors soit changés, soit usinés en conséquence (suppression d'une denture). La résistance d'une chaîne simple

LES POUSSOIRS HYDRAULIQUES

Plus de pastille, plus de jeu, plus de réglage. Terminé le jonglage des clés, tournevis et jeu de cales. Ce type de poussoir, comme son nom l'indique, règle automatiquement le jeu de fonctionnement des soupapes par pression d'huile. Tout beau dans le principe, pas si nouveau, le poussoir hydraulique ne recueille pourtant pas les faveurs des préparateurs. Rappelons son fonctionnement. Tout se passe à l'intérieur du poussoir. Ce dernier contient un piston plongeur maintenu constamment en contact avec la queue de soupape par un ressort. Le piston, coulissant librement dans le poussoir, forme avec ce dernier une chambre d'huile dont l'accès se fait par un clapet à bille. Une dérivation du circuit de lubrification du moteur, alimente sous pression et de façon continue l'intérieur du poussoir. Au repos, lorsque le poussoir repose sur le dos de la came, l'huile sous pression ouvre le clapet et remplit la chambre. En phase travail, la résistance à l'ouverture de la soupape crée une augmentation de pression dans la chambre, le clapet se ferme. Incompressible, le volume d'huile ainsi emprisonné transmet à la soupape le mouvement de la came.

La compensation de l'allongement de la tige de soupape dû à la dilatation s'effectue par diminution progressive du volume d'huile dans la chambre. Ceci est obtenu par la création d'une fuite d'huile entre piston et poussoir, fuite résultant d'un jeu calculé dans le guidage de ces deux pièces. Ce débit de fuite se produit en phase compression (ouverture de la soupape), ce qui correspond à une baisse sensible, de l'ordre de 0,1 mm, du poussoir par rapport au piston, et donc à la soupape. En phase détente (fermeture soupape), l'huile d'alimentation rétablit la pression dans la chambre par l'intermédiaire du clapet.

S'il est vrai qu'il n'existe aucun jeu entre le piston et la soupape, il se produit en revanche une certaine élasticité du système en compression. C'est justement cette élasticité, pas forcément identique d'un poussoir à l'autre, que remettent en cause les préparateurs. Nombreux sont les paramètres influant sur son importance : tolérances d'ajustement du piston plongeur, dilatation, viscosité de l'huile, étanchéité du clapet, gommage, usure... A quoi sert d'être rigoureux sur l'exactitude des profils de came si des dispersions dans le fonctionnement des poussoirs hydrauliques perturbent les diagrammes de distribution. Rien ne vaut le contact sûr et franc offert par les poussoirs mécaniques. Ceux-ci autorisent en outre, en adoptant pour chaque soupape le jeu qui convient, d'égaliser parfaitement les diagrammes de distribution entre cylindres.



SCHEMA D'UN POUSSOIR HYDRAULIQUE

est suffisante, mais son usure est plus rapide puisque chacun de ses rouleaux supporte le double d'effort ; il faut dans ce cas surveiller régulièrement son état ainsi que celui des pignons.

— **Par courroie crantée :**

Comme pour l'huile d'une certaine publicité, c'est la solution la plus « légère ». La courroie crantée réunit les avantages de la courroie classique, faible poids, silence de fonctionnement, absence de lubrification et vitesse linéaire élevée (jusqu'à 60 m/s contre 10 m/s pour une chaîne) et ceux de la chaîne avec en particulier une absence de glissement et une grande précision de transmission. C'est important pour une commande de distribution.

A une certaine époque, quelques préparateurs (italiens surtout) proposaient des kits de transmission par courroie crantée en remplacement de la transmission par chaîne d'origine (Fiat 127 Sport, A112 Abarth...). Ce kit comprenait un carter de distribution spécifique, avec joints d'étanchéité (côtés AC et vilebrequin), poulies dentées à substituer aux pignons à chaîne, courroie et éventuellement tendeur et couvercle. Ces kits se font plus rares aujourd'hui étant donné la prolifération de ce type de transmission en équipement d'origine.

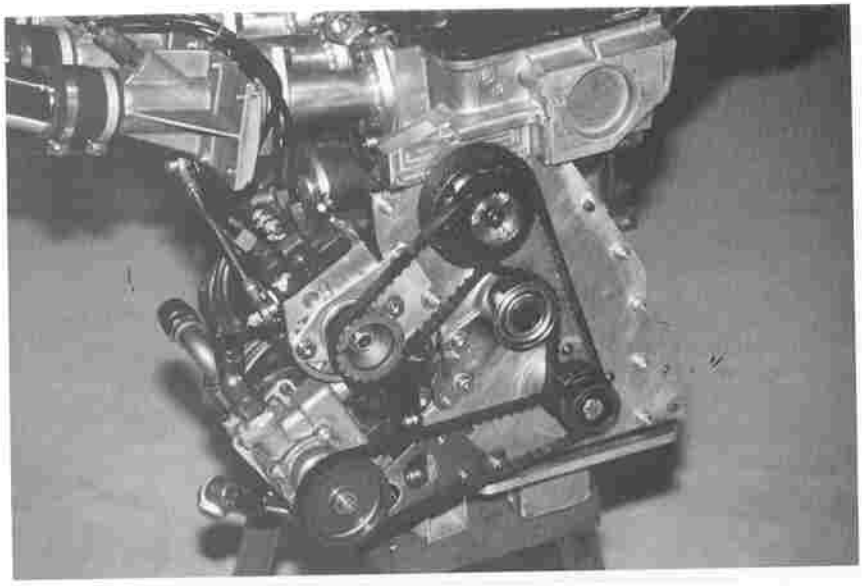
On peut toujours se lancer dans l'adaptation d'une transmission par courroie crantée, récupérée par exemple sur un modèle de moteur similaire, mais les principales difficultés à surmonter résident dans l'obtention de la parfaite étanchéité du carter de distribution... puisque la courroie travaille naturellement à sec ! Un travail délicat qui nécessite un outillage spécialisé, car il faut dans la plupart des cas retoucher le bloc ou fabriquer un carter spécial pour l'adaptation des joints à lèvre (« spi »), boucher les trous de graissage du tendeur de chaîne, etc... Pas facile, et pas à la portée de tout le monde.

Il est possible de grignoter encore quelques grammes sur la commande d'origine par courroie crantée ; soit, si ce n'est pas le cas en remplaçant les poulies d'origine par des poulies en alliage d'aluminium (usiné ou plus couramment maintenant fritté), soit si ce n'est déjà fait, en les allégeant par perçage de leur moyeu.

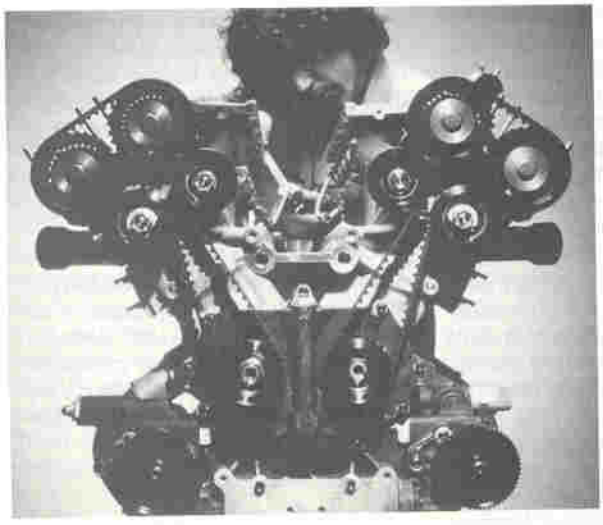
A noter cependant un autre avantage propre à ce type de transmission : le montage possible, et tout de suite accessible, d'un pignon d'arbre à cames à calage angulaire variable ; un dispositif intéressant très prisé des préparateurs, qui permet de parfaire le calage de l'AC (au banc par exemple) ou de décaler les angles de distribution pour modifier sensiblement les caractéristiques du moteur suivant le type de compétition !

Enfin, terminons par un point qui n'a pas de rapport avec l'allègement mais qu'il est important de souligner : l'étanchéité, non parfaite d'origine, du carter de courroie avec le milieu extérieur. Par milieu extérieur, on vise surtout les gravillons, souvent très abondants sur les « spéciales » de rallye. Car cela s'est vu maintes fois, certains gravillons ont la mauvaise idée d'aller se coincer entre courroie et poulies, et de provoquer bien sûr le décalage de la distribution avec les conséquences dramatiques que cela entraîne : la collision quasi certaine entre pistons et soupapes pour peu que le « croisement » de l'arbre à cames soit un peu méchant.

Surtout pour le rallye, nombreux sont les préparateurs qui refabriquent entièrement (à condition que le règlement l'autorise) des carters de distribution (en tôles d'aluminium rivetées ou soudées pour éviter toute déconvenue de ce genre).



Adaptation, sur bloc Renault 12G, d'une transmission par courroies crantées pour l'entraînement de l'arbre à cames (latéral), de la pompe d'injection et des pompes de graissage par carter sec. La suppression de la commande d'origine par chaîne de l'AC nécessite la réalisation d'un carter de distribution spécifique (et étanche). A cet effet, bloc et culasse ont été retouchés ici. (Préparation Carcreff, Gr. F).



Une vue insolite du V10 Renault F1, à l'époque où ses 4 arbres à cames en tête étaient mûs par courroies crantées. Pour conserver une grande précision de calage des AC dans les (très) hauts régimes, les courroies ont désormais cédé leur place à une cascade de pignons...

3. AMÉLIORER LE MÉCANISME DE COMMANDE DES SOUPAPES

Le mécanisme de commande des soupapes doit pouvoir accepter un surcroît de régime sans risquer l'affolement. L'affolement des soupapes se produit lorsque leurs ressorts n'arrivent plus à jouer correctement leur rôle, c'est-à-dire à rappeler suffisamment rapidement la soupape sur son siège en phase fermeture, avant l'ouverture suivante. La « chaîne » came-soupape se désolidarise, il se produit alors une baisse de puissance par décalage de la distribution, assortie bien souvent, surtout sur les moteurs dotés d'arbre à cames « méchant », d'une rencontre aussi explosive que soudaine entre piston et soupape. Dramatique.

La tâche d'un ressort est incroyablement ardue. A 8 000 tr/mn, il est sollicité près de 67 fois par seconde, soit une fois tous les 15 millièmes de seconde. Entre chaque compression, il doit rappeler parfaitement la soupape de façon à ce que la tige de celle-ci ne quitte jamais, via les pièces intermédiaires poussoirs, culbuteurs, etc... le profil de la came.

La force de rappel maximale du ressort, qui est une donnée constante de départ (voir plus loin), peut s'avérer insuffisante dès lors qu'à haut régime l'accélération de la soupape devient trop forte. Lorsque la soupape est sur le point d'atteindre sa levée maxi, son accélération (orientée dans le sens de la fermeture) est maximale. Il se produit alors exactement la même chose que pour un piston lorsqu'il atteint le PMH ou le PMB. Prend naissance une force d'inertie très élevée égale au produit de cette accélération par la somme des masses translatant avec la soupape. C'est cette force d'inertie (F_i, qui s'oppose à la fermeture de la soupape, et qui croît avec le régime, que doit vaincre le ressort dans sa détente (voir fig. 36).

Il n'est pas rare de rencontrer des accélérations maxi (nous devrions parler de décélération car cette accélération est négative) de l'ordre de 5 000 m/s² à plein régime (voir encadré « Accélérations et commande desmodromique »). Multipliée par une masse de 150 g par exemple (soupape de ∅ 35 mm + coupelle + clavettes + poussoir, dans le cas d'un ACT à attaque directe), on arrive à une force d'inertie de 750 N (soit 76,5 « kilos »).

Ceci explique aussi pourquoi les distributions par AC latéral sont plus sujettes aux risques d'affolement puisque s'ajoute à l'inertie de la soupape celle de toute une « quincaillerie » : poussoir, tige, culbuteur...

Apparaissent alors deux possibilités pour empêcher l'affolement des soupapes dans la recherche des hauts régimes :

1) Limiter le plus possible les forces d'inertie, ce qui implique :
— alléger le plus possible les éléments de distribution, nous n'y reviendrons pas, mais l'on comprend le problème qui se pose avec le montage de grosses soupapes,
— modérer les accélérations de soupape, lesquelles, augmentant proportionnellement avec le régime, dépendent directement du diagramme de levée, et donc du profil de came : ceci ne peut se faire naturellement que lors de la conception de l'arbre à cames.

2) Augmenter la force de rappel des ressorts de soupapes, c'est-à-dire leur raideur : c'est la solution la plus simple, mais il ne faut pas tomber dans l'excès et monter des ressorts inutilement trop raides, gaspilleurs d'énergie (couple d'entraînement de l'arbre à cames élevé, frottements et usure accrus...).

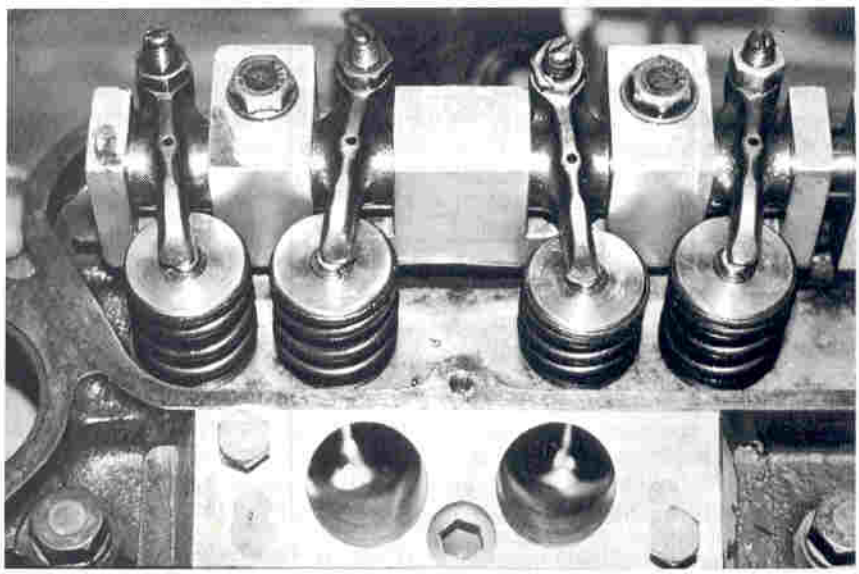
3.1. L'accélération à la soupape :

Nous ne nous intéressons ici qu'au tracé de came favorisant l'amélioration de la fermeture des soupapes. Les diagrammes de distribution seront abordés ultérieurement dans le (gros) chapitre traitant du remplissage.

Indépendamment du régime moteur, la « décélération » maxi de la soupape au moment de la pleine ouverture est imposée, nous l'avons dit, par le profil de came. Cette décélération correspond à celle au sommet de came dans le cas simple d'un ACT à attaque directe. Dans les autres types de distribution, elle correspond approximativement à celle au sommet de came multipliée par le rapport de démultiplication du culbuteur ou du linguet.

Ceci étant dit, pour un régime donné, et pour des angles de fermeture identiques, la décélération maxi de la soupape sera d'autant plus importante que la levée sera grande ; puisque, pendant le même temps, la came doit freiner la soupape sur une plus grande distance. Or, l'augmentation de la levée de soupape fait bien souvent partie du cahier des charges de la préparation : c'est l'un des objectifs n° 1 du retaillage de l'arbre à cames d'origine par exemple.

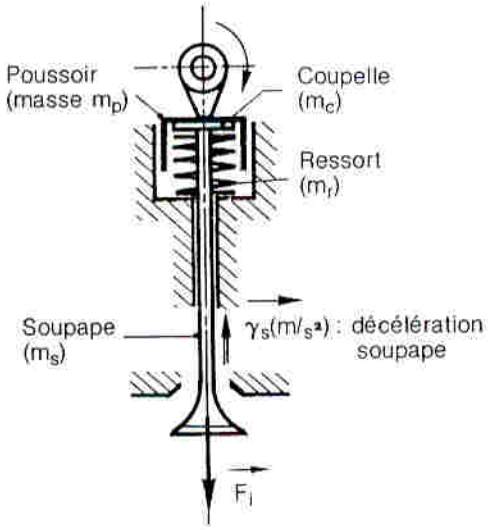
Mais il est possible de limiter les « dégâts »... en freinant la soupape



Ce moteur Cosworth 1000 cm³ de Formule 3 (base Ford Anglia), utilisé encore aujourd'hui en courses de V.E.C., bien que pourvu d'une distribution par arbre à cames latéral, dépasse allègrement les 10 000 tr/mn. Mais la raideur des ressorts est telle qu'il fallut augmenter la rigidité de la rampe de culbuteurs en taillant celle-ci dans un barreau d'aluminium, chaque culbuteur devenant prisonnier de deux paliers.

Distribution par ACT

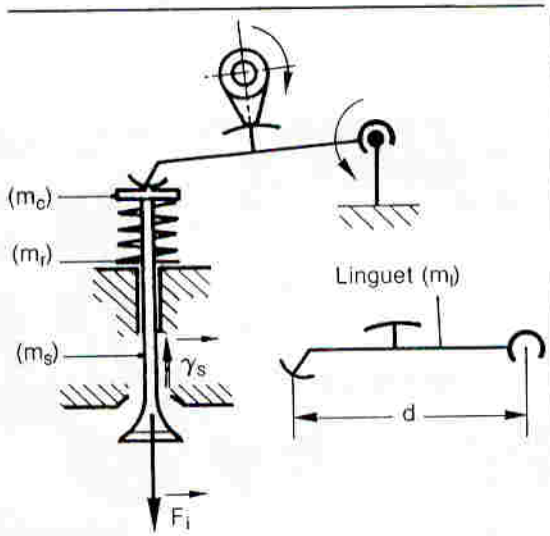
Attaque directe



$$F_i = (m_s + m_c + m_p + \frac{m_r}{3}) \cdot \gamma_s$$

Nota. — On considère qu'un tiers de la masse du ressort se déplace avec la soupape

Commande par linguet



$$F_i \cong (m_s + m_c + \frac{m_r}{3} + \frac{J_l}{d^2}) \gamma_s$$

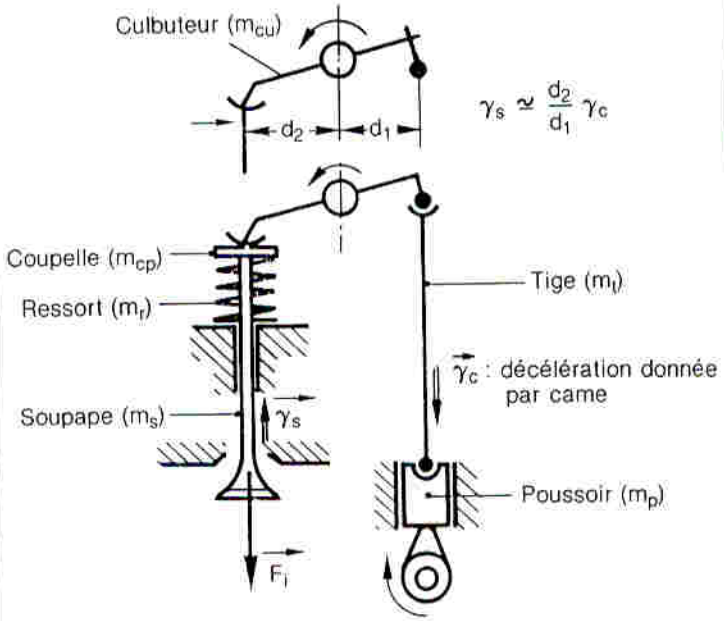
avec J_l : moment d'inertie du linguet

sachant que : $\frac{J_l}{d^2} + \frac{m_l}{3}$

on peut simplifier la formule en majorant F_i :

$$F_i \approx (m_s + m_c + \frac{m_r}{3} + m_l) \gamma_s \ldots$$

Distribution par ACL



$$F_i = \left[m_c + m_s + \frac{m_r}{3} + \left(m_p + m_t\right) \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 + \frac{J_c}{d_2^2} \right] \gamma_s$$

avec J_c : moment d'inertie du culbuteur

sachant que : $\frac{J_c}{d_2^2}$ est inférieur à m_{cu}

on peut simplifier la formule en majorant F_i :

$$F_i \approx \left[m_c + m_s + \frac{m_r}{3} + m_{cu} + \left(m_p + m_t\right) \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \right] \gamma_s \ldots$$

Fig 36 :

Facteurs intervenant dans le calcul de la force d'inertie Fi appliquée à la soupape suivant les différents modes de distribution.

bien avant le point de levée maxi, ce qui revient à lui donner une plus forte accélération dès l'ouverture.

Comparons à cet effet deux profils de came (voir fig. 37), l'un « pointu » (n° 1), l'autre beaucoup plus arrondi (n° 2), ces 2 cames présentant, important, une levée et un temps d'ouverture (angle α) **identiques.**

La comparaison des diagrammes de levée, vitesse et accélération est on ne peut plus significative.

Par rapport à la came n° 1, la came n° 2 se caractérise par un diagramme de levée plus « étalé » : l'attaque de la soupape est trèst rapide (montée brusque de la courbe), pour se faire plus douce ensuite (aplanissement de la courbe au voisinage de la pleine ouverture) ; la soupape est freinée beaucoup plus tôt, cela se traduit sur le diagramme des accélérations par une décélération (γ_{II}) nettement plus faible (environ 1 800 m/s² à 8000 tr/mn contre 3800 m/s² au profil n° 1).

Pour une levée maxi donnée, la réduction de la décélération de la soupape passe donc par un aplanissement de la partie haute de la courbe de levée. Il découle de ceci une surface de diagramme en augmentation (moyenne d'ouverture de la soupape plus grande), ce qui paraît à priori favorable au remplissage, encore faut-il compter avec la vitesse des gaz, nous y reviendrons.

En contre partie, freiner tôt la soupape avant la pleine ouverture signifie l'accélérer fortement dès le début, par une attaque brutale. Si l'on reprend notre exemple, l'observation des diagrammes de vitesse et d'accélération montre que, pour le profil n° 2, la vitesse maxi de la soupape est atteinte très tôt après le début de levée (cette vitesse restant même légèrement inférieure à celle correspondant au profil n° 1), ce qui se traduit par une accélération très vive (environ 36 000 m/s² contre 16 000 à la came n° 1). Pour des questions de débit, on a tout intérêt à ouvrir rapidement la soupape (section de passage plus importante), mais cette accélération à l'ouverture peut devenir par trop excessive. Il arrive en effet que l'on soit limité par un autre facteur : la pression limite (ou pression de Hertz) admissible entre les matériaux en contact, c'est-à-dire au niveau de la came et du poussoir (ou au niveau du contact came-linguet).

La pression de Hertz dépend, outre bien sûr de la charge appliquée entre les deux surfaces en contact, du module d'élasticité (E) des matériaux, mais aussi des rayons de courbure (R) des pièces en contact : rayon infini pour un

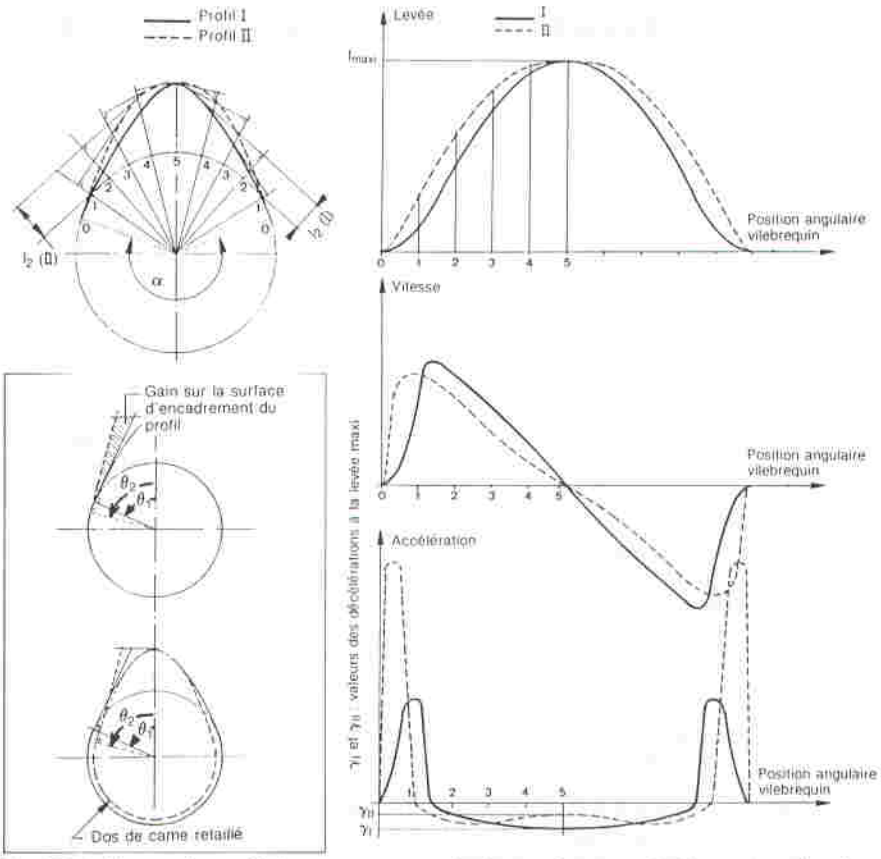


Fig. 37 : Influence du profil de came, pour une levée maxi et un angle d'ouverture donnés, sur les lois de levée, vitesse et accélération de la soupape (cas d'un ACT à commande directe des soupapes par poussoir plan, jeu de fonctionnement non considéré). Une came très « arrondie », à attaque rapide (profil II), augmente la surface de diagramme et réduit la décélération à la levée maxi ($\gamma II < \gamma I$), mais impose de très fortes accélérations à l'ouverture. En encadré : l'augmentation de la durée d'ouverture ($\theta_2 > \theta_1$) permet aussi d'étendre la surface d'encadrement (surface hachurée) à l'intérieur de laquelle on dessinera un profil plus favorable, du point de vue accélération. Un principe souvent mis en application dans le retaillage des cames d'origine (schéma du bas).

poussoir plan, rayon qui peut être très faible pour un sommet de came « pointu ». Pour information, la pression de Hertz au contact de deux pièces statiques non lubrifiées se calcule comme suit :

$$pmax = 0{,}041\sqrt{\frac{Fmax.E_o}{L.\rho}}$$

(pmax en N/mm²) avec

$$E_o = \frac{2\,E_1\,E_2}{E_1 + E_2}$$ en N/mm², E_1 et E_2

étant les modules d'élasticité longitudinale des matériaux en contact (E ≈ 210 000 N/mm² pour l'acier ; E ≈ 100 000 N/mm² pour la fonte) ;

— $\rho = \frac{R_1\,R_2}{R_1 + R_2}$ en mm, R_1 et R_2

représentant les rayons de courbure des pièces en contact (came-poussoir ou came-patin de basculeur) ;

— l : longueur du contact (largeur de came), en mm ;

— Fmax : effort au contact, en N.

Nota : dans le cas d'un contact acier-acier entre came et poussoir plan (rayon de courbure infini), nous avons donc $E_o = E$ (acier) et $\rho = Rc$ (rayon de came), et la formule devient :

$$pmax = 0{,}041\sqrt{\frac{Fmax.E}{L.R_c}}$$

Notons bien que ce calcul est valable en « statique ». Dans le cas qui nous intéresse, en dynamique et milieu lubrifié, il faut faire intervenir d'autres paramètres tels que vitesse de glissement relative entre came et poussoir (ou linguet), facteur défavorable, ainsi que la qualité de la lubrification et du lubrifiant, facteur favorable. Voici pour fixer les idées, car de ce point de vue les méthodes de calcul divergent...

Ajoutons encore que la pression peut s'avérer critique à deux niveaux : au point de levée maxi (Rc faible

ACCÉLÉRATIONS DE SOUPAPE ET COMMANDE DESMODROMIQUE

Sur les moteurs de course, les accélérations maxi de soupape atteignent souvent des valeurs complètement folles. A 10 000 tr/mn, les soupapes du 8 cylindres à plat Porsche de 1 500 cm³ (1963) subissaient des décélérations de 11 500 m/s² à la levée, de 4 500 m/s² à leur fermeture. Avec une masse en mouvement liée à la soupape de 135 g, les ressorts devaient affronter des forces d'inertie proches de 160 « kilos ». La raideur des ressorts avoisinait les 10 « kilos »/mm, et l'on imagine aujourd'hui l'importance des frictions au niveau des arbres à cames.

Ces fortes accélérations proviennent du fait que, sur les moteurs de course destinés à la puissance pure à haut régime, on recherche des lois de levée de soupape optimisant les sections de passage. Non seulement la levée est importante (souvent supérieure à 10 mm) mais la soupape s'ouvre très rapidement et très tôt, sa vitesse augmente donc très vite ; pour l'arrêter à la levée maxi, la décélération n'en est que plus forte.

Dans ces conditions sévères, la commande desmodromique, restée longtemps marginale avant d'être apparemment complètement oubliée, a souvent fait ses preuves d'efficacité et de viabilité. Son principe est, ce n'est plus un secret pour personne, d'éviter tout affolement de la distribution par suppression des ressorts, le rappel des soupapes s'effectuant mécaniquement par un second système came-culbuteur (voir schéma).

Installé sur le 8 cylindres Porsche cité plus haut, ce type de commande permit, avec les mêmes soupapes d'accroître de 15 % la surface de diagramme, et ce grâce à un profil de came encore plus brutal et une levée augmentée (11 mm au lieu de 10,55). Les décélérations atteignaient alors 15 200 m/s² à la levée (9 000 à la fermeture). Sans risque d'affolement bien sûr. A ce jour, le maximum en matière d'accélération de soupape semble avoir été atteint dans les années 54-55, sur le fameux 8 cylindres Mercedes de F1, avec 17 000 m/s². Ce moteur était également pourvu d'une commande desmodromique.

Aujourd'hui, la multiplication des soupapes, la meilleure maîtrise des vitesses de gaz, conduisent à des lois de levée unitaires (par soupape) beaucoup plus « raisonnables », et donc à des accélérations et inerties (masses unitaires réduites) modérées. Ce que les ressorts traditionnels bien plus faciles à installer qu'une très complexe commande desmodromique (lourde pour les AC et sensible aux jeux de fin de course) sont à même de combattre aisément.

puisque correspondant au sommet de came), au point d'accélération maximale de la soupape (charge Fmax très importante due à l'inertie de la soupape, mais rayon de courbure élevé donc favorable)...

Si la pression calculée venait à dépasser la pression limite de matage de l'un des matériaux (bien souvent on majore cette pression par la limite élastique dudit matériau), et ce malgré un traitement de surface approprié (nitruration ionique par exemple), il y aura écrasement et écrouissage localisé, puis écaillage par fatigue des surfaces. Il faut alors, dans ces cas extrêmes, revenir en arrière et reconsidérer le diagramme de levée...

Dans notre exemple, nous avons considéré pour nos deux profils des angles d'ouvertures identiques. La figure 37 montre en encadré que l'augmentation de cette durée d'ouverture (angle θ) permet de bénéficier, sur le plan géométrique, d'une surface d'encadrement du profil de came plus étendue, ce qui autorise plus de « libertés » quant à la définition de ce profil : il devient plus facile alors d'établir des rapports entre accélérations maxi et décélération à pleine ouverture plus favorables. Comme nous pouvons le constater, la détermination d'un profil de came exige de prendre en compte un grand nombre de paramètres qui rebuteront fort logiquement l'amateur. Dans ce domaine réservé aux spécialistes, si l'expérience joue encore un rôle certain, l'ordinateur est devenu depuis quelques années, même chez les préparateurs (surtout ceux qui ont « pignon sur rue »), un outil puissant et terriblement efficace. Nous aurons l'occasion d'en reparler dans l'étude détaillée des diagrammes de distribution, nous ne faisons qu'évoquer ici les problèmes liés au mécanisme de fermeture des soupapes. Disons simplement qu'il existe des logiciels très performants qui déterminent, à partir par exemple d'une levée maxi et d'un temps d'ouverture donnés, plusieurs lois de levée possibles avec les diagrammes de vitesse et d'accélération correspondants, et calculent pour chaque position angulaire de la came, force d'inertie, flèche de ressort, pression de Hertz, etc... Ils calculent même les caractéristiques du ou des ressorts de soupapes à utiliser suivant la loi de levée choisie.

3.2. Les ressorts de soupapes :

La détermination d'un ressort de soupape exige de connaître parfaitement les masses en mouvement (soupape, coupelle, culbuteur, etc...) ainsi que la décélération maximale de la soupape à la levée maxi.

A partir de ces données, on peut alors déterminer l'effort de rappel maximal du ressort comme suit :

Fmax = Fi x s, avec :

— Fi : force d'inertie, dont le calcul dépend du mode de distribution (voir figure 36), Fi peut se mettre sous la forme suivante :
Fi = $m_T \times \gamma_s$, avec :
Fi en Newton (N), à diviser par 9,81 pour l'avoir en « kilos »,
m_T : masse totale en kg,
γ_s : décélération soupape en m/s².

— s : cœfficient de sécurité (1,2 en moyenne) majorant Fmax pour tenir compte des incertitudes de mesures éventuelles, mais aussi des surrégimes possibles !

A partir de Fmax on peut calculer la raideur nécessaire des ressorts.

*** La raideur des ressorts :**

La raideur, exprimée en Newton/mm ou plus couramment en « kilos »/mm s'obtient en faisant le rapport de la force appliquée au ressort sur la valeur d'écrasement (flèche) obtenue. La raideur étant une caractéristique constante du ressort, on peut donc la calculer en divisant la valeur de l'effort de rappel

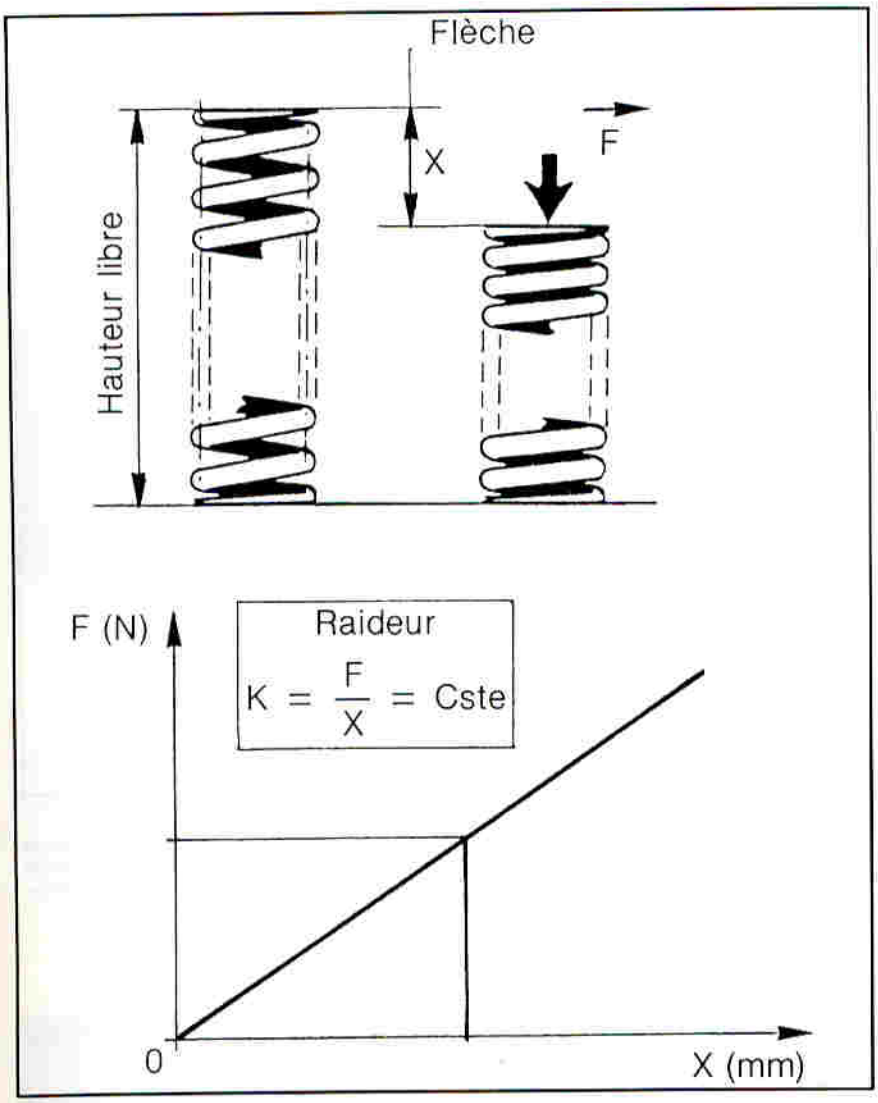


Fig 39 :
La force de rappel d'un ressort de soupape varie linéairement avec la valeur de son écrasement (flèche X) : la caractéristique F fonction de X est donc représentée par une droite dont la pente est donnée par la « raideur » (k) du ressort.

maxi déterminé précédemment par la flèche maxi (Xmax) correspondante (voir fig. 39) :

$$k = \frac{F}{X} = \frac{Fmax}{Xmax}$$

Remarque : à la levée maxi (l) de la soupape, la flèche maxi du ressort est égale à : l + Xo, Xo représentant la valeur de pré-compression du ressort (au montage) nécessaire pour garantir une pression minimale de contact entre siège et soupape, gage d'étanchéité : Xo = Ho – H, avec Ho : hauteur libre du ressort (à vide) ; H : hauteur du ressort en place (soupape fermée).

Exemple :
— hauteur libre du ressort : Ho = 45 mm,
— hauteur en place : H = 38 mm,
— effort de rappel maxi : Fmax = 800 N,
— levée maxi soupape : 10 mm,

$$\text{raideur } k = \frac{800}{7 + 10}$$

= 47 N/mm ou 4,8 « kilos »/mm

Nous verrons un peu plus loin que cette compression initiale Xo peut-être modifiée pour jouer sur le tarage du ressort.

Une fois la raideur du ressort déterminée, on peut définir les caractéristiques : diamètre d'enroulement, diamètre du fil, etc. Nous ne pensons pas que le lecteur ait l'occasion de faire fabriquer des ressorts spécifiques ; de nombreux préparateurs sauront répondre à son problème.

Ajoutons encore que si, pour diverses raisons, on ne peut obtenir la raideur voulue à l'aide d'un seul ressort, il arrive fréquemment de monter dans ce cas deux ressorts concentriques, de raideurs respectives k1, k2, telles que :

$$k1 + k2 = \frac{F1}{Xo + L} + \frac{F2}{Xo + L}$$

avec F1 + F2 = F max

Les 6 cylindres Fiat 2 litres de... 1922, ou encore le Delage 8 cylindres, 1,5 litres de 1926, utilisaient jusqu'à 3 ressorts concentriques par soupape. Ce dernier tournait quand même à 8 000 tr/mn.

*** Modification du tarage :**

Dans le cas d'une préparation peu poussée, avec augmentation de régime modéré, il suffit généralement de tarer un peu plus fort les ressorts d'origine, en augmentant la valeur de pré-compression Xo, par interposition de rondelles plus ou moins épaisses sous (côté culasse) le ou les ressorts. En effet, puisque la force de rappel du ressort est directement proportionnelle à sa compression, une pré-compression Xo' supérieure à Xo donnera à la levée maxi une force F' = k. (l + Xo') logiquement plus grande.

Il en résulte une augmentation du tarage de :

F' – F = k (Xo' – X) = k.e, si on appelle e l'épaisseur de la ou des rondelles ajoutées.

Si l'on reprend l'exemple précédent, l'ajout d'une rondelle de 2 mm d'épaisseur se traduira par un gain en tarage de :

2 × 47 = 94 N, soit une force de rappel maxi de : 894 N (91 « kilos »).

Dans cet exercice, il faut néanmoins observer quelques précautions. Précontraindre davantage les ressorts, c'est réduire la distance entre spires. Il est impératif de vérifier que les spires ne deviennent pas jointives lors (ou avant) de la levée maxi. Aussi est-il important de se ménager, entre les positions « levée maxi » et « spires jointives », une course d'1,5 à 2 mm.

*** Contrôle des flexibilités - égalisation des tarages :**

Comme dans toute fabrication, celle des ressorts est sujette à quelques dispersions, et il est fréquent que des ressorts à priori identiques présentent des caractéristiques de flexibilité (ou raideur, l'une étant l'inverse de l'autre) sensiblement différentes. Viennent ensuite influencer ces différences, celles existant au niveau des valeurs de pré-compression (Xo), la hauteur (H) du ressort mis en place n'étant pas forcément la même d'une soupape à l'autre (voir fig. 40).

Ces dispersions vont se traduire par des charges de ressort non toutes identiques, et c'est le ressort le plus « souple » qui déterminera le régime d'affolement.

Un appareil de mesure permet de comparer aisément les ressorts entre eux par mesure de la flèche sous une charge donnée (ou inversement). Les préparateurs procèdent ainsi à une sélection des meilleurs ressorts, de flexibilités quasi-identiques. Faute de pouvoir disposer d'un stock de ressorts, l'amateur se contentera d'équilibrer leurs charges en modifiant leur pré-tension par interposition de cales d'épaisseurs diverses. Cet équilibrage doit être évidemment réalisé pour les charges maxi, correspondant à la levée maxi ; ce qui n'est pas la même chose que d'égaliser les tarages soupapes fermées.

Cette opération peut-être très rapide si l'on dispose de l'appareillage adéquat. On peut s'en sortir très bien avec un dynamomètre et une perceuse à colonne muni d'un vernier.

La procédure est la suivante :

— déterminer la raideur (k) de chaque ressort (en les comprimant chacun de la même valeur (X) et en relevant la charge correspondante (F) : $k = F/X$;

— mesurer avec précision, si l'on veut faire les choses rigoureusement :
  • la hauteur à vide de chaque ressort (Ho),
  • la hauteur (H) correspondant à celle du ressort en place, soupape fermée, comme le montre la figure 40, afin de déterminer la valeur de pré-compression de chaque ressort : $Xo = Ho - H$;

— calculer les charges maxi : $F = k (Xo + l)$ (on suppose que la levée est la même pour toutes les cames, le contrôle des levées faisant partie du travail de préparation...), et s'aligner sur la charge maxi la plus élevée : soit par exemple celle du ressort 1, appelée F_1,

— déterminer l'épaisseur de la rondelle à placer sur les ressorts à équilibrer : soit e_i cette épaisseur, pour un ressort i de raideur k_i, de pré-compression Xo_i :
il faut : $k_i (Xo_i + L + e_i) = F_1$

$$e_i = \frac{F1}{K_i} - (Xo_i + l)$$

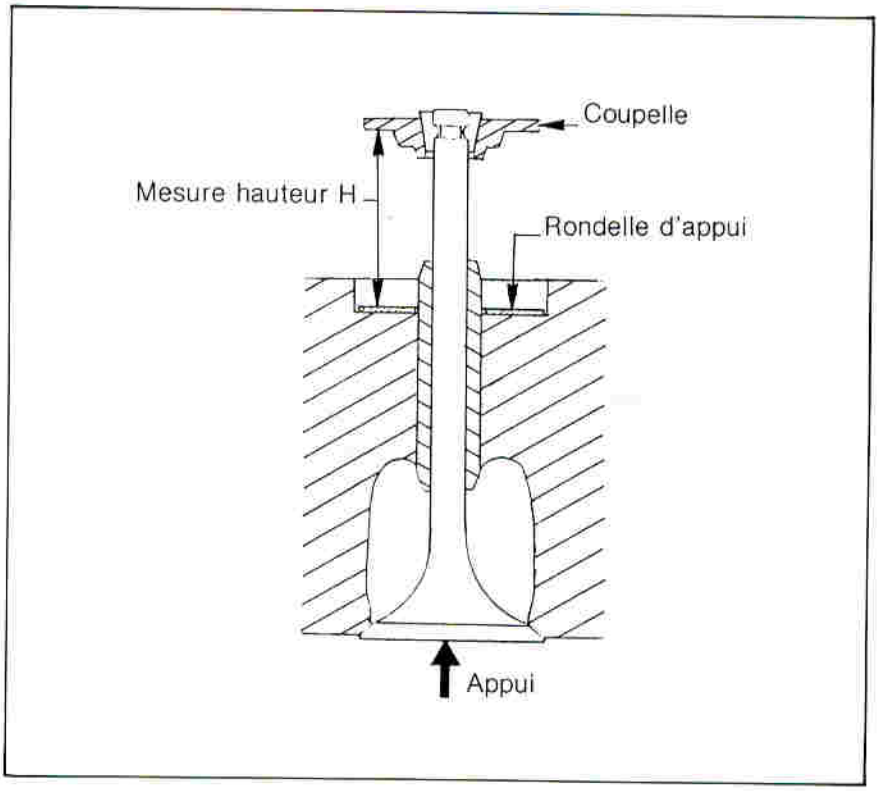


Fig. 40 :
Après mise en place de la soupape dans son guide et de sa coupelle, mesure de la hauteur H correspondant à la longueur du ressort mis en place ; cette mesure doit se faire après rectification et rodage des sièges ; cette valeur H pouvant varier d'une soupape à l'autre, elle permet d'égaliser avec précision le tarage des ressorts.

Prenons un exemple :
Ressort 1 : $k_1 = 50$ N/mm ; $Xo_1 = 7$ mm ; (« l ») = 10 mm
Ressort 2 : $k_2 = 48$ N/mm ; $Xo_2 = 6,8$ mm ; (« l ») = 10 mm
Ressort 3 : $k_3 = 46,5$ N/mm ; $Xo_3 = 7,5$ mm ; (« l ») = 10 mm.

Le calcul des charges donne :
F1 = 850 N ; F2 = 806 N ; F3 = 814 N.

On s'aligne donc sur la charge F1 sans retoucher le ressort 1
⇒ Calcul des épaisseurs de cale :

• pour ressort 2

$$e_2 = \frac{850}{48} - (6,8 + 10) = 0,9 \text{ mm}$$

• pour ressort 3 :

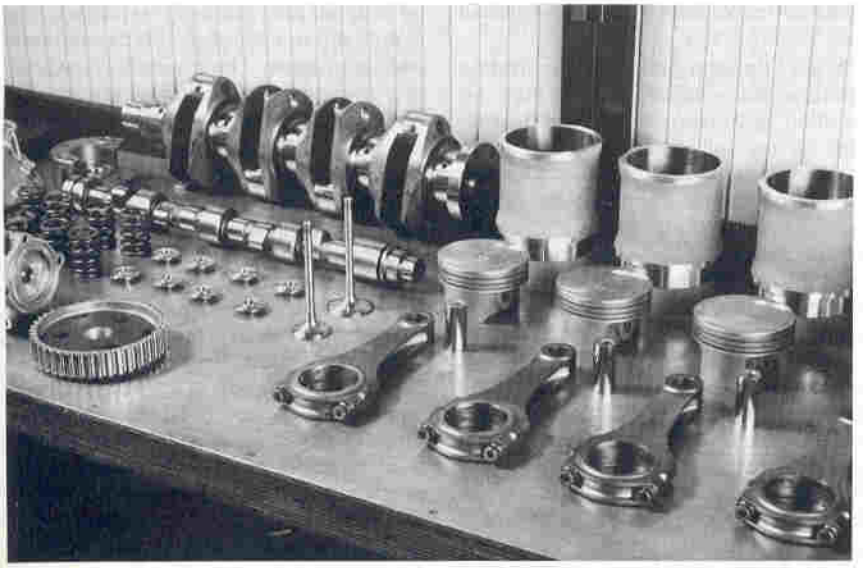
$$e_3 = \frac{850}{46,5} - (7,5 + 10) = 0,8 \text{ mm}$$

Il ne reste plus qu'à rectifier des rondelles à la cote voulue. Cette méthode nécessite bien évidemment de repérer soigneusement soupapes, ressorts, coupelles et rondelles de tarage.

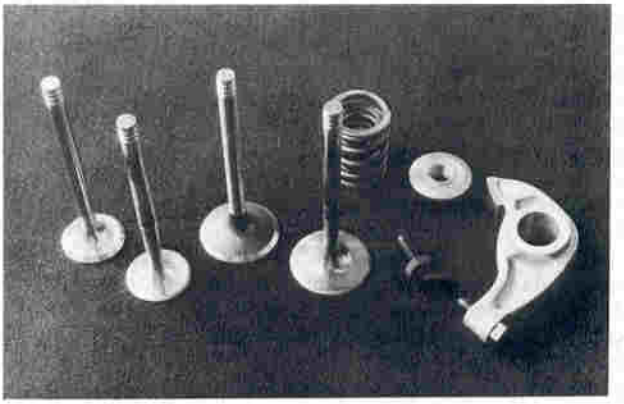
Le problème se complique lorsqu'il faut équilibrer des doubles ressorts concentriques, surtout si l'on veut tenir compte des différences de pré-compression Xo pour chaque ressort. Dans ce cas, bien souvent on ne détermine les épaisseurs de calage qu'à partir des seules raideurs, en se fixant un Xo constant pour tous les ressorts. On obtient cependant un équilibrage moins rigoureux. Si nous reprenons nos ressorts 1, 2 et 3 précédents, et en se fixant Xo = 7 mm, les épaisseurs e deviennent :

$$e'_2 = \frac{850}{48} - (17) = 0,7 \text{ mm}$$

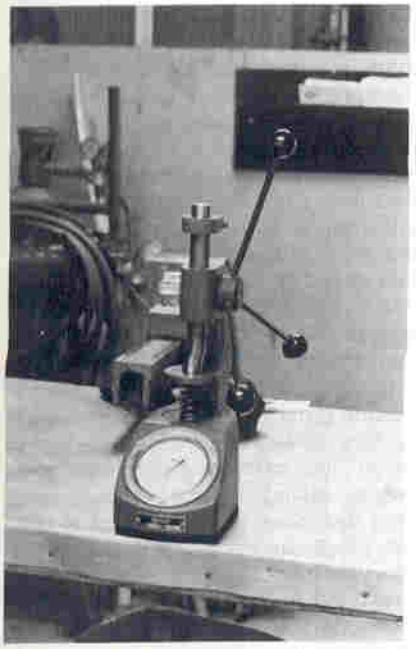
$$e'_3 = \frac{850}{46,5} - (17) = 1,3 \text{ mm}$$



La qualité de l'assemblage n'est pas un vain mot lorsqu'on parle de réduction des frottements internes. La phase de pré-assemblage requiert organisation, propreté et grande rigueur. (Eléments de moteur de R21 Turbo Super Tourisme. Préparation Sodemo).



Quelques ingrédients dopés pour moteur Citroën AX version « Coupé » : soupape retravaillée (à droite) à comparer avec celle d'origine (à gauche), coupelle en titane nitruré, basculeur avec vis de réglage creuse et écrou en aluminium !!! (Sodemo Moteurs).



L'appareil de contrôle des flexibilités (ou raideurs) des ressorts de soupapes. L'outil idéal pour sélectionner rapidement les meilleurs ressorts et au besoin égaliser leur tarage.

Variations sur le thème « culbuteur R21 Turbo » : de série en haut (moulé en alliage d'aluminium), en titane forgé à gauche, et enfin, ultime version adoptée en « Super Tourisme 89 » en titane taillé dans la masse avec patin en céramique rapporté. (Préparation Sodemo).

ce qui conduit en réalité à des charges différentes de 850 N :
F2 = 48 (6,8 + 10 + 0,7) = 840 N
F3 = 46,5 (7,5 + 10 + 10 + 1,3) = 874 N.

Tout dépend jusqu'où l'on désire pousser le « pinaillage », mais l'on peut considérer qu'une tolérance de plus ou moins 10 N (approximativement ± 1 « kilo ») est acceptable.

Pour les double ressorts, il est plus avantageux de déterminer la raideur globale, en comprimant sur la machine les deux ressorts (munis de leur coupelle). On réalise ainsi l'équilibrage par une seule cale commune aux deux ressorts.

Dans ce travail, il faudra veiller une nouvelle fois, c'est important, à ce que les spires ne risquent pas de devenir jointives à la levée maxi.

*** Les phénomènes de résonance :**

Lorsque l'on parle de ressort de soupape, on pense bien souvent « résonance ». On sait en effet que toute pièce élastique sollicitée de façon cyclique (suivant une fonction sinusoïdale du temps) risque d'entrer en résonance si la fréquence des oscillations atteint la « fréquence propre » de ladite pièce. Il y a alors vibrations d'ondes, les ondes perturbatrice et réceptrice tombent en phase, l'amplitude des oscillations grimpe brutalement, avec les conséquences néfastes que cela entraîne du point de vue résistance mécanique : la rupture de la pièce est, dans ces conditions, imminente...

Heureusement, un ressort de soupape, de par sa raideur élevée et des faibles masses qu'il meut, n'entre jamais en « résonance », au sens exact du terme. La fréquence propre d'un ressort soumis à des oscillations forcées s'obtient en faisant la racine carrée du rapport de sa raideur sur la somme des masses à mouvoir (la masse du ressort intervenant pour un tiers). Cette fréquence se situe à un niveau très élevé que ne peut atteindre celle des oscillations.

Prenons un exemple : à 8 000 tr/mn, la fréquence des oscillations d'un ressort de soupape est de 67 Hertz (4 000 oscillations à la minute). Si l'on choisit pour ce ressort une raideur relativement faible de 40 N/mm (cas défavorable), il lui faudrait pour entrer en résonance à 8 000 tr/mn, manipuler des masses de 8,9 kg. Dit autrement, si ce ressort déplace une masse de 200 g (soupape + poussoir + coupelle + 1/3 ressort), il faudrait, pour qu'il entre en résonance, que la fréquence des oscillations atteigne 447 Hertz, soit une valeur correspondant à un régime moteur de... 53 665 tr/mn.

Nous parlons ici de résonance « pure » ou « aiguë », qui met en vibration la totalité des spires du ressort. Or on sait également que toute onde vibratoire de fréquence donnée est la résultante de plusieurs ondes secondaires de fréquences inférieures et variables nommées « harmoniques ». Ce sont ces harmoniques qui sont ici beaucoup plus gênantes, car leur fréquence inférieure peut causer une « résonance partielle » du ressort (quelques spires vibrent), suffisante pour engendrer un affolement des soupapes. Les spécialistes s'accordent pour dire qu'il est bon dans la définition d'un ressort, et suivant sa fréquence d'oscillation maximale, de se mettre à l'abri des « harmoniques 6, voire 7 », celles d'ordre supérieur (fréquences de plus en plus basses) ne portant pas à conséquence sur le fonctionnement des soupapes. Un travail sur ordinateur, avec logiciel de calcul spécifique, devient alors indispensable. Nous reproduisons ici deux tableaux de calculs (fig. 42), relatifs à la détermination d'un groupe de deux ressorts de soupape, extérieur et intérieur, avec vérification des régimes de résonance (partielle). On peut remarquer que les régimes de résonance d'harmonique « 6 » et « 7 » s'établissent dans l'ordre à 10 000 et 8 750 tr/mn pour le gros ressort, respectivement 10 580 et 9 070 tr/mn pour le petit. Le régime maxi du moteur en question se situant à 7 600 tr/mn, on peut considérer qu'il n'y aura pas de problème. Si tel n'était pas le cas, il faudrait revoir les caractéristiques des ressorts pour en augmenter leur raideur.

4. DIMINUER LES FROTTEMENTS

« Le Delage 1,5 litre à 8 cylindres en ligne fut indiscutablement l'un des plus extraordinaires moteurs de son époque. Ses caractéristiques les plus étonnantes étaient d'avoir le bloc et la culasse fondus d'une seule pièce, et que tout soit monté sur roulements à billes ou à rouleaux. Ce moteur ne comptait pas moins de 62 roulements... » (1926).

Nous nous attaquons là au rendement mécanique. Nous l'avons vu, 10 à 15 % de l'énergie fournie sous forme de combustible se perdent dans les frottements mécaniques internes du moteur. Ces frictions se transforment en chaleur évacuée par l'huile de graissage. Aussi verrons-nous que cette dernière joue un rôle non négligeable dans le bilan énergétique, surtout dès que les sollicitations mécaniques deviennent sévères.

Réduire les frottements, c'est récupérer du couple sur l'arbre moteur, et gagner en régime. On obtient une courbe de puissance plus gonflée, avec un gain sensible en régime maxi. L'agrément moteur s'en ressent et les accélérations deviennent plus vives. On ne peut toutefois s'attendre à des miracles. Les progrès en la matière existent, mais ils sont lents et souvent freinés sur les moteurs de production par les coûts de fabrication qu'ils imposent, souvent incompatibles avec la réalisation en grande série. Nous voulons parler de précision d'usinage, de qualité des états de surface et des ajustements, d'utilisation de matériaux nobles.

Le bon vieux moteur à pistons et manivelles possède, on le sait depuis des lustres, beaucoup trop de pièces en mouvement, et surtout en mouvement alternatif. Il est en effet plus difficile de combattre le frottement pour des pièces en translation alternative que pour celles mues d'un mouvement de rotation continue. Et ce, essentiellement pour une question de graissage. Obtenir un graissage hydrodynamique (c'est-à-dire avec interposition permanente d'un film d'huile sous pression entre les surfaces à lubrifier) des premières s'avère impossible dans l'absolu, compte tenu de la discontinuité du mouvement (et du changement de direction des charges). Ce qui n'est pas le cas des pièces tournantes (vilebrequin, arbre à cames...) dont la rotation continue favorise la formation d'un coin d'huile dans les paliers. Une chose est sûre : la majeure partie (environ 40 %) des pertes par friction trouve son origine dans le contact segments/cylindre, dans une moindre mesure dans le contact jupe de piston/cylindre. C'est à ce niveau qu'il faut limiter les calories naissantes pour gagner quelques pourcents. Ailleurs, c'est beaucoup moins probant et bien des préparateurs estiment que le jeu n'en vaut pas l'électrode. Excepté peut-être dans le cadre d'une préparation « Groupe N » où tout « pouillème » de cheval est bon à prendre...

L'augmentation de la puissance du moteur se traduit nécessairement par des sollicitations mécaniques plus élevées entre pièces en mouvement. Vou-

Diamètre extérieur (mm)	30.20	Diamètre extérieur (mm)	21,50
Diamètre intérieur	22,00	Diamètre intérieur	16,50
Diamètre du fil (mm)	4,10	Diamètre du fil (mm)	2,50
Longueur à bloc (mm)	23,99	Longueur à bloc (mm)	15,58
Jeu entre spires à pleine levée (mm)	1,61	Jeu entre spires à pleine levée (mm)	3,22
Longueur en place (mm)	37,80	Longueur en place (mm)	31,00
Charge soupape fermée (mm)	25,52	Charge soupape fermée (mm)	5,24
Charge soupape ouverte (mm)	70,90	Charge soupape ouverte (mm)	20,20
Charge moyenne (mm)	48,21	Charge moyenne (mm)	12,72
Levée (mm)	12,20	Levée (mm)	12,20
Raideur (mm)	3,72	Raideur (mm)	1,23
Nombre de spires utiles	4,35	Nombre de spires utiles	4,73
Nombre de spires mortes	1,50	Nombre de spires mortes	1,50
Pas du ressort (constant) (mm)	8,85	Pas du ressort (constant) (mm)	6,66
Première fréquence propre (HTZ) (t/mn)	500,00 30000,00	Première fréquence propre (HTZ) (t/mn)	529,71 31750,00
Harmonique 6 régime excité (t/mn)	10000,00	Harmonique 6 régime excité (t/mn)	10583,33
Harmonique 7 régime excité (t/mn)	8571,43	Harmonique 7 régime excité (t/mn)	9071,43
Harmonique 8 régime excité (t/mn)	7500,00	Harmonique 8 régime excité (t/mn)	7937,50
Harmonique 9 régime excité (t/mn)	6666,66	Harmonique 9 régime excité (t/mn)	7055,55
Harmonique 10 régime excité (t/mn)	6000,00	Harmonique 10 régime excité (t/mn)	6350,00
Harmonique 11 régime excité (t/mn)	5454,54	Harmonique 11 régime excité (t/mn)	5772,73
Harmonique 12 régime excité (t/mn)	5000,00	Harmonique 12 régime excité (t/mn)	5291,66
Harmonique 13 régime excité (t/mn)	4615,38	Harmonique 13 régime excité (t/mn)	4884,61
Harmonique 14 régime excité (t/mn)	4285,71	Harmonique 14 régime excité (t/mn)	4535,71
Harmonique 15 régime excité (t/mn)	4000,00	Harmonique 15 régime excité (t/mn)	4233,33
Contrainte soupape fermée (DaN/mm²)	30,42	Contrainte soupape fermée (DaN/mm²)	19,38
Contrainte soupape ouverte (DaN/mm²)	84,53	Contrainte soupape ouverte (DaN/mm²)	74,72
Contrainte à bloc (DaN/mm²)	91,66	Contrainte à bloc (DaN/mm²)	89,34
Contrainte alternative (DaN/mm²)	54,11	Contrainte alternative (DaN/mm²)	55,34
Masse du ressort (grammes)	50,02	Masse du ressort (grammes)	50,02
Flèche de mise en place (mm)	6,86	Flèche de mise en place (mm)	4,27
Longueur libre du ressort (mm)	44,66	Longueur libre du ressort (mm)	35,27
Module de Young (GPA)	207,00	Module de Young (GPA)	207,00
Module de Poisson	0,27	Module de Poisson	0,27

Fig 42 :

Détermination par calcul sur ordinateur, des caractéristiques d'un ressort de soupape, avec vérification des régimes critiques de résonance (Préparation Sodemo).

loir réduire les frottements, sous-entendu la puissance perdue par frottement, n'est pas chose aisée puisque ces pertes sont proportionnelles à la fois aux charges transmises entre pièces (qui seront plus fortes) et à la vitesse de déplacement de celles-ci, donc du régime moteur... régime que l'on désire précisément augmenter. Pas simple.

Mais rappelons quelques principes de base sur le frottement.

Prenons une pièce 1 glissant sur une pièce 2 fixe (voir schéma figure 43). Ce peut être par exemple un segment de piston (1) coulissant dans son cylindre (2).

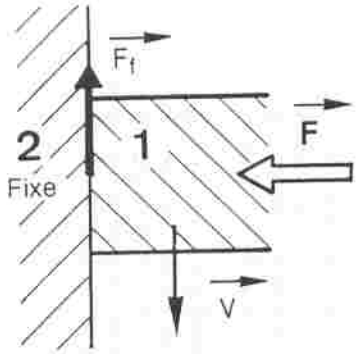


Fig. 43 :
Puissance perdue par frottement entre deux pièces en appui (force F), glissant avec une vitesse relative V : $P = F_f \times V = F \times f \times V$.

Ces 2 pièces sont appuyées l'une sur l'autre avec un effort F perpendiculaire à la surface de contact ; cet effort F peut correspondre :

— à la tension du segment, pour reprendre notre exemple,
— mais aussi à l'effort latéral qu'exerce le piston sur le cylindre à cause de l'obliquité de la bielle (revoir le chapitre concernant l'augmentation de la course),
— ou encore à la poussée de la bielle sur le maneton,
— etc...

Si la pièce 1 se déplace à une vitesse V par rapport à la pièce 2, la puissance perdue par frottement s'exprime ainsi :

$$P = F_f \times V$$

où F_f représente la force de frottement naissant au contact et qui s'oppose au déplacement de 1.

Cette force F_f résulte en fait du produit de la force de pression F par le cœfficient de frottement f existant entre les 2 pièces en contact :

$$F_f = f \times F$$

d'où : $P = f \times F \times V$

L'expérience montre que le cœfficient f varie avec :

— la nature des matériaux en contact (acier, fonte, bronze...),
— la qualité d'usinage de leurs états de surface (f augmentant avec la rugosité),
— le type de frottement : sec oulubrifié (la qualité de la lubrification faisant chuter f),
— la vitesse de glissement relative V dans le cas d'un contact lubrifié.

On le voit, bien des critères entrent en ligne de compte, et seule l'expérience permet de comprendre ce phénomène complexe et d'évoluer.

En ce qui nous concerne, on ne pourra « limiter » la puissance perdue par frottement qu'en tentant de réduire ce fameux cœfficient f, puisque F et V iront logiquement en augmentant.

On remarquera que l'étendue des surfaces de contact n'intervient pas dans le calcul de ces pertes. L'aire de contact est quant à elle directement liée à la pression de contact (p), cette dernière conditionnant l'usure. Nous avons en effet :

$F = p \times S$

ce qui signifie que diminuer S pour un effort presseur donné F revient à augmenter la pression de contact entre les pièces. La puissance consommée par les frictions reste théoriquement la même (F inchangé), mais l'usure s'accélère.

Toutefois, en milieu lubrifié, la modification de la surface de contact peut entraîner une variation du cœfficient f ; une pression de contact élevée rend plus difficile la formation du film d'huile, elle tend donc à augmenter f.

L'exemple des segments frottant dans leur cylindre illustre parfaitement ce propos. L'étanchéité de la segmentation dépend, outre de la qualité d'usinage des surfaces entrant en jeu, de la pression de contact qu'exercent les segments sur les parois du cylindre. Cette pression résulte de la tension (F) du segment rapportée à sa surface de contact propre. Si l'on diminue cette surface par réduction de la « hauteur » du segment (mesurée suivant l'axe du cylindre, l'« épaisseur » d'un segment correspondant à la différence entre ses rayons extérieur et intérieur...), la pression devient plus forte, ce qui améliore l'étanchéité... sans pour autant réduire les frictions. Aussi ce que proposent, de plus en plus, les fabricants de segments, ce sont des segments minces à tension réduite. Mais ces réductions parallèles de tension et de hauteur sont elles définies conjointement afin d'assurer une pression de contact segment/paroi identique, gage d'une étanchéité toujours satisfaisante. Malgré une formation du film d'huile rendue plus difficile, de nombreux essais ont prouvé que ces segments minces « consommaient » moins d'énergie (voir fig. 44). C'est une des raisons pour lesquelles sur les moteurs préparés on utilise désormais des segments très étroits : 1 mm devient une hauteur courante pour le premier segment de compression ; on rencontre même moins : jusqu'à 0,7 mm sur les moteurs F1. La hauteur des lèvres des segments racleurs s'est aussi considérablement réduite.

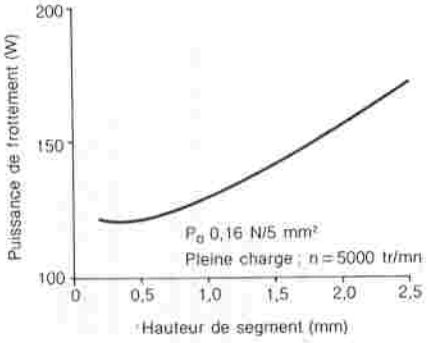


Fig. 44 :
Influence de la hauteur du segment de compression sur la puissance perdue par frottement, pour une pression de surface constante : avec la diminution de la hauteur du segment, jusqu'à 0,4 mm, le frottement se réduit pour augmenter ensuite ; cela provient du fait que jusqu'à environ 1 mm de hauteur, c'est la diminution de la surface de contact qui est prépondérante, alors qu'ensuite, c'est la réduction de l'épaisseur du film d'huile qui prend de plus en plus d'influence.

Les segments minces apportent un autre avantage : les pistons, aux gorges devenues plus étroites supportent beaucoup mieux les accélérations fortes.

En revanche, pour des questions de sollicitations mécaniques accrues aux fortes vitesses, l'acier remplace souvent la fonte sur les segments de très faible hauteur (inférieure à 1,5 mm) ; les propriétés anti-friction de l'acier n'égalant pas celles de la fonte, il faut avoir recours à des traitements de surfaces (voir plus loin). D'autre part, les segments minces sont aussi davantage sollicités thermiquement : leur minceur rend plus ardu le transfert des calories développées sur la tête de piston. Il y a risque de brûlure de leur surface frottante. On pallie ce problème là encore par des traitements de surface appropriés qui améliorent dans le même temps les conditions de frottement. L'un des plus en vogue et des plus efficaces : le revêtement de molybdène par projection plasma ; soit une gorge pratiquée dans le segment est remplie de molybdène, soit toute sa surface portante est revêtue ; on obtient une

couche très résistante dont la structure poreuse, très efficace en tant que réserve d'huile, ajoute à l'action lubrifiante de l'oxyde de molybdène qui se forme lors du processus de frottement. A signaler aussi le plus classique revêtement de chrome, qui offre une excellente résistance à l'usure comme aux brûlures, ce à quoi on le réserve surtout pour le segment « coup de feu » dont les conditions de frottement sont particulièrement mauvaises (frottement mi-sec, mi-fluide). Enfin, on travaille énormément actuellement sur des revêtements à base de céramiques, difficiles d'emploi mais très performants en matière de frottement.

Revenons sur la question de l'étendue du contact entre deux pièces frottantes. La théorie ne tient pas compte de cette surface de contact (liée à la pression comme nous venons de le voir) dans le calcul des pertes. Car elle considère des surfaces de liaisons idéales, parfaitement planes ou parfaitement cylindriques dans l'ajustement des pièces coulissantes. C'est loin d'être le cas, surtout sur notre moteur à pistons, qui chauffe beaucoup de surcroît, surtout au niveau du guidage piston/cylindre grand consommateur d'énergie.

Prenez une chemise. Elle n'a plus rien d'un cylindre une fois le serrage de la culasse effectué (déformation en tonneau) ; pire encore lorsque le moteur monte en température : la dilatation de la culasse provoque un glissement entre celle-ci et le bloc, ayant pour effet d'ovaliser les chemises dans le sens longitudinal. Dans le sens transversal lors du refroidissement. Et dans ce soit-disant cylindre doit coulisser sans gripper un piston qui « grossit » plus vite que sa chemise sous l'action de la chaleur, mais d'une façon complètement déséquilibrée étant donné sa forme complexe, non homogène, aux épaisseurs variables. D'ailleurs, à froid, nous l'avons déjà souligné, un piston possède une forme complètement « patatoïdale » pour tenir compte de cette dilatation non uniforme (déséquilibrée essentiellement par la présence des bossages d'axe), forme conçue pour se rapprocher du cylindre quasi-parfait à chaud... alors que la chemise n'y est plus. Un casse-tête fameux. On compte d'ailleurs beaucoup sur la « conformabilité » du segment (capacité d'épouser la surface avec laquelle il est en contact). Et nous ne parlons pas des dispersions de forme dues aux inévitables tolérances d'usinage.

On comprend que dans ces conditions peu favorables et pour le moins « tordues », la multiplication des zones de contact introduise des contraintes néfastes à l'origine de frottements parasites, voire de grippage. On comprend mieux l'évolution donnée à la forme des pistons avec en particulier une hauteur de jupe en constante régression (gain de poids simultané). On pourrait craindre une perte de précision dans la guidage des pistons, mais il faut aussi savoir que la meilleure maîtrise des phénomènes de dilatation, combinée à l'introduction incessante de nouvelles nuances de matériaux (ne serait-ce que dans le domaine des alliages d'aluminium) permettent de faire fonctionner ces pistons « courts » avec des jeux réduits.

Ça va, vous suivez toujours ? Bien. Mais que ressort-il concrètement de tout ceci ? Trois points essentiels :

— 1 : les sollicitations mécaniques, les vitesses relatives entre les pièces en mouvement du moteur, vont augmenter; on ne pourra combattre efficacement les frictions nocives qu'en recherchant un cœfficient de frottement (f) le plus bas possible. Cela implique un choix judicieux des matériaux, aussi rares que chers, des traitements de surface de plus en plus savants ou rusés, pas donnés non plus. Des astuces propres au caractère mystique de la préparation...

— 2 : il ne sert à rien de braquer une nième banque pour s'offrir des matériaux et traitements révolutionnaires si l'on fait fi de toute rigueur et précision dans les guidages et ajustements des pièces en mouvement. Là, la notion de métrologie prend toute son importance : contrôle de la géométrie des surfaces usinées (rectitude des lignes d'arbre, équerrage des bielles, etc...), contrôle des jeux d'assemblage, des jeux de dilatation. Au besoin, il faudra rectifier certaines surfaces ou sélectionner les meilleures pièces. Ça, les préparateurs de moteur « Groupe N » connaissent bien.

— 3 : la qualité de la lubrification joue un rôle primordial. Cela sous-entend une adhérence optimale du film d'huile, une résistance maximale à l'écrasement et au cisaillement des molécules lubrifiantes, une tenue extrême aux fortes températures. Dans les paliers soumis à des charges radiales importantes, la pression de lubrification devra être à la hauteur de l'augmentation de ces charges.

Alors...

Les frottements ? Où ? Que faire ?

a. Frottement piston-segments/cylindre :

*** l'ajustement piston/cylindre :**

Il a une extrême importance. Les fabricants de piston préconisent le jeu de fonctionnement à respecter. Souvent poinçonné sur le piston, ce jeu permet à partir du diamètre de la jupe d'usiner le diamètre du cylindre en conséquence. Il est déterminé en tenant compte du cœfficient de dilatation du matériau constituant le piston, ce cœfficient pouvant même varier très sensiblement entre deux alliages d'aluminium de nuances différentes. En moyenne, un piston en aluminium se dilate deux fois plus qu'un cylindre en fonte. Il est donc important de respecter ce jeu pour assurer un guidage correct du piston (guidage assuré par la jupe) en toutes circonstances. Certains préparateurs n'hésitent pas à augmenter le jeu préconisé. On gagne un peu en frottement au niveau des segments, qui, légèrement libérés, exercent une pression de contact moins élevée sur le cylindre. Un jeu de fonctionnement plus grand est certes meilleur que le contraire (risque de grippage), mais un jeu excessif entravera par trop l'échange thermique piston-cylindre, provoquera un claquement du piston et une usure plus rapide de sa jupe (pressions de contact plus élevées car localisées), tout comme il favorisera la consommation d'huile. Il paraît raisonnable, pour des questions de longévité, de ne pas augmenter de plus de 20 à 25 % le jeu prescrit.

*** La qualité d'usinage des cylindres :**

Des parois de cylindre trop lisses peuvent être aussi néfastes que des parois présentant une trop forte rugosité. Principalement lors de la période de rodage, les segments n'assurant pas encore une étanchéité parfaite, il arrive que le film d'huile disparaisse localement (enlevé par les segments), si les parois sont trop lisses ; il se produit alors des frottements directs métal sur métal, entraînant des brûlures de segments localisées, jusqu'à des fissions internes ; dans le pire des cas, sous forte charge, cela peut conduire au grippage pur et simple du piston.

D'un autre côté, une rugosité trop élevée des parois de cylindre se traduira par des frottements importants, un rodage plus long et difficile avec échauffement exagéré des segments.

La rugosité arithmétique (Ra) conseillée par les fabricants de pistons et cylindre se situe entre 0,6 et 1,2 microns. Afin d'optimiser la lubrification piston-cylindre, on pratique sur les parois de cylindre, en travail de finition, ce qu'on appelle le « honage » (ou pierrage). Il consiste en la réalisation de stries fines, obliques et croisées, dont le but est de créer après ajustement des surfaces frottantes (rodage) de multiples et microscopiques cavités de retenue d'huile. A noter que dans ce même but, nous l'avons déjà souligné, les pistons possèdent également des stries d'usinage circulaires très fines.

Pour que le honage soit correctement réalisé, les stries doivent avoir une coupe franche et un angle de croisement compris entre 40 et 70°. Les ateliers de rectification bien équipés utilisent désormais des pierres à honer en céramique, avec effet auto-affûteur, plus efficaces que les pierres-diamant.

*** Matériaux et traitements de surface :**

— des cylindres...

La fonte est un bon matériau de frottement, elle offre de ce point de vue de meilleurs résultats que l'acier. C'est pourquoi, on l'utilise pour la réalisation des chemises (ou blocs non chemisés), en association avec des pistons en aluminium. Mais les conditions de frottement peuvent être améliorées, surtout s'il s'agit de cylindres en acier, par l'apport, soit d'un traitement superficiel, soit d'un revêtement de surface des parois de cylindre. Citons essentiellement :

— la sulfonitruration (enrichissement en soufre par chauffage ou électrolyse en bain de sels) qui améliore considérablement le frottement (autolubrification sèche) et la résistance à l'usure (présence d'aiguilles de nitrure) ;
— le revêtement de chrome ;
— le revêtement de « Nikasil » (Nickel) + carbure de silicium) par dépôt électrolytique : très grande dureté, résistance à l'usure, faculté de retenir l'huile. Un brevet « Mahle », appliqué depuis longtemps chez Porsche, puis chez Ferrari. Coûteux, mais très en vogue aujourd'hui. A noter que le « Nikasil » s'emploie essentiellement sur des chemises en aluminium et qu'il ne supporte pas la compression. Il doit donc être utilisé sur des chemises « pendues » (en appui sur le haut du bloc et pincées).

— des segments...

Il faut savoir en effet que le chrome et l'acier font très mauvais ménage du point de vue frottement. Des segments chromés dans des chemises acier, ou des segments acier dans ds chemises chromées sont des mariages à éviter. En revanche, une association segments chromés - cylindre fonte donne d'excellents résultats : des essais ont montré qu'un simple segment chromé placé dans la première gorge réduisait l'usure du cylindre d'environ 50 %.

De série, le matériau le plus usité en matière de segment est la fonte grise à graphite lamellaire (d'un meilleur pouvoir anti-friction que sa sœur fonte GS). Par contre, et en raison des sollicitations dynamiques plus élevées, on utilise en compétition soit la fonte GS, soit l'acier dont les nuances sont aussi nombreuses que tenues secrètes, surtout pour le segment « coup de feu » de faible hauteur. Mais dans ce cas on apporte à ces segments des revêtements de surface comme le chromage dur ou mieux, le molybdène, déjà cités plus haut.

*** Les segments : leur tension, leur forme...**

Un jeu plus important que la normale du piston dans son cylindre permet de détendre légèrement les segments et donc de diminuer les pressions de contact, et par suite les frictions. Nous avons souligné cette possibilité comme nous en avons précisé les nombreux inconvénients.

Il est également possible de réduire la tension propre des segments en leur faisant subir un traitement de recuit. Mais ce procédé est à réserver aux professionnels. Il nécessite des fours appropriés, le recuit devant être mené par paliers de température, segments comprimés. La réduction de tension peut atteindre les 10 % de la valeur initiale, mais là encore l'expérience compte énormément. Nous ne saurions conseiller à l'amateur de s'engager dans cette voie qui risque d'apporter plus de déboires que de réelles satisfactions. De façon beaucoup plus économique, infiniment plus rapide, et sans courir de très gros risques, on pourra par contre diminuer sensiblement la tension des segments racleurs gros consommateurs d'énergie. La méthode ? Couper quelques spires (ou anneaux suivant le type) du ressort d'expansion. Mais attention, il faut être raisonnable : maximum 2 ou 3 spires, sinon c'est la consommation d'huile à outrance.

Quelques mots sur la forme de la section des segments simplement pour savoir que celle-ci peut prendre des allures très diverses, et que des progrès constants sont réalisés dans ce domaine. Pour ne parler que des segments d'étanchéité, citons les segments à section rectangulaire (les plus économiques et les plus répandus), conique (pour accélérer le temps de rodage), ou encore avec chanfrein de torsion (prenant la forme d'une « assiette » au montage, ils améliorent l'étanchéité et à l'huile et aux gaz). En ce qui concerne plus particulièrement la réduction des frottements, il existe des segments à surface de friction bombée (à peine visible) qui favorise la formation du film d'huile, sans oublier les déjà classiques mais performants segments en « L ». Le segment à section en « L » (voir schéma fig. 45) est utilisé comme premier segment d'étanchéité, dans une gorge de section semblable. Sa forme particulière lui permet de laisser pénétrer les gaz comprimés à l'intérieur de la gorge, ce qui a pour effet d'augmenter considérablement la pression du segment sur la paroi du cylindre. Cette singularité autorise ce type de segment à avoir une tension initiale inférieure, ce qui réduit les frictions pendant la descente du piston, ainsi que durant les phases basse pression. Le segment en L offre aussi l'avantage d'une meilleure résistance au battement à haut régime. Il fut utilisé avec succès sur des moteurs illustres (V8 1500 Climax, V12 Matra...) et il équipe encore aujourd'hui de nombreux moteurs de compétition.

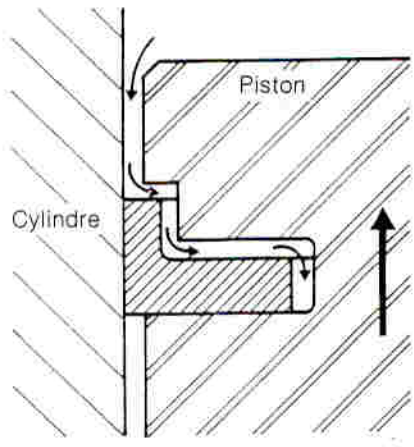


Fig. 45 :
Segment à section en « L » : sa capacité à laisser passer la pression des gaz à l'intérieur de la gorge (pression de contact segment-cylindre accrue) lui autorise une tension interne de départ plus faible.

Terminons sur le cas des segments en ajoutant que leur nombre par piston influence tout naturellement les pertes par friction. De 5 puis 4 segments très hauts, on est passé depuis longtemps maintenant à 3 segments qui deviennent de plus en plus minces. Deux de compression et un racleur semble représenter le meilleur compromis étanchéité-consommation d'huile-frottement.

Il n'y a guère que sur les moteurs très poussés, F1 et moto que l'on rencontre des pistons à 2 segments... et même à un seul segment en moto depuis... une vingtaine d'années. Parions d'ailleurs que les nouveaux moteurs F1 atmosphériques et leurs régimes de 14/15 000 tr/mn nous apporteront leur lot de progrès en matière de qualité de segment, matériaux et traitements de surface.

b. Frottement dans l'embiellage :

*** articulation piston-bielle :**

Actuellement on ne rencontre plus que deux types de montage pour l'axe de piston :

— axe serré dans le pied de bielle, le piston s'articulant autour de l'axe,

— axe monté « flottant », c'est-à-dire avec jeu à la fois dans le pied de bielle et le piston.

Au contraire du deuxième montage, le premier bien que présentant un gain de poids relatif (pied de plus faibles dimensions puisque dépourvu de bague), exige un graissage parfait (canalisation de l'huile vers les bossages d'axe) en toutes conditions, un grippage de l'axe dans le piston entraînant le grippage immédiat de la jupe dans le cylindre. En outre le montage de l'axe est plus délicat. Le montage « flottant », plus fiable et plus performant sous sollicitations sévères, est donc recommandé. La majorité des pistons spéciaux sont d'ailleurs prévus pour ce mode d'assemblage.

Pour réaliser un montage « flottant » de l'axe on pourra éventuellement modifier les bielles d'origine, si les dimensions du pied le permettent :

— réalésage du pied de bielle (veiller à respecter l'équerrage, c'est-à-dire au parallélisme des axes de pied et de tête de la bielle),

— mise en place d'une bague en bronze (coussinet), montée serrée dans la bielle, le jeu de l'axe du piston dans la bague doit être compris entre 0,1 et 0,2 % de la valeur de son diamètre ; par exemple : axe diamètre 20 mm, jeu compris entre 0,02 et 0,04 mm,

— perçage d'un trou conique de lubrification au sommet du pied de bielle.

En association avec les pistons, beaucoup de préparateurs proposent des bielles ainsi retravaillées dites « baguées ».

*** Articulation bielle-vilebrequin et guidage vilebrequin-paliers du bloc :**

A ces deux niveaux, comme à celui du guidage de l'arbre à cames dans le bloc ou la culasse, les charges mécaniques augmentent, on s'efforcera de limiter les pertes par friction en veillant :

1. A la qualité anti-friction, au taux de charge (pression maxi admissible) des coussinets employés : voir encadré,

2. A la qualité des états de surface : rectification des manetons et tourillons,

3. Au contrôle géométrique :

— de la ligne d'arbre du vilebrequin (alignement des paliers),

— du parallélisme des alésages de la bielle (équerrage).

4. A la qualité de l'assemblage : contrôle des jeux radiaux et axiaux, appariement des pièces, propreté, respect des couples de serrage, etc...

5. A la qualité de la lubrification : ce problème concernant l'ensemble des surfaces frottantes, nous lui réservons un peu plus loin un paragraphe particulier...

Le terme « qualité », comme on peut le constater, revient souvent. Maître-mot qu'il faut avoir constamment à l'esprit, c'est l'un des préceptes fondamentaux de cette science qu'est la préparation.

Nota : nous aurions pu ajouter aux cinq points évoqués ci-dessus le critère « rigidité ». Nous en avons déjà parlé à propos de l'équilibrage dynamique du vilebrequin et du nombre de ses paliers de guidage. Une déformation importante sous charge du vilebrequin, essentiellement en flexion, créera des frictions supplémentaires dans les paliers, entraînant surcharge et détérioration des coussinets (non uniformément réparties, les pressions de contact augmentent localement et dépassent le taux de charge admissible). L'insuffisance de rigidité du bloc-moteur et donc la déformation de la ligne d'arbre, aura les mêmes conséquences. Elle peut d'ailleurs limiter le développement en puissance dudit moteur.

c. Frottement dans la distribution :

*** Guidage arbre à cames - bloc ou culasse :**

Même chose que pour le guidage du vilebrequin. Rappelons que l'emploi de ressorts de soupapes de raideur exagérée se traduira par une charge en flexion excessive de l'AC et par un gaspillage d'énergie.

*** Soupape - guide :**

Les soupapes se meuvent alternativement dans ds guides relativement longs. Les surfaces de contact sont donc importantes et les différences de rectitude entre la queue de soupape et l'alésage du guide introduisent à elles seules des frictions. Les raisons de cette longueur de guidage sont les suivantes :

— La soupape reçoit, surtout dans les distributions à culbuteurs (le problème est moindre avec les commandes par ACT à attaque directe), un effort latéral tendant à faire fonctionner obliquement la soupape dans son guide. Pour réduire l'amplitude de ce « basculement » qui, à la longue, crée l'ovalisation des guides, on augmente la longueur du contact.

— Autre raison d'importance : l'évacuation des calories. La tête de la soupape les évacue par son siège, la tige, elle, par son guide. Une surface de contact importante favorise donc ce transfert de chaleur, surtout pour les soupapes d'échappement.

Pour tenter de réduire les frictions on pourra :

— remplacer les guides d'origine en fonte par des guides en bronze (ces derniers sont de plus en plus fréquents, sur les moteurs de série sportifs, principalement allemands), le cœfficient de frottement entre acier et bronze étant en effet meilleur que celui entre acier et fonte. Citons aussi le bronze fritté, plus perforrmant par son effet autolubrifiant.

— diminuer légèrement la longueur des guides, en restant prudent côté échappement. Ce travail se fera obligatoiremnt côté conduit, ce qui améliorera en même temps l'écoulement des gaz (voir fig. 47).

— supprimer éventuellement les joints à lèvre racleurs d'huile fixés sur la partie haute des guides.

LES COUSSINETS

Au cours des vingt dernières années, les progrès enregistrés en matière de coussinet ont été spectaculaires. Actuellement, on arrive à leur faire supporter des pressions de 4 000 bars (4 000 daN/cm²), soit 4 fois plus qu'il y a 15 ans ! Dans le même temps, leur durée de vie s'est considérablement rallongée. Pour atteindre ce haut niveau de performance, les recherches ont porté sur deux fronts : la qualité des matériaux réalisant la couche antifriction et l'épaisseur de cette couche. Cette dernière s'est progressivement considérablement réduite, l'expérience prouvant que la tenue du coussinet dans le temps dépendait fondamentalement de l'épaisseur du dépôt antifriction. Ainsi, le simple fait de réduire celle-ci par 5 multiplie par 4 la longévité du coussinet à charge identique.

L'amélioration de la qualité de filtration de l'huile a participé avantageusement à cette évolution. Il est vrai qu'il y a à peine plus d'un quart de siècle, on ne comptait guère que sur la crépine de pompe pour filtrer l'huile des moteurs encore dépouvus de cartouches filtrantes.

Cette filtration grossière ne suffisait évidemment pas à stopper les particules d'usure, lesquelles s'incrustaient alors dans les coussinets, grâce à un revêtement anti-friction particulièrement mou et épais ! Les coussinets étaient prévus pour cela...

Aujourd'hui, suite à l'augmentation grandissante des charges sur les paliers et des régimes moteur, les coussinets se sont sévèrement amincis et, sur une coquille d'acier, l'épaisseur de matériau anti-friction ne dépasse guère les 30 à 40 microns. Aussi, sous peine de perturber la formation du film d'huile pour un parfait graissage hydrodynamique, la présence de toute impureté métallique dans l'huile devient exclue, ce qui exige un seuil de filtration poussé, de l'ordre de 15 à 20 microns, voire 5 à 10 sur les moteurs turbocompressés.

Ces objectifs n'ont pu être atteints sans une amélioration parallèle des performances du lubrifiant. Les progrès spectaculaires apportés par les huiles de synthèse (capacité de charge, tenue à la température exceptionnelles...) ont d'ailleurs renvoyé au second plan l'importance à accorder à la qualité des coussinets, l'évolution de ces derniers s'émoussant d'ailleurs depuis quelques années.

Certes, le « métal rose » (bronze au plomb), le régule (alliage étain-plomb-cuivre-antimoine) ne sont plus de mise, même si la plupart des matériaux de base continuent d'être employés. Aujourd'hui, on recherche à marier habilement matériaux durs (pour combattre l'usure) et matériaux tendres (pour répartir uniformément la charge et abaisser le coefficient de frottement), ces matériaux étant déposés en plusieurs nappes par voie électrolytique sur le support en acier. Place aux coussinets « bi-métal », dont le « cupro-alu » (cuivre-aluminium) et l'aluminium-étain notamment, et aux autres « tri-métal » combinant savamment plomb-étain-cuivre, aluminium-étain-cuivre ou encore, chez le spécialiste Vanderwell (qui fournit quasiment tous les motoristes F1) des combinisons plomb-indium en nappe sur bronze plombé...

La tâche d'un coussinet n'est pas simple. Il doit résister aux contraintes d'écrasement tout en conservant une parfaite géométrie, il doit offrir un minimum de résistance au glissement et supporter des contraintes d'arrachement sous charge, sous forte température et pour des vitesses de glissement élevées. Car le frottement fluide, ou hydrodynamique, n'est pas toujours idéalement réalisé, des zones surchargées pouvant provenir d'un manque de rigidité d'une ligne d'arbre provoquant. Dans ce cas, les pressions locales dans les paliers atteignent rapidement la limite admissible.

La pression de contact et la vitesse de glissement, ou vitesse périphérique, sont les deux critères essentiels pour déterminer un palier.

La pression s'obtient par le rapport de la charge transmise (par exemple l'effort de la bielle sur le maneton) sur la surface de travail du coussinet, appelée aussi surface projetée car égale au produit du diamètre du palier par la largeur utile du coussinet. Pour une charge donnée, on peut donc réduire la pression en jouant sur le diamètre du palier (maneton ou tourillon de vilebrequin) et/ou sa largeur.

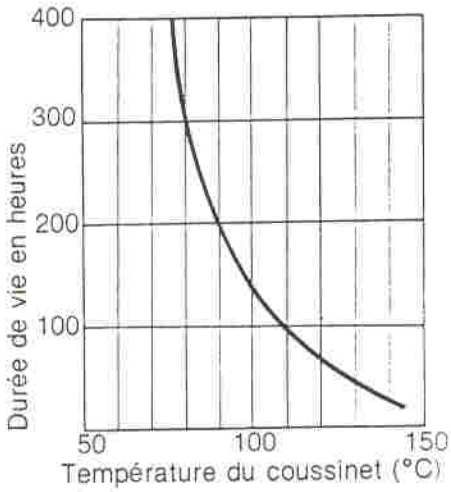


Fig. 46 :
Influence de la température sur la durée de vie du coussinet.

Mais si l'augmentation de diamètre se révèle bénéfique du point de vue résistance torsionnelle du vilebrequin, elle devient néfaste vis-à-vis des vitesses périphériques (proportionnelles au rayon) et de la puissance perdue par frottement. D'un autre côté, une largeur accrue des paliers conduit à un vilebrequin plus long, plus sensible aux déformations flexion-torsion.

La rigidité du couple bloc-vilebrequin, nous l'avons souligné, est un critère déterminant dans l'objectif de réduction des pertes mécaniques. Intervient alors le compromis compacité-vitesse de rotation du moteur dans le choix du rapport diamètre/largeur des paliers. Un problème d'actualité que connaissent parfaitement les motoristes F1, un V10 3,5 l étant aujourd'hui plus court qu'un V8 3 l de 1967...

En matière de définition de palier sur les moteurs de compétition, et particulièrement sur les moteurs rapides type F1, on est amené à réaliser un compromis entre un diamètre de palier trop grand, qui conduit à des pertes par frottement hydraulique trop élevées, et un diamètre trop faible qui, faute d'un rapport surface de travail/charge favorable, introduit une pression sur le film d'huile excessive avec les risques de grippage que cela comporte.

Sur ces moteurs aux régimes sans cesse accrus, on est confronté à un problème de refroidissement des paliers. Dans ces conditions, la recherche de nouveaux matériaux concerne davantage la tenue à la fatigue et au grippage que la réduction du coefficient de frottement.

En fait, on travaille surtout avec des jeux de paliers plus élevés associés à des débits de pompes augmentés. Pression et débit plus élevés, cela implique une puissance hydraulique (produit de la pression par le débit) de la (des) pompe(s) à huile accrue, puissance prélevée sur le moteur par entraînement mécanique.

Ce que l'on gagne, ou plutôt ce que l'on ne veut pas perdre par friction dans les paliers, on le perd nécessairement dans l'énergie consommée par l'entraînement de la (des) pompe(s) de lubrification.

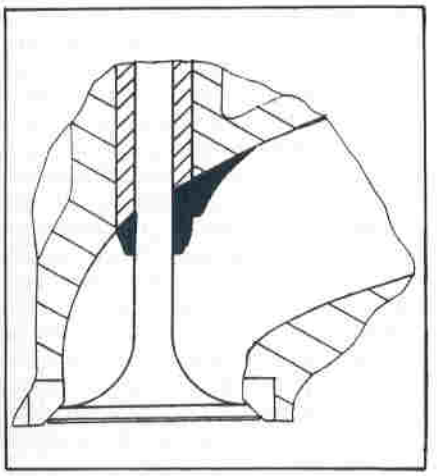
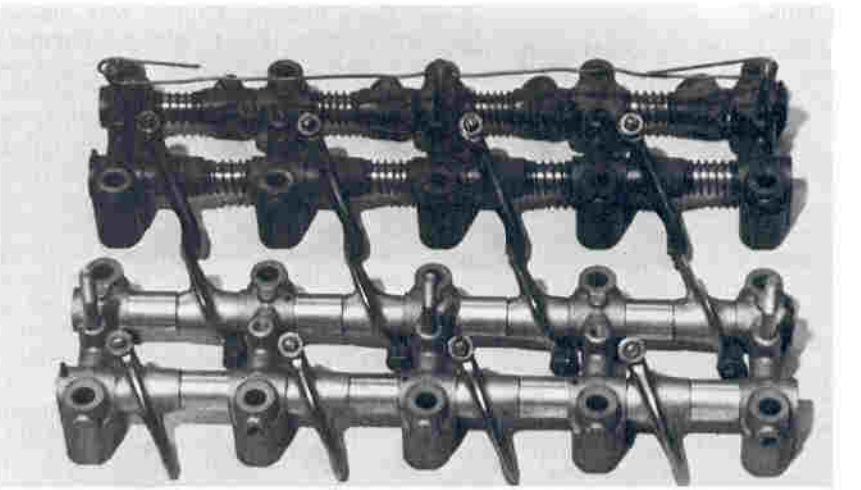


Fig. 47 :
Raccourcissement des guides de soupape d'admission par meulage à l'intérieur du conduit.



Allègement optimal et polissage des culbuteurs, et réduction des frottements par la suppression des ressorts au profit de bagues en aluminium montées libre (Préparation Carcreff).

Par ce travail il faudra s'attendre à une consommation d'huile (par les guides d'admission) sensiblement accrue et à un gommage accéléré (huile carbonisée) des tiges de soupapes d'échappement.

• Culbuteur - axe (ACL) :

Peu de chose à faire, sinon :

— Vérifier leur bonne rotation (jeu diamétral) et corriger si nécessaire par un bon polissage de l'alésage du culbuteur concerné ou de l'axe entier,

— remplacer les ressorts de séparation, qui freinent la rotation des culbuteurs, par des bagues en aluminium montées libres (jeu axial des bagues : 0,1 à 0,3 mm).

Partout ailleurs (contacts poussoir-guide, came-poussoir...), il s'avère difficile et peu rentable de gagner sur les frictions autrement que par un traitement de surface ou revêtement spécial. Les poussoirs pourront subir par exemple une sulfonitruration (voir traitement des chemises) ou un traitement au molybdène.

Une nitruration de l'arbre à cames est recommandée, davantage pour augmenter sa résistance à l'usure par frottement et éviter l'écaillage des cames.

Aussi faut-il savoir que l'expérience personnelle, l'importance de l'enjeu dans l'optique d'une préparation pour la compétition, et donc des moyens financiers, comptent pour une large part dans le choix des solutions. Pour la course au top niveau, là où l'on ne recule devant aucun sacrifice, on n'hésite pas à employer matériaux rares et traitements dernier cri, empruntés dans la majorité des cas aux techniques aéronautiques. En matière de traitements des pièces frottantes, il existe une multitude de procédés pour le moins peu connus, qui améliorent à la fois le coefficient de frottement, la résistance au grippage et la dureté superficielle du matériau. Et ce quelle que soit la nature de ce dernier.

Ce sont généralement des traitements de diffusion métallique : les pièces en titane peuvent recevoir en surface une couche d'oxyde de titane (traitement de diffusion par oxydation contrôlée « Tifran ») avec dopage possible au bisulfure de molybdène, composé bien connu pour ses excellentes propriétés autolubrifiantes. La métallisation plasma d'oxyde de chrome ou de molybdène dont nous avons parlé pour les segments, s'étend de plus en plus aux paliers et manetons de vilebrequin. Mais le degré d'efficacité de ces traitements est bien souvent proportionnel à leur coût... prohibitif. Néanmoins, tout, ou presque, est possible.

Sur certains moteurs « Groupe N », pour lesquels le prix de la préparation est inversement proportionnel à ce que le règlement autorise, on en arrive à traiter toutes les surfaces frottantes, sans exception aucune, par bombardement au four de particules de silicone. Même les pignons et synchros de boîte de vitesses peuvent subir le même sort. Ainsi sur un moteur de Renault 5 GT Turbo, le gain en frottement peut atteindre 15 %, ce qui représente un gain d'environ 2 à 3 ch. C'est toujours ça de pris... moyennant un minimum de 3 500 F.

5. LA LUBRIFICATION

On ne doit surtout pas la négliger. De sa qualité dépendent pour une large part les conditions de frottement. En terme de qualité nous ne sous-entendons pas uniquement les performances intrinsèques du lubrifiant, au demeurant fondamentales. L'amélioration de la lubrification ne peut naturellement à elle-seule apporter un gain quelconque en puissance, excepté peut être en rendement, elle est à considérer plutôt comme une conséquence nécessaire de l'augmentation de puissance et du régime moteur. Le couple et le régime augmentant, les conditions de graissage deviennent forcément plus difficiles. Aux charges plus élevées doivent répondre une pression et une résistance à l'écrasement accrues du lubrifiant ; à la vitesse une adhérence et une résistance au cisaillement du film d'huile supérieures. La tenue à la température prend un caractère plus aigu, c'est encore plus vrai pour les moteurs refroidis par air ou suralimentés par turbocompresseur. Enfin la stabilisation de la température de fonctionnement exige un refroidissement et un débit d'huile suffisants. Mettre tous ces facteurs de son côté, c'est assurer le moteur de performances et d'une longévité optimales.

*** L'huile :**

Il faut être très exigeant sur sa qualité dont le niveau repose sur un grand nombre de propriétés. Nous ne saurions que trop conseiller l'emploi d'une huile synthétique (à la limite semi-synthétique) aux performances nettement supérieures aux huiles minérales même fortement additivées. Pratiquement tous les fabricants de lubrifiants proposent désormais dans leur panoplie des huiles de synthèse.

A côté des grands pétroliers qui proposent tous des huiles de ce type, dont Mobil le précurseur, citons les spécialistes très engagés en compétition comme Motul qui propose une gamme de haut niveau, Castrol (alias Veedol), Igol, Yacco, Opal, etc...

Toutefois, dans le domaine des huiles minérales de qualité exceptionnelle, ne négligeons pas les noms de deux grands « marginaux » bien connus en compétition : Duckhams et Valvoline.

*** La filtration :**

Cette vulgaire boite en tôle sertie n'a pas une tâche si facile. Le filtre à huile doit en effet assurer un seuil de filtration de plus en plus faible (de l'ordre de 15 microns en seuil nominal) tout en permettant des débits importants (jusqu'à plus d'un litre à la seconde !) sans que les pertes de charge ne soient trop élevées ce qui ferait chuter la pression dans le circuit d'huile. L'augmentation de la surface des papiers filtrants (par plissage en « chevrons »), comme de leur qualité filtrante et de la résistance à l'arrachement ont permis de concilier ces objectifs.

Aujourd'hui on peut considérer comme satisfaisante la qualité de filtration des filtres. Il y a quelques années, certains moteurs préparés étaient équipés de 2 filtres : en plus du filtre monté sur le collecteur principal (haute pression), un deuxième filtre était placé sur une canalisation secondaire (basse pression). Sans augmenter les pertes de charges, la filtration était meilleure et l'augmentation résultante de la quantité d'huile améliorait son refroidissement.

*** Le refroidissement de l'huile :**

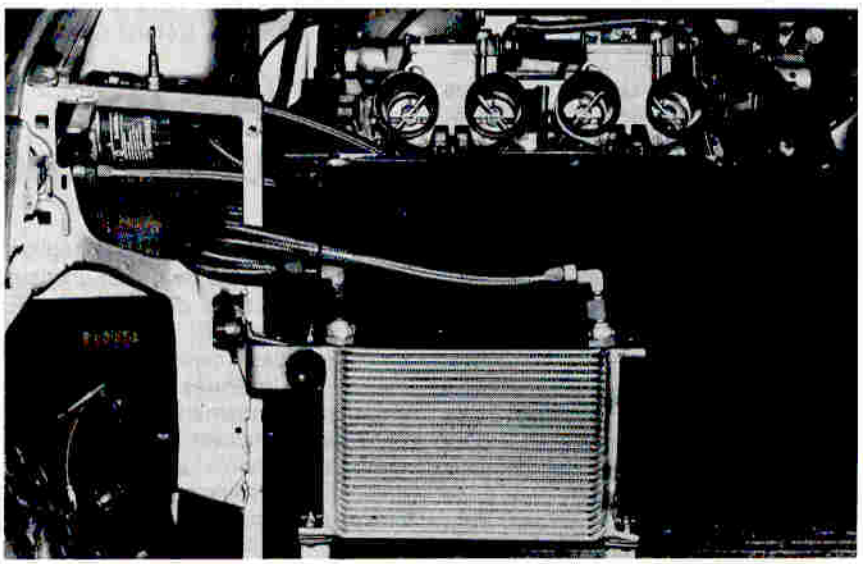
Les pertes mécaniques se transforment en une certaine quantité de chaleur que doit évacuer l'huile. Ainsi si l'on considère que dans le meilleur des cas elles ne dépassent pas 10 % (rendement mécanique 0,9), une augmentation de 30 % de la puissance du moteur se traduira par 3 % de calories à évacuer en plus. Mais l'huile s'échauffe essentiellement par frictions moléculaires, frictions d'autant plus élevées que le régime de rotation est important. Sa température idéale de fonctionnement se situe entre 90 et 115°. Tout écart, aussi bien vers le bas, est nuisible au rendement et à la longévité du moteur. Au dessus de 130°, l'huile perd très rapidement une grande partie de son pouvoir lubrifiant. Il est donc indispensable de maintenir à un niveau acceptable et constant sa température : un problème qui surgit rapidement sur un moteur préparé sur lequel on « tire des tours ». Plusieurs remèdes à cela :

— Le plus simple consiste à monter un radiateur d'huile, ce qui accroît dans le même temps la quantité d'huile et favorise doublement l'écoulement thermique. C'est la solution la plus radicale, mais aussi la plus coûteuse, surtout pour le matériel compétition. Si d'origine le moteur est déjà équipé d'un radiateur d'huile, sa taille et donc son pouvoir refroidisseur, se révèleront vite insuffisants. Mais une nouvelle fois tout dépend du niveau de préparation. Il ne faudrait pas tomber dans l'excès inverse, celui d'une huile ne chauffant plus assez ! A ce propos, dans le cadre d'une préparation simplement « routière », sans sollicitation permanente du moteur, nous conseillons le montage d'un thermostat sur les canalisations dont le rôle est de court-circuiter le radiateur tant que l'huile n'a pas atteint une température minimale (75-80° généralement).

La taille d'un radiateur se définit en nombre de rangées horizontales, souvent en rapport avec la cylindrée du moteur, mais ce n'est pas une règle. Dire que la position du radiateur doit être la plus propice à un bon refroidissement tombe sous le sens. Veiller à sa protection en rallye (pas trop bas !), la position derrière la calandre semble toute indiquée, à la condition que des projecteurs auxiliaires ne perturbent par trop l'écoulement d'air... Le problème est plus épineux avec les moteurs AR ou en position centrale. Car il faut penser à limiter le plus possible les canalisations d'huile, pour des questions de pertes de charge, de fatigue de la pompe, et par suite de débit. Sinon il faut avoir recours à une pompe à huile de plus fort calibre.

Tous les accessoires nécessaires au montage d'un radiateur se trouvent chez tout bon revendeur spécialisé, bien souvent sous la forme de kit complet. Le raccordement du radiateur, en dérivation sur le circuit principal, ne pose pas de problème particulier ; généralement, on utilise un adaptateur « sandwich » à deux orifices (entrée-sortie) que l'on interpose entre le bloc moteur et le filtre à huile. Concernant les canalisations, et pour la compétition, l'emploi de durits renforcées (gaines d'inox et munies de raccords sertis en alliage anodisé), insensible à la température et à la pression, est vivement recommandé. C'est de plus très esthétique... et excessivement cher !

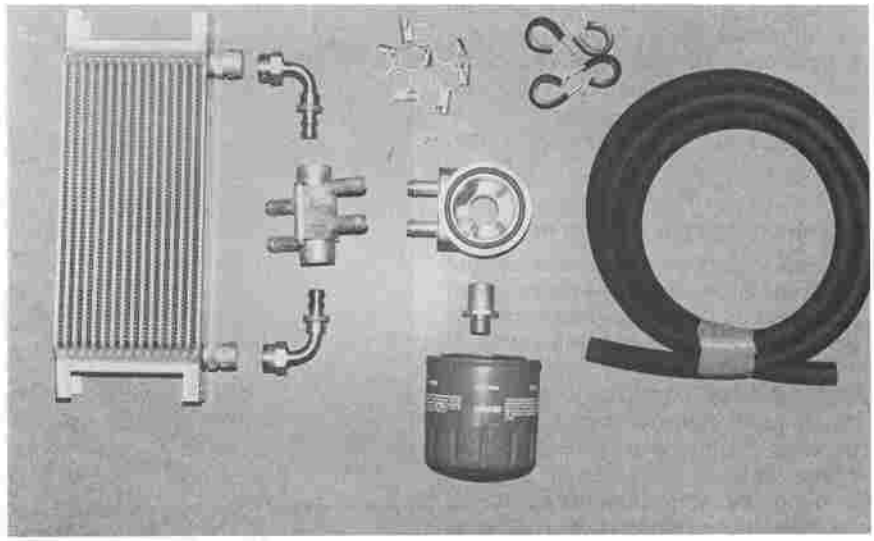
— Autre remède : augmenter tout simplement la quantité d'huile. Deux solutions : accroître la capacité du filtre et/ou celle du carter d'huile. Côté filtre,



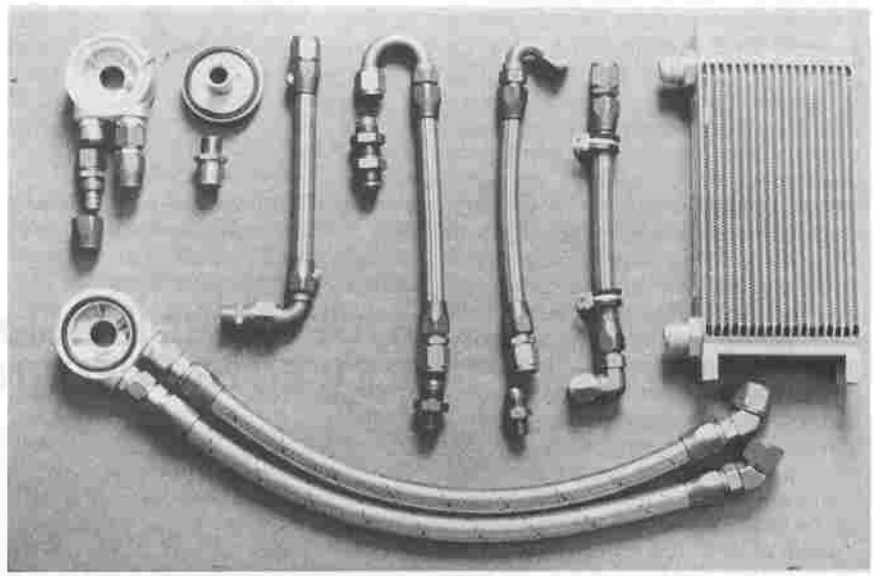
La position idéale du radiateur d'huile : devant le radiateur d'eau, derrière la calandre. Egalement visible sur cette photo de 205 GTI version « Super Tourisme » : le report du filtre à huile sur l'aile droite. Son accès est aisé, la quantité d'huile s'en trouve accrue et son refroidissement activé. (Préparation Ruggeri).

l'augmentation est limitée, par les dimensions disponibles de la cartouche, mais aussi par l'espace disponible dans le compartiment moteur. On peut en revanche modifier l'emplacement du filtre en reportant ce dernier à l'extérieur du moteur (raccordement par durits) dans une zone plus favorable, et à une augmentation de sa capacité, et à un refroidissement plus efficace.

Pour ce qui est du carter, l'idéal consiste à remplacer celui d'origine par un carter, de plus forte capacité bien sûr, mais coulé en alliage léger et aileté extérieurement pour activer l'échange thermique ; de surcroît ce type de carter peut apporter un gain non négligeable sur la rigidité du bloc. Mais ce n'est pas si évident, ce bel article, concocté par certains préparateurs, ne courent pas les rues. Sinon, ultime solution : vous munir de bouts de tôle, cisaille, chalumeau, baguette de soudure, comprimés de patience... et tailler de belles et larges poches latérales (étanches !) au carter d'origine. Ce n'est pas impossible du tout (on veillera surtout à constamment maintenir fixé le carter, sur un ancien bloc par exemple, pendant toute la phase soudage afin d'éviter qu'il ne fasse le 8)... — Enfin, ajoutons que l'efficacité du refroidissement passe aussi par l'importance du débit d'huile. Les pompes étant du type volumétrique, leur débit croît proportionnellement au régime moteur, cela résoud à priori le problème... excepté si l'on exige une pression de lubrification trop élevée...



Kit de montage d'un radiateur d'huile, prévu pour une utilisation routière (durits non armees raccordées par colliers). Pour une utilisation non intensive, l'ajout d'un thermostat (à gauche de la plaque « sandwich ») est vivement recommandé : il active le réchauffage de l'huile en court-circuitant le radiateur jusqu'à ce que la température atteigne 75-80°.



Pour la compétition, il existe une infinité de sortes de raccords en aluminium anodisé, adaptables sur des canalisations armées conçues pour supporter températures et pressions élevées. C'est de toute beauté. C'est très cher aussi...

• La pression de graissage :

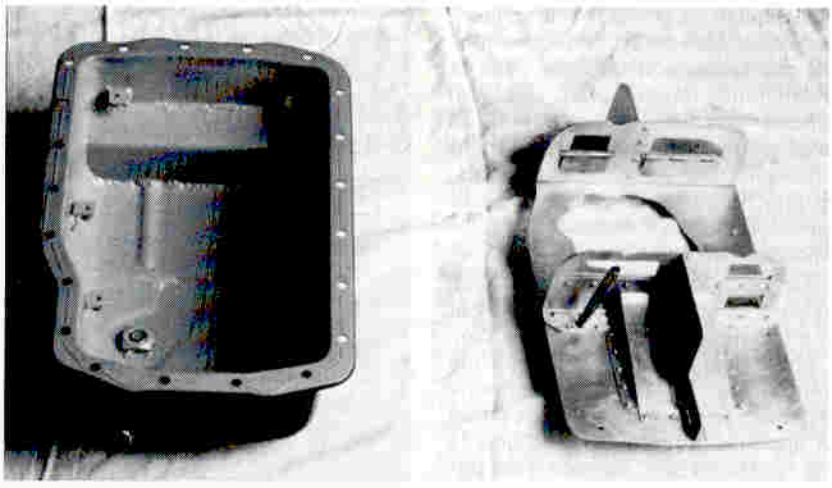
Pour les raisons évoquées précédemment, on a tout intérêt à augmenter celle-ci. Surtout pour conserver une pression suffisante à chaud, celle-ci allant de pair avec la qualité de l'huile utilisée (indice de viscosité et tenue à la température). A chaud, il ne faudrait pas descendre sous les 1,5-2 bar au ralenti, 5 bar à pleine charge. Ce qui correspond à 7-8 bar à froid (le manomètre de pression d'huile devient indispensable). Certains travaillent avec des pressions supérieures, mais cela paraît difficilement compatible avec les pompes de série. Il faut savoir en effet que plus on « charge » la pompe et plus son débit de fuite s'accroît, et ce pour une énergie d'entraînement accrue. Pas rentable ! L'augmentation de la pression de débit de la pompe est une opération relativement simple. Il suffit de modifier le tarage du clapet de décharge, soit par la mise en place d'un ressort de raideur (très légèrement) supérieure, soit en modifiant sa tension par interposition de rondelles (s). On procèdera à divers essais. On veillera dans le même temps à l'étanchéité de la pompe en supprimant, sur le couvercle de pompe, par rectification ou rodage sur marbre, toute trace de rayures provoquées par la rotation des pièces tournantes (pignons ou rotors suivant type). Ceci pour réduire le débit de fuite.

Mais rien ne sert d'avoir de la pression et du débit... si la pompe déjauge à tout bout de champ ? En compétition, la violence des freinages, les longs et forts appuis en virages (surtout en circuit) imposent par inertie des déplacements importants et incessants de l'huile, avec au bout le désamorçage inévitable. Un cloisonnage sérieux du carter devient alors indispensable. Cela fait aussi partie du travail de préparation. Le principe à appliquer est simple : il suffit d'aménager une petite réserve d'huile autour de la crépine de pompe, réserve en communication avec le reste du carter soit par chicanes, soit, souvent mieux, par portillons à sens d'ouverture unique (vers la pompe). Un moteur en position longitudinale sera généralement plus sujet au déjaugeage au freinage ; un moteur transversal au déjaugeage dans

les virages. Tout dépend de la position de la pompe et du type du moteur. L'expérience compte pour beaucoup, et l'on voit des préparateurs dévoiler des trésors d'adresse dans la réalisation de petits chefs-d'œuvre de labyrinthe...

*** Le graissage par « carter sec » :**

C'est un moyen radical d'éviter tout problème de désamorçage de la pompe. Entre autres. Jusqu'ici nous n'avons parlé que du graissage par carter dit « humide », c'est-à-dire avec vilebrequin barbotant dans l'huile et pompe de pression dans le carter. C'est le dispositif de loin le plus répandu, car économique et suffisant. On ne rencontre guère le graisage par carter sec que sur des modèles sportifs de haut de gamme (Porsche l'utilise depuis des lustres). Rappelons en quoi il consiste. Ce dispositif est apparu en compétition dès lors que l'on désirait réduire la hauteur du moteur, pour disposer ce dernier plus bas dans les châssis et abaisser ainsi le centre de gravité. Le « carter », que l'on pourrait appeler couvercle inférieur, ne sert plus alors qu'à étancher le bas-moteur (qu'il rigidifie d'autant mieux). La pompe de pression se trouve séparée du carter moteur et aspire l'huile en provenance d'un réservoir extérieur (bâche) pour alimenter le circuit de graissage. Quant à l'huile retombant dans le carter, elle est aussitôt réaspirée (mélange air-huile) par des pompes de vidange (au moins deux pour parfaire l'assèchement) et conduite vers la bâche. Pompes de pression et de vidange sont généralement accouplées ensemble et entraînées par engrenage ou par courroie crantée. Voici pour les grandes lignes. De ce fait le barbotage du vilebrequin n'existe plus, et l'on enregistre un gain de puissance non négligeable, qui peut aller de 5 à 8 % (malgré les pertes supplémentaires dues à l'entraînement des multiples pompes). Mais ce mode de lubrification est, on le comprend, très onéreux, et son adaptation n'est pas à la portée du premier venu. Nombreux sont les problèmes à surmonter et les modifications à apporter. Avec notamment la mise en place d'une rampe de gicleurs nécessaires à la lubrification des cylindres et pistons puisque, à l'origine, le graissage de ceux-ci est obtenu par projection d'huile, à partir du barbotage du vilebrequin!.. Pas simple mais réalisable. Une telle opération ne pouvant se justifier que si, d'une part, le règlement l'autorise, que si, d'autre part le moteur est à bout de développement.



Pour empêcher tout déjaugeage de la pompe à huile, le cloisonnage du carter est indispensable. (Préparation Quéron).

6. LE REFROIDISSEMENT ET L'ENTRAINEMENT DES ACCESSOIRES

Plus de 15 % de l'énergie fournie au moteur se dissipent dans le circuit de refroidissement. Les frictions internes imposent à l'huile de graissage d'en évacuer presqu'autant, nous venons de le voir, encore que l'huile soit en partie refroidie par l'eau ou l'air du circuit de refroidissement. Lubrification et refroidissement sont deux problèmes intimement liés, qu'il faut traiter conjointement. Le second pose toutefois moins de soucis.

Bien souvent le système de refroidissement d'origine accepte le surcroît de calories à évacuer sans que la température de fonctionnement du moteur ne sorte de la fourchette idéale, 80 à 100° C. Seuls des essais intensifs permettront de le vérifier étant bien entendu qu'il faudra s'équiper d'un thermomètre d'eau (et même d'huile) de bonne qualité pour les moteurs refroidis par eau, d'un (indispensable !) thermomètre d'huile pour leurs homologues à refroidissement par air. Ces derniers, fonctionnant de par principe à des températures plus élevées, sont généralement plus sensibles aux fortes augmentations de puissance. Le gain enregistré sur le régime moteur se traduisant par un débit accru de la soufflante d'air, c'est surtout au niveau du refroidissement de l'huile qu'il faut porter toute son attention (augmentation de la capacité du radiateur). Dans les cas critiques, on peut modifier le rapport d'entraînement de la soufflante (changement des poulies) pour que celle-ci tourne plus vite, ou monter une soufflante à pas plus important, débitant davantage. Dans ces deux cas il faut s'attendre en revanche à une consommation de puissance accrue de la turbine. Des situations vraiment extrêmes obligent parfois à reconsidérer le système de refroidissement. Citons l'exemple illustre des Porsche 917 et 935 « Silhouette » des années 70 : sur le flat-six turbocompressé, la turbine radiale, placée initialement en

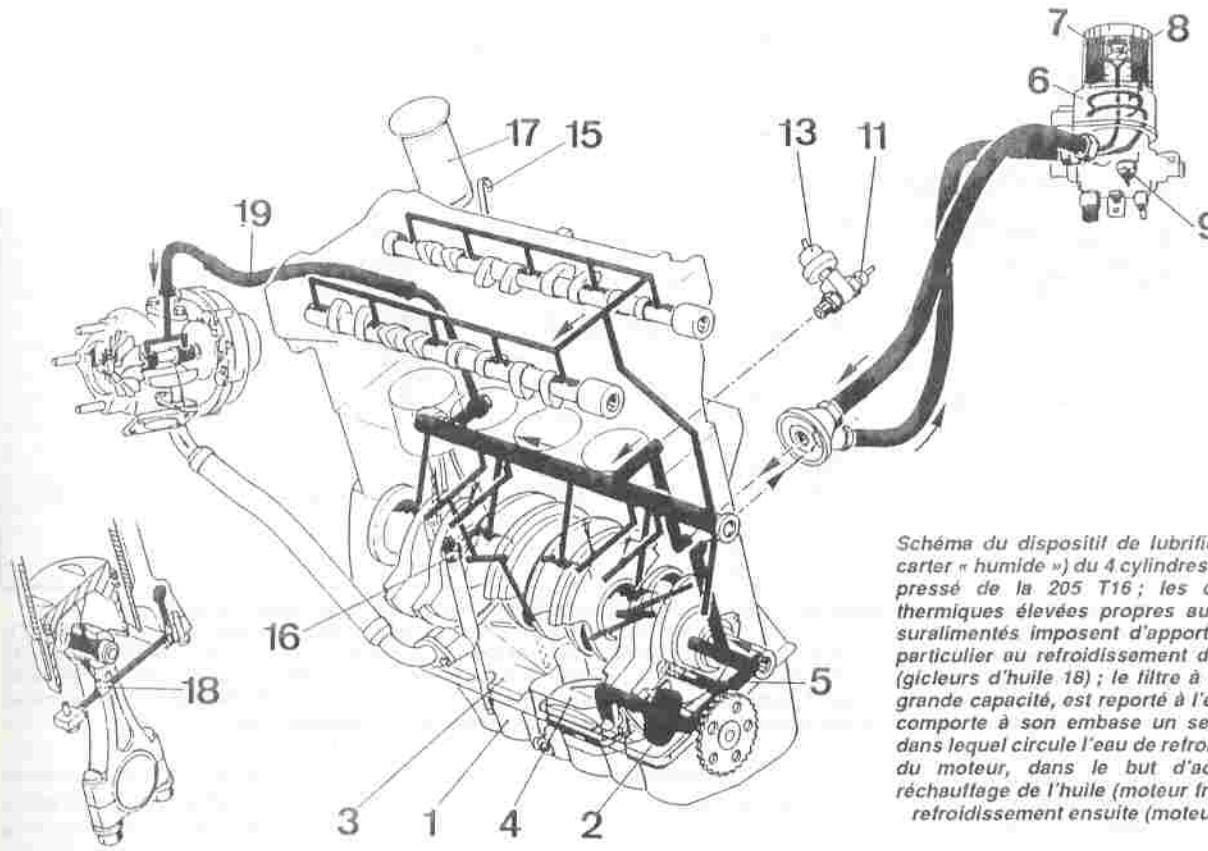
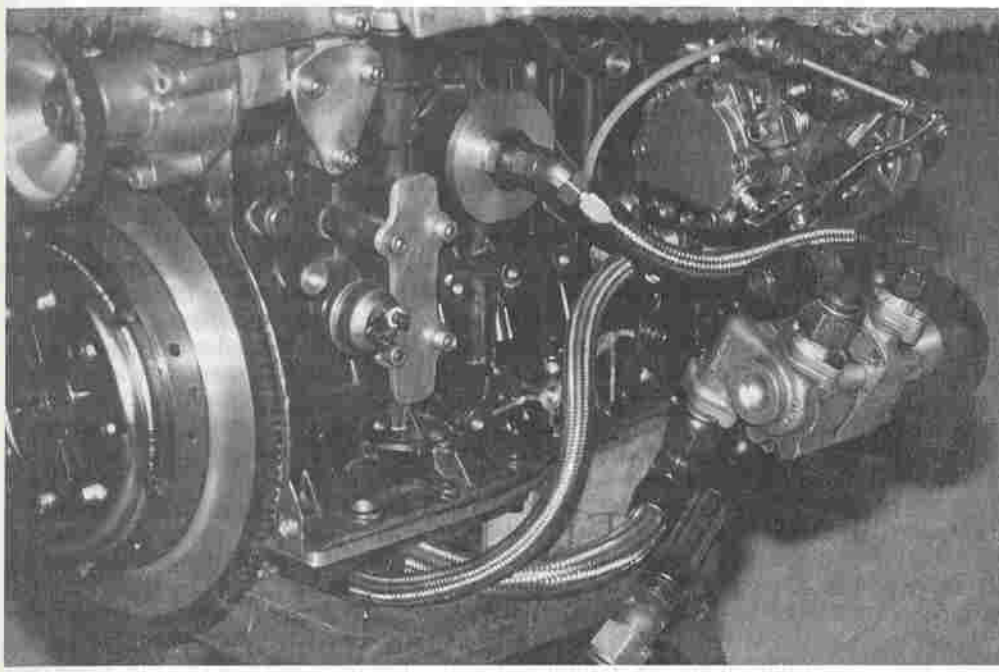


Schéma du dispositif de lubrification (par carter « humide ») du 4 cylindres turbocompressé de la 205 T16 ; les contraintes thermiques élevées propres aux moteurs suralimentés imposent d'apporter un soin particulier au refroidissement des pistons (gicleurs d'huile 18) ; le filtre à huile 7, de grande capacité, est reporté à l'extérieur, il comporte à son embase un serpentin (6) dans lequel circule l'eau de refroidissement du moteur, dans le but d'accélérer le réchauffage de l'huile (moteur froid) et son refroidissement ensuite (moteur chaud).

bout de moteur (dont le flux était remplacée par une turbine axiale, disposée horizontalement au-dessus du moteur. Le flux d'air (vertical) sur les deux rangées de cylindres était plus uniforme, aussi les cylindres ailetés possédaient à leur partie inférieure, opposée au flux, des ailettes plus larges) et une étude aérodynamique de la voiture permettait à la turbine de mieux capter l'air dans cette position. Sur le 6 cylindres de la Porsche 917-30 version « Can-Am », moteur lle plus puissant jamais construit par l'usine de Stuttgart (1100 ch à 8 000 tr/mn, 112 m.kg à 6 400 tr/mn), la soufflante débitait à plein régime pas moins de 3 100 litres d'air à la seconde !!!



Sur ce bloc R12 Gordini porté à 1950 cm³ (!), on a remplacé le graissage d'origine (carter « humide ») par une lubrification par carter « sec ». Visibles ici : l'ensemble des pompes à huile (une pompe de pression, 2 pompes d'assèchement, montées « compound ») entraîné par courroie crantée à partir du vilebrequin, les canalisations de vidange du carter (spécial en alliage léger), la canalisation haute pression (reprise sur le collecteur principal sur l'ancien emplacement du filtre à huile), et les raccordements pour le réservoir d'huile via radiateur et filtre (Préparation Carcreff-Groupe F).

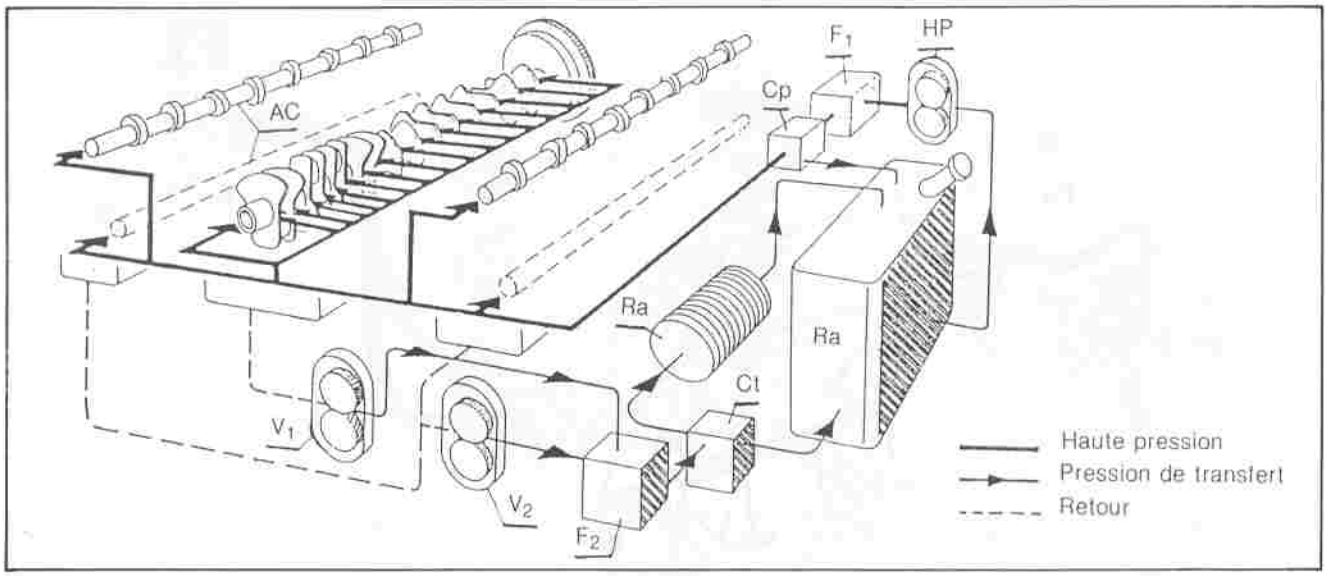


Schéma du système de graissage par carter sec du 8 cylindres à plat Porsche 1 500 cm³ (type 753-1962)
La pompe haute pression (HP) aspire l'huile du réservoir (Re), pour la conduire vers le collecteur principal de graissage via un filtre (F1) et un clapet limiteur de pression (Cp), avec retour éventuel à la bâche. Les 4 ACT sont alimentés par leur centre, le vilebrequin (16 contre-poids), par son centre et par ses paliers. Une pompe de vidange (V1) épuise le carter principal tandis qu'une seconde (V2) assèche les carters d'arbres à cames (moteur à plat). Ces 2 pompes conduisent le mélange air-huile vers un second filtre (F2), puis un clapet thermostatique (Ct) régule la circulation soit vers le réservoir, soit vers le radiateur (Ra).

Son rendement était assez exceptionnel car dans ces conditions, elle ne consommait « que » 30 ch, soit à peine 3 % de la puissance totale...

L'entraînement des accessoires de refroidissement consomment de la puissance. Il n'y a pas si longtemps tournaient encore de moches et imposants ventilateurs fixés à même la poulie de pompe à eau. Le premier travail de préparation consistait à jeter illicopresto ces lourdes pales en tôle à la poubelle, ce qui permettait de gagner pas loin de 5 ch sur un total de 45 au départ ! Puis ces ventilateurs se sont allégés en utilisant les matériaux plastiques, leur moyeu est devenu débrayable ; aujourd'hui, on ne rencontre pratiquement que des moto-ventilateurs électriques à commande thermostatique (qu'il est bon en compétition de doubler d'une commande manuelle). Il n'y a donc plus de pertes de puissance à attendre de ce côté.

Par rapport au refroidissement par air, celui par eau offre de plus grandes possibilités d'amélioration ; à commencer par le radiateur, dont on peut augmenter les dimensions, ou rechercher un matériau de meilleur conductibilité thermique (le cuivre étant de ce point de vue supérieur, près de deux fois, à l'aluminium, mais 3 fois plus lourd). Mais comme nous l'avons déjà dit plus haut, il y a de fortes chances que le système originel suffise, à condition que l'emplacement du radiateur soit favorable à l'écoulement d'air). A moins que l'on ne destine son moteur à des compétitions africaines, style Paris-Dakar. Auquel cas le montage d'un radiateur surdimensionné (voire de deux), d'un second ou troisième ventilateur, ou même d'une pompe à eau de plus fort débit sont des solutions à envisager ...

Le système de refroidissement d'origine peut aussi avouer ses limites dans le cas de l'adaptation d'une suralimentation par turbocompresseur : le surcroît de puissance est généralement important, et le moteur « travaille » dans un milieu ambiant surchauffé.

Peut poser problème également une forte augmentation de cylindrée, avec distance entre chemises fortement réduite. Un débit de pompe plus élevé devient alors intéressant. Mais le montage d'une pompe de plus fort débit à la place de celle d'origine n'est pas évident, étant donné l'adaptation du dessin de corps de pompe à la culasse. Cela reste néanmoins possible ... en bricolant.

A propos de débit, signalons que les pompes à eau possèdent une vitesse de rotation nominale correspondant à leur meilleur rendement. Il se peut qu'à partir d'une certaine vitesse, cas d'une forte augmentation du régime moteur, son débit chute par « cavitation » (formation de poches de vapeur d'eau aux endroits où la pression devient inférieure à la tension de vapeur d'eau... en deux mots la pompe brasse de l'air). Si cela se produit il faut revoir le rapport d'entraînement de la poulie de pompe à eau afin que celle-ci ne dépasse pas sa vitesse nominale à plein régime. On peut profiter de cette modification pour réaliser des poulies plus légères en aluminium pour courroie trapézoïdale ou crantée.

Au rayon des petites améliorations concernant la circulation d'eau, citons la suppression possible du calorstat (la mise en température sera plus longue), ou encore l'agrandissement sur la culasse des orifices de circulation d'eau entre bloc et culasse (dans la limite des ouvertures pratiquées dans le joint)...

La progression constante des puissances spécifiques, la mutiplication des soupapes rendent de plus en plus complexe le dessin de la circulation d'eau dans les culasses, devenues de véritables « gruyères ». Pour que l'eau puisse se frayer un chemin parmi les innombrables conduits et les puits de bougies parfois doubles, l'épaisseur des parois s'amenuise continuellement. Les pertes de charge sont importantes, il faut à tout prix éviter les zones d'eau quasi-stagnante et forcer les débits. Difficile de refroidir de façon identique tous les cylindres, (les extrêmes étant privilégiés) qui ne fonctionnent alors plus dans les mêmes conditions de température et de remplissage. Une des raisons pour lesquelles on s'oriente de plus en plus vers des dosages air-essence cylindre par cylindre et vers des détecteurs de cliquetis individuels.

AUGMENTER LA P.M.E.

Troisième volet de la préparation, le plus important, certainement le plus pointu aussi, celui qui touche à l'amélioration de la pression moyenne effective (PME). Jusqu'alors nous n'avons parlé en fait que du « bas-moteur » dont les caractéristiques de résistance et d'inertie doivent former un compromis idéal ; « résistance » car c'est bien le bas moteur qui doit transmettre de la façon la plus rigide possible la puissance ; « inertie « puisque l'augmentation du régime moteur (qui multiplie le nombre de cycles de travail par unité de temps) passe par un allègement des pièces en mouvement.

Aussi est-il temps maintenant de passer à l'étude du « haut-moteur », là où effectivement prennent naissance... les chevaux ! Haut-moteur, cela concerne culasse (s), conduits et soupapes, collecteurs d'admission et d'échappement, systèmes d'alimentation et d'allumage, diagrammes de distribution et tout le toutim ! De tous ces éléments dépend va dépendre... la valeur de la PME ! On comprend l'énormité et la complexité du problème...

Nous avons défini au chapitre « Puissance et Couple » ce qu'est la pression moyenne effective. Rappelons simplement que pour une cylindrée donnée, le couple moteur varie proportionnellement à la PME.

Mais si le couple, et donc la puissance, varie malheureusement en fonction du régime, c'est bien à cause de la PME que l'on n'arrive pas à maintenir à une valeur optimale et constante.

De par sa définition, cette pression moyenne découle directement, toutes choses restant égales, de la pression maxi d'explosion. Plus la pression de combustion se maintiendra à une valeur élevée au cours de la détente, et plus le travail fourni par cycle sera important. Or la pression maxi d'explosion est liée à deux paramètres fondamentaux : la valeur de la pression des gaz en fin de compression, et la durée de leur combustion. A ce sujet nous renvoyons le lecteur aux courbes de cycle des figures 4 et 5.

Sachant d'autre part que la pression de fin de compression dépend de la quantité massique de gaz introduite dans le cylindre (« remplissage ») et, bien sûr, du rapport volumétrique, il résulte de tout ceci que la PME sera fonction :

— **du rapport volumétrique,**
— **du taux de remplissage,**
— **de la durée de combustion.**

Il conviendrait d'ajouter à ces trois paramètres de base, pour être complet, le **pouvoir calorifique du carburant** ; mais comme nous nous limitons à l'utilisation du carburant commercial, ce critère ne peut être modifiable.

Précisons aussi que ces trois grandeurs présentent un comportement pour le moins très différent. Le rapport volumétrique, caractéristique géométrique fixe du moteur (rapport de volumes), est un élément parfaitement et fac,ilement maîtrisable ; on ne peut toutefois l'élever jusqu'à des valeurs inconsidérées, d'une part parce que nous avons vu (courbe fig. 2 bis) que son influence sur le rendement n'évoluait pas de façon proportionnelle, d'autre part, nous le verrons, à cause du pouvoir par trop détonant du carburant utilisé. Les deux autres paramètres sont en revanche beaucoup moins « palpables ». La durée de combustion, qu'il faut optimiser dans le sens de la réduction, met en jeu la « qualité » de la combustion, donc les qualités afférentes, et au mélange gazeux, et à la forme de la chambre, mais dépend aussi de la pression des gaz en fin de compression ; elle dépend donc en partie du rapport volumétrique et du taux de remplissage... Quant à ce dernier, son influence est capitale quant au rendement et aux performances du moteur. Immemsément nombreux, trop nombreux d'ailleurs sont les paramètres intervenant sur sa valeur et son évolution ; si bien que chaque point de fonctionnement du moteur se caractérise par un taux de remplissage différent ! La courbe relative au remplissage du moteur en fonction du régime traduit en fait assez bien celle du couple, et on peut dire qu'au régime de couple maxi correspond le meilleur taux de remplissage, ainsi qu'une durée de combustion pratiquement minimale ; ce qui signifie aussi que c'est à ce régime que le moteur offre son meilleur rendement (à pleine charge), et présente une consommation spécifique (en g/ch.h, gramme par cheval par heure) minimale. Encore que dans ce domaine, il ne faille pas confondre performances et rendement, Honda, et son V6 turbo 1,5 litres de F1, nous en ayant fourni la preuve écrasante (voir pages 178 et 179).

On s'efforcera donc, objectif premier de la préparation, notamment en ce qui concerne la recherche d'une meilleure PME, d'accroître le taux de remplissage tout en l'optimisant sur toute la plage de fonctionnement, afin d'obtenir une courbe de couple (ou de PME) la plus plate possible. Le travail à effectuer dans ce domaine est conséquent, le chapitre que nous lui consacrons aussi...

Les graphiques des figures 50 et 51 traduisent de deux façons différentes les relations entre la PME, le régime, et la puissance spécifique du moteur. Si, dans la formule de calcul de la PME, nous faisons intervenir la puissance spécifique Ps (en ch/l), il vient facilement :

$$PME = 883{,}2 \times \frac{Ps}{N}$$

avec : PME en bar,
Ps en ch/l,
N et t/mn

Cette formule permet de calculer rapidement, en fonction de la puissance spécifique et du régime de puissance désirés, la PME nécessaire à ce régime; ou encore, d'en déduire la puissance spécifique à partir d'une PME fixée à un régime donné. Par exemple, Pour qu'un moteur délivre une puissance spécifique de 100 ch/l à un régime de 8000 t/mn, il faut que là PME atteigne à ce régime un peu plus de 11 bar; pour obtenir 120 ch/l au même régime, 13,2 bar. Autre exemple : en se fixant une PME de 12 bar au régime de puissance, ce régime doit correspondre à 5900 tr/mn si l'on désire obtenir une puissance spécifique de 80 ch/l, 7350 t/mn pour 100 ch/l, 8800 t/mn pour 120 ch/l, 11000 t/mn pour 150 ch/l, etc... Les faibles valeurs de PME doivent donc être compensées par de forts régimes pour obtenir les mêmes puissances spécifiques. Les moteurs 3,5 litres de la « nouvelle » génération atmosphérique utilisés en F1, atteignent leur puissance maxi à des régimes voisins de 13 000 tr/mn. Même si leur puissance exacte n'est pas (encore) connue avec certitude, on sait néanmoins que la puissance spécifique de ces moteurs approche les 200 ch/l, cela signifie qu'à ces régimes fous, la PME frôle les 14 bar !!! Pour un moteur à aspiration naturelle, c'est énorme,

surtout lorsqu'on sait les problèmes que pose le remplissage à ces vitesses de rotation.

Dans sa version course la plus puissante, le V6 Honda turbocompressé délivrait en 1987, avec une pression de suralimentation de 4 bar, la coquette puissance de 1 010 ch à 12 000 tr/mn. Faites le calcul : 50 bar de PME! A 9 800 tr/mn, régime correspondant au couple maximal de 67,7 m.Kg (664 mN), la PME enregistrait 55,8 bar! On imagine l'intensité des sollicitations mécaniques. Et dire que des versions spéciales de ces moteurs, exclusivement réservées aux séances de qualification, ont connu pire!..

La suralimentation par compresseur, et surtout par turbocompresseur, s'est révélée, malgré une sophistication sans cesse accrue, un moyen extrêmement efficace et « facile » pour améliorer (démesurément) le remplissage des moteurs, et par suite leur pression moyenne effective. Les chiffres précités le prouvent, de façon presque insolente! Cette technique, terriblement attirante et très simple dans son principe, pose en revanche de gros problèmes d'adaptation. Nous lui réserverons un chapitre spécial. Pour l'heure, parlons d'abord du cas des « atmosphériques »...

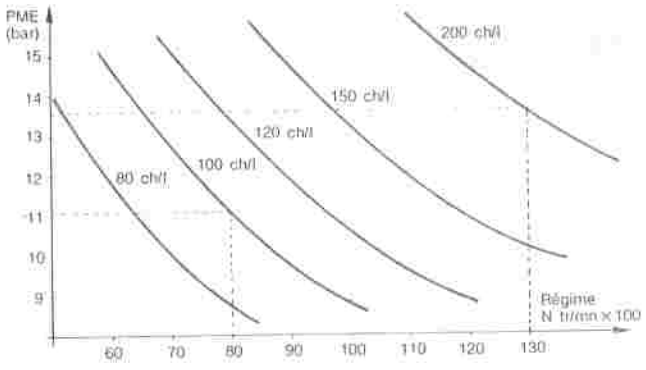
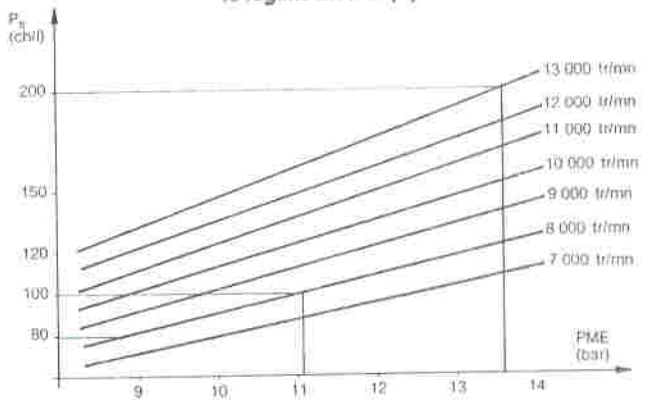


Fig. 50 et 51 :
Deux interprétations différentes de la relation existant entre la pression effective (PME), la puissance spécifique (Ps) et le régime moteur (N).



1. LE REMPLISSAGE :

Dans l'étude du cycle réel au chapitre « Théorie et réalité », nous avons défini le **taux de remplissage** comme étant le rapport de la masse de mélange effectivement introduite dans le cylindre au cours d'un cycle, sur la masse de mélange correspondant au volume V du cylindre dans les conditions de pression et température ambiantes. Cette notion de « masse » est importante dans la définition ; il ne faut pas en effet raisonner uniquement en volume puisque l'échauffement des gaz au cours de l'admission rend celui-ci moins dense (nous aurons l'occasion d'y revenir, particulièrement dans l'étude de la suralimentation...), et donc pour un même volume occupé, la masse de gaz est inférieure ; une pression inférieure à la pression atmosphérique a le même effet.

Autrement dit, si on appelle Mo cette masse de référence correspondant à la cylindrée unitaire dans les conditions normales, et Me la masse effective absorbée, le taux de remplissage s'écrit :

$$t = \frac{Me}{Mo}$$

Ainsi par exemple, la masse Mo étant égale au produit du volume V par la masse volumique de l'air (qui vaut 1,25 kg/m^3 dans les conditions ambiantes, pression atmosphérique et température de 20° C), celle-ci correspondrait donc, pour un moteur de 500 cm^3 de cylindrée unitaire, à 0,625 g. (à noter que nous ne faisons pas de distinction entre masse d'air et masse de mélange. Le rapport stoechiométrique du mélange étant de 1/15, soit un volume d'essence pour 15 volumes d'air, la masse de l'essence est négligeable).

Donc, dans ce cas présent, pour obtenir à chaque cycle (dans les conditions de pleine charge bien sûr) un taux de remplissage de 1 (remplissage de 100 %), il faudrait que le piston aspire une masse de 0,625 g de gaz. C'est pas plus compliqué que ça, c'est pourtant loin d'être le cas !

Nous avons eu l'occasion de le soulever précédemment, le taux de remplissage varie avec le régime moteur ; la courbe de remplissage prend l'allure d'une parabole inversée, le taux grimpant d'abord avec le régime pour passer par un maximum (régime de couple) et décroître (fortement) ensuite. Sur un moteur conventionnel, atteindre un taux maxi de 1 n'est pas du tout évident. Seuls certains moteurs sportifs à la base ou ayant subi un minimum de préparation peuvent présenter ponctuellement, c'est-à-dire pour un régime réunissant les meilleures conditions d'aspiration, un taux de remplissage très légèrement supérieur à 1. Les meilleurs moteurs F1 actuels vont jusqu'à atteindre des taux de 1,25... Mais revenons sur terre et à nos moteurs dont le remplissage « moyen » plafonne à 80 % à peine.

Une chose est sûre et facilement compréhensible, plus la masse de mélange à comprimer sera importante, plus sa pression en fin de compression sera élevée. Aussi le taux de remplissage (t) doit-il être associé au rapport volumétrique pour définir le **rapport ou taux de compression « réel »** du mélange aspiré. En effet, le rapport volumétrique ne définit, comme son nom l'indique, qu'un rapport de volumes, il ne fait pas du tout intervenir la notion de masse. Tout juste correspondrait-il

au rapport de compression des gaz... si justement le taux de remplissage était constamment égal à 1.

Ce rapport de compression s'établit alors comme suit :

$$Rc = \frac{V \times t + v}{v}$$

Fixons les idées par un exemple, en reprenant notre moteur de 500 cm³ de cylindrée unitaire, dont le rapport volumétrique a été fixé à 10:1 (volume v = 55 cm³). Pour un taux de remplissage de 1, le rapport de compression est donc égal au rapport volumétrique. Dans ces conditions, on enregistre une pression de fin de compression d'environ 23 bar, et la pression maxi d'explosion qui en découle avoisine les 90 bar. Sur un piston de 80 mm de diamètre, l'effort moteur (instantané) atteint alors 4,5 « tonnes ». Si en revanche le remplissage se voit diminué de moitié (taux de 0,5), le rapport de compression Rc n'est plus que de :

$$\frac{(500 \times 0{,}5) + 55}{55} = 5{,}5,$$

et la pression de fin de compression chute à 9 bar, celle d'explosion aux alentours de 35 bar ! La force motrice instantanée tombe à 1,75 « tonnes », le couple instantané est donc divisé par 2,5...

Ces quelques chiffres montrent on ne peut plus clairement l'influence directe du remplissage sur les performances du moteur. Nécessité absolue de l'améliorer ! C'est d'ailleurs on le comprend aisément, le travail le plus payant de la préparation. Mais la tâche n'est pas simple, tant les facteurs intervenant sur la qualité du remplissage sont complexes et multiples.

Aussi, essayons de voir d'abord pourquoi les cylindres remplissent mal...

*** Un peu de mécanique des fluides...**

Sur un moteur dit « atmosphérique », l'introduction des gaz dans le cylindre en phase admission n'est due qu'à la seule dépression engendrée par la descente du piston. Cette dépression, génératrice d'accélération, provoque la mise en vitesse d'un flux gazeux à travers le conduit d'admission, et ce depuis l'entrée du filtre à air jusqu'à la soupape.

L'étude des écoulements (non perturbés) en mécanique des fluides montre qu'il existe une relation entre la pression et la vitesse du fluide. La relation de Bernoulli donne, pour chaque point de l'écoulement d'un fluide non pesant :

$$p + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{constante},$$

avec ρ la masse volumique du fluide,

— le terme $(\frac{1}{2} \rho V^2)$

exprimant la « pression cinétique » du fluide.

Cette équation importante montre que la pression évolue en fonction du carré de la vitesse, que toute baisse de pression est compensée par une augmentation de la vitesse, et inversement.

Ceci va nous permettre dans un premier temps de déterminer, en fonction de la différence de pression règnant à l'intérieur de notre conduit d'admission, la vitesse théorique des gaz à la soupape. La figure 52 schématise ce conduit : en A, à l'entrée du filtre à air, l'air peut être considéré comme étant au repos (vitesse nulle), sa pression est celle de la pression atmosphérique (pa) ; en B, à l'orifice de la soupape, l'air subit la dépression p' (pression inférieure à pa), sa vitesse est Vs.

En appliquant la relation de Bernoulli entre les points A et B de l'écoulement, il vient :

$$pa + 0 = p' + \frac{1}{2} \rho Vs^2$$

$$\text{ou : } Pa - p' = \frac{1}{2} \rho Vs^2$$

En appelant Δp la valeur de la différence (pa–p') (« dépression effective »), nous obtenons alors :

$$Vs = \sqrt{\frac{\pi 2 \Delta p}{\rho}}$$

avec :
— Vs en m/s,
— ρ en Kg/m3 (1,25 pour l'air),
— Δp en Pascal (Pa), 1 bar équivalent à 100 000 Pa

Ainsi par exemple, à une dépression effective de 15 000 Pa (correspondant à p' = 0,85 bar), correspond une vitesse de gaz à la soupape de 155 m/s.

La réalité se veut malheureusement, on s'en douterait à moins, bien différente. En effet, la théorie ici fait fi de tout « accident » de parcours qui aurait pour conséquence de perturber et freiner l'évolution du flux gazeux. Or le trajet suivi par l'air d'admission se veut au contraire parsemé d'embûches : filtre à air, venturi et diffuseur (carburateur) ou volet de débitmètre (injection), papillon des gaz, tige et tulipe de la soupape... Il faut compter aussi les variations de section (élargissements et rétrécissements), nécessaires ou anormales, les changements de direction (coudes), ainsi que l'état de surface (rugosité), plus ou moins bon, des différentes parties constituant l'intégralité du conduit. Toutes ces perturbations introduisent ce que l'on nomme des « pertes de charge » et concourent à ralentir la colonne gazeuse, à consommer une partie de son énergie cinétique. En réalité, tout se passe comme si une partie de la différence de pression Δp servait à vaincre ces « résistances » ou pertes de charges, si bien que la vitesse réelle des gaz à la soupape s'en trouve diminuée, puisque l'on a alors:

$$Vs = \sqrt{\frac{2 (\Delta p - J)}{\rho}}$$

si on appelle J la perte de charge globale.

Il ressort de tout ceci que le débit des gaz à l'orifice de la soupape n'est pas identique à celui généré par la descente du piston. Le débit d'un fluide résulte du produit de la vitesse du fluide par la section du conduit dans lequel il circule. Le débit moyen (Q) « demandé » par la descente du piston vaut par conséquent :

Q = Sp × Vp, Sp exprimant la section du piston et Vp sa vitesse moyenne (la vitesse du piston variant continuellement au cours de la descente, on définit un débit « moyen » relatif à la vitesse moyenne du piston qui, rappelons-le se calcule en fonction de la course et du régime moteur comme suit :

$$Vp = \frac{C \times N}{30})$$

Signalons au passage que ce débit varie tout naturellement avec le régime

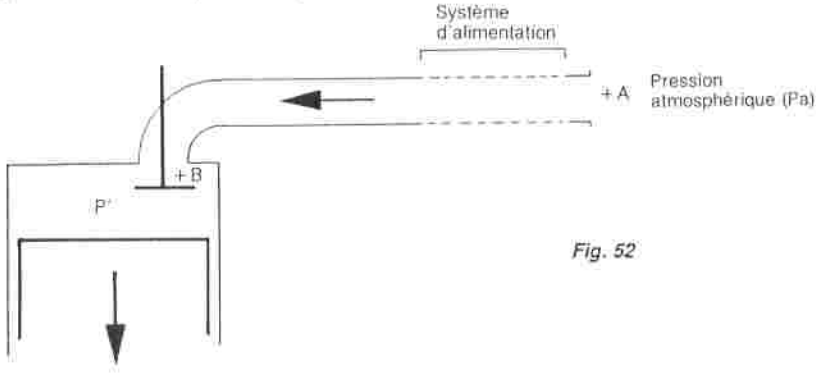


Fig. 52

moteur, puisque de celui-ci dépend en premier lieu la valeur de la dépression dans le conduit d'admission. Pour un remplissage parfait du cylindre à tous les régimes, l'idéal voudrait donc que l'on ait égalité des débits, c'est-à-dire :

$$Sp \times Vp = Ss \times Vs,$$

Ss signifiant la section de l'orifice de passage à la soupape.

Il faudrait donc pour cela que la vitesse de gaz vérifie l'équation :

$$Vs = \frac{Sp \times Vp}{Ss}$$

ce qui, d'après Bernoulli conduirait à une valeur de dépression effective de :

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Sp^2}{Ss^2}\right) Vp^2$$

A cause des pertes de charge mentionnées plus haut, ceci n'est pas vérifié. Il n'y a pas égalité des débits, le cylindre se remplit mal.

Les équations précédentes montrent que ces pertes de charge, homogènes à une pression, augmentent avec le carré de la vitesse du piston, donc avec le carré de la vitesse des gaz. Cette constatation est très importante et met en évidence le fait qu'à partir d'un certain régime, ces pertes croissent si rapidement que le remplissage s'effectue de plus en plus difficilement. On parle alors d'étranglement du moteur.

Ces pertes de charge, sur lesquelles nous aurons l'occasion de revenir un peu plus loin, créent dans le même temps un échauffement des gaz, ce qui diminue par conséquent leur densité. D'autre part, le mélange gazeux pénètre à l'intérieur d'un cylindre surchauffé, il subit donc une dilatation ayant pour effet de freiner la pénétration des gaz « frais ». Tout ceci contribue à réduire la masse de gaz absorbée au cours du cycle.

Autre facteur intervenant sur le remplissage : la durée d'ouverture de la soupape d'admission. Nous avons raisonné jusqu'ici sur un conduit donné (orifice soupape Ss et perte de charge globale J), donc pour un certain débit Q ; il est bien évident qu'à partir de là, la quantité de mélange aspiré au cours d'un cycle sera proportionnelle à la durée de la phase admission. L'examen du cycle réel nous avait fait constater que, sous peine d'obtenir un remplissage très médiocre, la durée de cette phase devait être supérieure à celle correspondant au passage du piston du PMH au PMB, c'est-à-dire supérieure à une durée angulaire de 180°.

Dans un même ordre d'idée, un cylindre mal vidangé de ses gaz brûlés ayant pour conséquence de réduire l'espace disponible pour les gaz frais, la durée de la phase échappement joue également un rôle important sur le remplissage.

Interviennent donc le diagramme de distribution des soupapes, que doit orchestrer le plus savamment possible l'arbre à cames. Mais les angles d'ouverture des soupapes étant figés une bonne fois pour toutes, de même que leur levée qui conditionne la section (Ss) de l'orifice de passage des gaz, on comprend que ces diagrammes ne peuvent convenir à toute la plage de fonctionnement du moteur. Ainsi, cet élément essentiel qu'est l'arbre à cames en matière de remplissage favorise-t-il une plage de régime plus qu'une autre, devenant par là-même le critère déterminant du comportement du moteur (très « souple », avec une bonne PME « en bas », ou au contraire très « pointu », avec une bonne PME « en haut », pour ne citer que les comportements extrêmes). On imagine l'énorme avantage que procurerait une distribution à diagramme variable en fonction du régime. Des systèmes existent (voir encadré) mais, apparemment, ce n'est pas encore la panacée. Mais on peut penser que, dans un proche avenir, la solution idéale sera trouvée, vu la débauche d'énergie sans cesse grandissante des ingénieurs dans ce domaine...

* Améliorer le remplissage : comment ?

Il faut donc que le moteur absorbe à chaque cycle une masse de mélange la plus élevée possible. En conséquence, il faut accroître le débit des gaz, et ce particulièrement dans les hauts régimes, là où la tendance à l'étranglement se fait plus forte. Etant donné que les pertes de charge croissent avec le carré de la vitesse des gaz, elle-même liée directement au régime moteur, l'obtention d'un débit plus élevé ne sera possible qu'en limitant cette vitesse de gaz à une valeur « raisonnable ». Aussi, bon nombre de préparateurs s'accordent pour dire qu'au régime de puissance maxi, la vitesse atteinte par les gaz à la soupape (là où elle est maximale) ne devrait pas dépasser 110 m/s, voire 120 m/s dans le cas de moteurs à 4 soupapes par cylindre.

Or, puisque le débit est fonction de la section du conduit et de la vitesse des gaz ($Q = S \times V$), la limitation de la vitesse des gaz implique un élargissement dudit conduit.

Dans le même temps, il faut faciliter l'écoulement du flux gazeux en minimisant les perturbations à l'intérieur du conduit. Il est vrai que ces perturbations favorisent à la limite la turbulence, donc l'homogénéité du mélange, et par suite la combustion. Mais les pertes de charge qui en résultent sont telles qu'il est hautement préférable de bien remplir d'abord, de rechercher une bonne turbulence après, c'est-à-dire pendant la phase de compression du mélange.

Les pertes de charge se divisent en deux catégories (voir encadré) :

— les pertes singulières : obstacles (filtre à air, papillon, joint de tubulure mal centré, etc. comme nous l'avons vu plus haut...), coudes (conduits siamoisés, tubulures alimentant plusieurs cylindres), élargissement ou rétrécissements brusques (diamètre des pipes d'admission mal adapté à celui des conduits de culasse ou à celui du (des) carburateur (s)...),

— les pertes par frottement, qui, au demeurant moins nocives que les précédentes, augmentent avec :
  - la longueur du conduit,
  - la petitesse de son diamètre (d'où le double intérêt d'agrandir le conduit),
  - la rugosité des parois.

En définitive, l'augmentation du remplissage impliquera :

— UN AGRANDISSEMENT DES CONDUITS D'ADMISSION

Cela sous-entend, pour la plupart du temps, une augmention du diamètre des soupapes. C'est la section de passage à la soupape, déterminée (voir plus loin) en fonction de la vitesse maxi des gaz admissible, pour un régime moteur maxi fixé, qui conditionnera l'importance de l'élargissement des conduits.

— DES CONDUITS D'ADMISSION POLIS, LES PLUS RECTILIGNES POSSIBLES, PRESENTANT LE MOINS DE VARIATION DE SECTION POSSIBLE

Ceci peut aller jusqu'à remettre en cause :

— le dispositif d'alimentation d'origine, l'idéal consistant à alimenter chaque cylindre séparément (un carburateur ou un corps de carburateur par cylindre) ; à noter que de par son principe, l'injection multipoints suit cette règle ;

— la forme des conduits d'admission de culasse eux-mêmes, si ceux-ci ne sont pas individuels mais dédoublés (voire même « déquadruplés » !... cf par exemple Autobianchi A112 Abarth...), mais on entre là dans des transformations

Les figures 53 (a, b, c, et d) représentent des cas de perturbations de l'écoulement d'un gaz à l'intérieur d'un conduit présentant des accidents de forme :

- *a : élargissement brusque (tubulure d'admission de diamètre inférieur à celui du conduit de culasse, entrée des gaz dans le cylindre...),*
- *c : rétrécissement brusque (différences de diamètre entre carburateur et tubulure, entre tubulure et conduit de culasse..),*
- *d : coude (pipe d'admission distribuant plusieurs cylindres, conduits dédoublés à l'intérieur de la culasse...).*

Ces « accidents », au même titre que la présence d'obstacles à l'intérieur du conduit (guide et tige de soupape, papillon...) non schématisés ici, créent des pertes de charges dites singulières qui contribuent à diminuer la pression cinétique du gaz (égal à $\frac{1}{2}\rho V^2$ *avec* ρ *la masse volumique du gaz, V sa vitesse). Ces pertes de charge (notées J) résultent du produit de la pression cinétique du gaz par un coefficient de perte de charge (*λ*) lié à la nature de la perturbation. On a ainsi :*

$$J = \frac{\lambda}{2}\rho V^2$$

La figure b montre que l'on peut améliorer nettement l'écoulement, dans le cas d'un élargissement indispensable, en réalisant un divergent. La mise en place d'un long convergent aura le même effet sur un rétrécissement.

Un autre type de perte de charge concerne les pertes de pression cinétique dues à la friction des gaz sur les parois du conduit (fig. 54). Ces pertes par frottement dépendent de nombreux paramètres.

Elles augmentent proportionnellement :

- *à la longueur du conduit,*
- *à la petitesse de son diamètre,*
- *au carré de la vitesse des gaz,*
- *à la rugosité relative des parois (rapport entre profondeur de rugosité et diamètre du conduit, étant entendu qu'une même profondeur de rugosité n'aura pas le même effet sur un petit conduit que sur un gros).*

Concernant ce dernier facteur, l'expérience a montré que l'effet de la rugosité des parois n'intervenait que dans le cas d'écoulements très turbulents, ce qui est précisément le cas des gaz d'admission. A titre d'information, la nature de l'écoulement, laminaire ou turbulent, est défini à partir d'un nombre, le nombre de Reynolds Re, calculé en fonction de la vitesse du gaz, de sa masse volumique et de sa viscosité, et enfin du diamètre du conduit.

Pour des valeurs de Re dépassant 3 000, on considère que l'écoulement s'effectue avec turbulence (d'autant plus élevée que Re est grand). Aussi on constate que dès que l'écoulement passe en régime turbulent, la rugosité des parois devient un facteur prépondérant dans l'importance des pertes de charge créées par les frictions. Les courbes de la figure 55 (tracées en coordonnées logarithmiques uniquement à cause de problème d'échelle) illustrent ce phénomène.

On remarquera surtout que pour une turbulence donnée, le coefficient de perte de charge croît rapidement avec la rugosité, mais qu'au contraire, quel que soit le régime turbulent, une rugosité relative donnée engendre un coefficient de perte de charge pratiquement constant.

On a tout intérêt à polir les conduits...

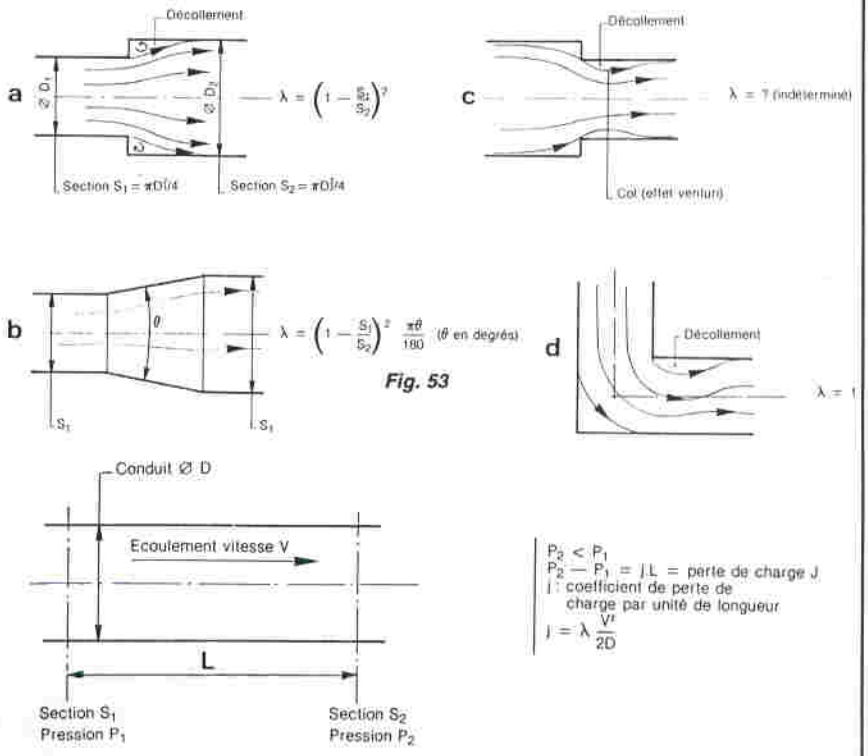


Fig. 53

$P_2 < P_1$
$P_2 - P_1 = JL$ = perte de charge J
J : coefficient de perte de charge par unité de longueur
$J = \lambda \frac{V^2}{2D}$

Fig. 54

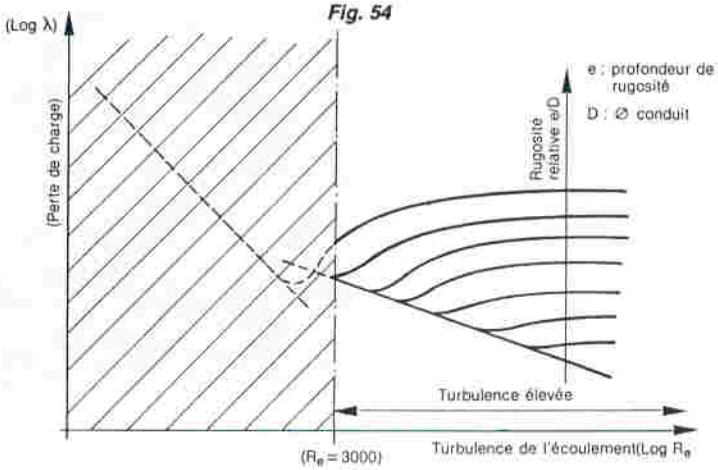


Fig. 55

complexes et hasardeuses nécessitant une bonne expérience.

D'autre part, à partir du siège de soupape, le conduit doit présenter un élargissement progressif jusqu'à la source d'alimentation en air. En aucun cas le conduit ne doit présenter en amont du siège de soupape une section inférieure : un long convergent (dans le sens de l'écoulement) ne présente qu'une perte de charge singulière minime ce qui n'est pas le cas d'un divergent...

— **DES CONDUITS COURTS...** pour favoriser le remplissage à haut régime (pertes de charges minimales), et par conséquent la puissance maxi.

— **DES CONDUITS LONGS...** pour favoriser la souplesse et le couple à bas régime, au détriment de la puissance maxi.

En profitant de l'effet pulsatoire des gaz aux basses vitesses, et en accordant convenablement la longueur du conduit, on peut optimiser le remplissage. A quand les conduits de longueur variable ?

— **UN DISPOSITIF D'ALIMENTATION EN RAPPORT AVEC LE SURCROIT DE DEBIT ATTENDU**

- carburateur (s) plus gros et/ou multiples, éléments de dosage accordés.
- pression d'essence, taille des injecteurs... revus, dans le cas d'une injection mécanique
- durée d'injection, voire taille des injecteurs... revus, dans le cas d'une injection électronique
- qualité (rapport qualité de filtration/perte de charge) du filtre à air si présence indispensable.

— **DES CONDUITS D'ECHAPPEMENT EN RAPPORT AVEC CEUX D'ADMISSION**

Un remplissage optimal ne peut être obtenu que si le cylindre se vide à chaque cycle de la totalité des gaz brûlés. Aussi, à débit (massique) de gaz frais accru, débit de gaz brûlés plus important. Mais l'évacuation des gaz brûlés, très peu denses puisque portés à haute température (2 000° C dans le cylindre), s'effectuant de surcroît sous pression, ne pose guère de problème. L'agrandissement des conduits est beaucoup moins prononcé, leur polissage également, l'augmentation de la levée et de la durée d'ouverture de la soupape faisant le reste...

— **UN DIAGRAMME DE DISTRIBUTION OPTIMISÉ, ET DÉTERMINÉ EN FONCTION DES CARACTÉRISTIQUES MOTEUR DÉSIRÉES...** favorisant le **COUPLE** à bas régime ou la **PUISSANCE** à haut régime.

L'arbre à cames jouant à la fois : sur la section de passage des gaz (par la levée), sur la rapidité d'ouverture des soupapes (important), et bien sûr, sur la durée d'ouverture de celles-ci ; son rôle est fondamental dans la recherche de plus grands débits.

— **UNE RECHERCHE D'ACCORD ACOUSTIQUE ADMISSION/ECHAPPEMENT...** pouvant améliorer le remplissage sur une plage de régime choisie, et (malheureusement) très limitée.

Un accord convenable du collecteur d'échappement (forme et longueurs de tube) en fonction du régime moteur et de la période d'ouverture simultanée des soupapes (croisement), peut, en mettant à profit les mouvements vibratoires des écoulements gazeux, activer ce que l'on appelle le « balayage » : par la dépression qu'ils créent en s'évacuant du cylindre, les gaz brûlés aident à l'aspiration des gaz frais pendant le croisement des soupapes.

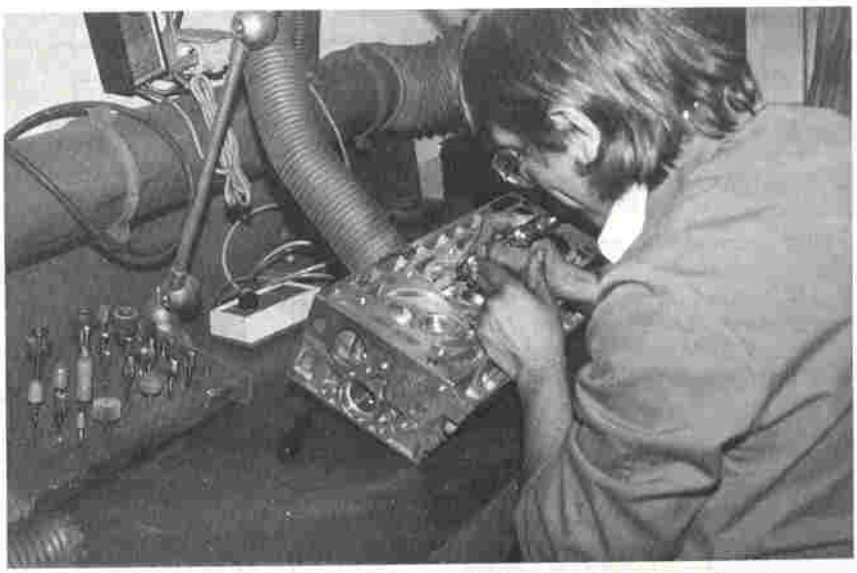
— Parallèlement à tout ce répertoire, on peut aussi envisager des solutions beaucoup plus « pointues » telles :

— **LES CULASSES A 4 SOUPAPES PAR CYLINDRE**

— **LA SURALIMENTATION PAR COMPRESSEUR OU TURBOCOMPRESSEUR...**

Ce tour d'horizon des possibilités d'amélioration du remplissage montre que le travail de préparation dans ce domaine est énorme. Mais il n'y a pas de secret, c'est bien de ce côté que l'on gagnera le maximum de puissance.

Dans un premier temps, nous allons décrire les opérations à effectuer sur un moteur atmosphérique classique, à deux soupapes par cylindre. Au vu de ce qui vient d'être dit, ces opérations concernent essentiellement le travail de la culasse et des tubulures, et comportent une grosse partie de travail « manuel » : c'est la préparation par excellence... telle qu'on la pratiquait il y a 40 ans et plus, qui exige patience, précision, dextérité... Mais si rien ne remplace l'expérience, l'évolution et la diversité des outils mis en œuvre sont à l'origine de bien des soucis en moins ! L'amateur (averti) qui désire pardessus tout se lancer dans une telle entreprise, ne pourra espérer réaliser du premier coup la meilleure culasse qui soit. C'est comme pour un peintre et sa première toile. Ce n'est pas le tout d'agrandir et polir un conduit comme il faut, encore faut-il que tous les conduits (les 4, 6, 8...) soient usinés de manière identique. Pas du tout évident. Aussi rien n'empêchera notre débutant, préparateur plus qu'en herbe, de préserver et d'améliorer ses prestations (et par suite les performances de son moteur) en se lançant dans la préparation d'une seconde, troisième, voire nième culasse ! Mais nous lui conseillons avant toute chose, de se procurer une vielle culasse mise au au rebut, et de la tronçonner dans tous les sens, afin de mesurer de visu les épaisseurs dont on dispose pour l'usinage des conduits ; on localisera ainsi d'autant mieux les zones d'étrangle-



Le meulage des conduits : une opération qui exige précision, dextérité et patience. L'outillage doit être spécifique et comporter en particulier un flexible à entrainement pneumatique ou électrique couplé à un régulateur de vitesse (cas présent), mais également un aspirateur de copeaux (via le tuyau flexible visible ici)... (Préparation Sodemo-Moteurs).

ment prononcé, et cela évitera de déboucher malencontreusement dans un conduit d'eau lors d'un meulage trop optimiste...

Mais ce que nous recommandons surtout, si l'on ne veut pas trop « galérer », c'est d'investir (beaucoup... et c'est cher) dans un matériel spécifique et de qualité, prévu pour ce genre de travail : flexible (s) robuste à entraînement soit pneumatique, soit électrique avec variateur électronique (dans la mesure du possible), fraises de forme (il en existe une quantité inouie), meules, toiles émeri de granulométries diverses, etc... Nous verrons aussi que le travail des sièges de soupape requiert un outillage (très coûteux) constitué de fraises coniques d'angles différents, à centrer sur un guide expansible, ce dernier venant s'ajuster dans le guide de soupape...

Non, ne craquez pas, ce n'est pas le moment. La préparation, bien faite, n'a jamais été bon marché, et il ne faut pas s'étonner que la facture soit salée si vous faites modifier votre culasse chez un préparateur.

1.1 Les conduits de culasse et les soupapes :

A. L'ADMISSION

L'agrandissement des conduits d'admission va dépendre, nous l'avons dit, de la section de passage des gaz à la soupape. Mais comment se définit celle-ci et de combien faut-il l'augmenter ?

*** la section de passage à la soupape :**

La figure 56 montre que cette section correspond à l'enveloppe d'une surface conique (surface quadrillée) définie comme suit :

$$Ss = \pi \times di \times l \times \sin \frac{\alpha}{2}$$

avec :

— α : angle de la portée conique de la soupape (90 ou 120° dans la majorité des cas)

— l : levée de soupape (mm), variant de 0 à l maxi

— di : diamètre intérieur du siège de soupape (mm). On constate donc que le diamètre de la soupape n'intervient pas directement. Naturellement il conditionne la valeur du diamètre intérieur (di) du siège, et nous verrons que pour un même diamètre de soupape, suivant la position et la largeur de la portée soupape/siège, il est possible d'obtenir des diamètres (di) différents.

On remarque en revanche que l'angle α de la portée joue un rôle. Sachant que sinus 45° (90/2) vaut 0,707, que sinus 60° (120/2) vaut 0,866, à diamètre de siège et à levée identiques, on multiplie la section de passage Ss par 1,22 (soit une augmentation de 22 %) uniquement en faisant passer l'angle α de 90 à 120°. Ceci peut paraître à priori très intéressant, mais cette évaluation théorique ne tient pas compte du fait qu'une soupape dont la portée est ouverte à 120° dévie davantage les gaz et crée une perte de charge supplémentaire : on constate en effet un écrasement plus important du flux gazeux sur la tulipe de la soupape, avec un décollement important des filets au niveau du siège.

En définitive, le gain espéré n'est pas du tout significatif, et compte tenu d'autre part qu'un angle de portée trop ouvert centre moins bien la soupape sur son siège (ce qui risque de poser des problèmes d'étanchéité comme de « grillage » dès que les guides de soupape présenteront une légère usure, et notamment lorsque ceux-ci ont été raccourcis) on ne sert pas de cet artifice pour gagner en section de passage. Ce qui explique que sur la majorité des soupapes on adopte un angle de portée de 90°. Il arrive que l'on rencontre chez certains constructeurs des valeurs d'angle intermédiaires.

Pour augmenter efficacement la section Ss, on jouera donc sur le diamètre intérieur du siège et/ou sur la levée de soupape.

*** De combien augmenter Ss ?**

Nous serions tentés de répondre : « le plus possible ». Car tout dépend bien sûr du degré de préparation du moteur, mais aussi des caractéristiques couple-puissance attendues. Des orifices d'admission très larges limiteront

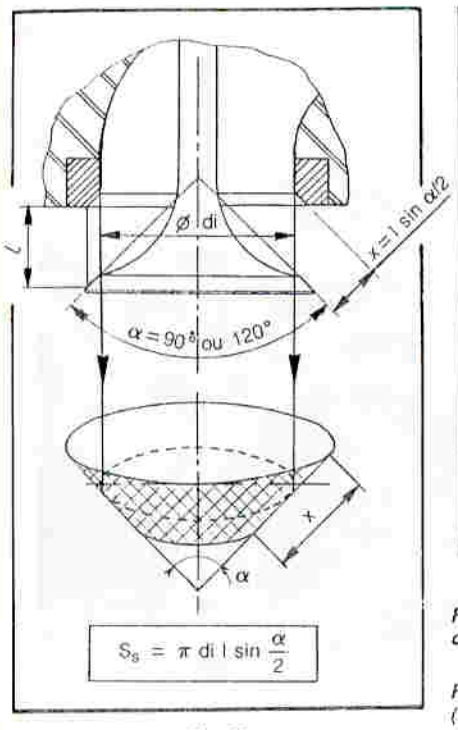


Fig. 56

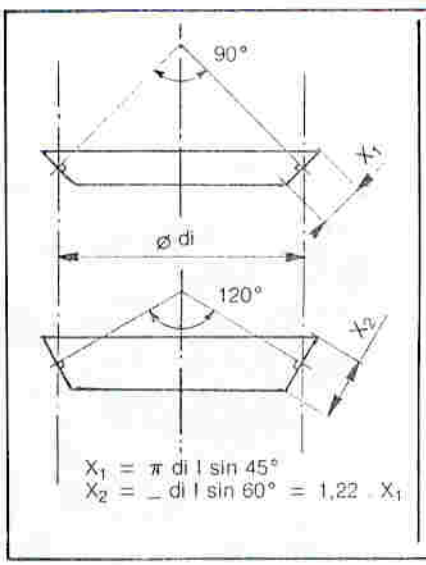


Fig. 57

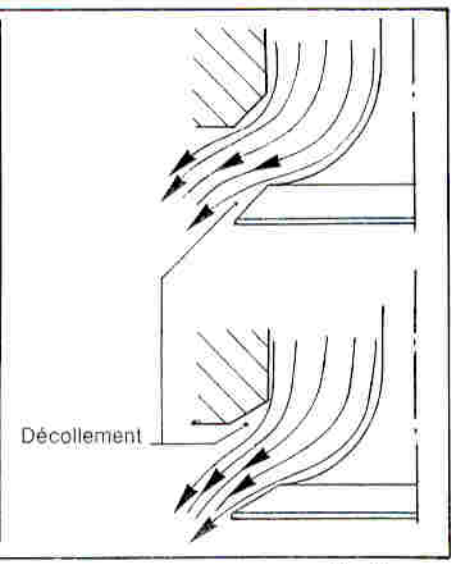


Fig. 58

Fig. 57 et 58 - Un angle de portée de 120° détermine une section de passage supérieure à celle obtenue avec un angle de 90°, mais le décollement des filets du flux sont importants au niveau du siège.

Fig. 56 - La section de passage des gaz à la soupape correspond à l'enveloppe d'un cône (surface quadrillée) : sa valeur dépend du diamètre intérieur du siège (di), de la levée de soupape (l) et de l'angle de la portée conique (α).

la vitesse des gaz, et par conséquent les pertes de charge, et favoriseront la puissance à haut régime ; en revanche à bas régime, la vitesse de gaz sera très faible, ce qui peut nuire à l'homogénité du mélange faute d'une turbulence suffisante, entraînant par suite un mauvais rendement de combustion et donc une baisse de la PME. C'est le problème que rencontrent les moteurs multi-soupapes, mais nous y reviendrons.

D'un autre côté, s'il est vrai que des conduits de petite dimension peuvent améliorer notablement la PME aux basses vitesses, ils amèneront très rapidement l'étranglement du moteur, l'empêcheront de prendre des tours, et limiteront énormément sa puissance pure.

Il n'est pas interdit d'imaginer des conduits, non seulement variable en longueur en fonction du régime, mais aussi en... section, ces deux grandeurs variant en sens inverses !!! En attendant, on recherche avant toute chose à améliorer la « respiration » du moteur là où elle se fait de plus en plus difficile, c'est-à-dire dans les hauts régimes.

Une première approche de calcul consiste, en se fixant un régime de puissance (estimation) et une vitesse de gaz maxi à la soupape (Vsmax), et en supposant un taux de remplissage de 1, à écrire l'égalité des débits entre cylindre et conduit. Nous avons alors :

$$Sp \times Vp = Ss \times Vsmax$$

Ce qui donne pour la section à la soupape :

$$Ss = \frac{Sp \times Vp}{Vsmax}$$

(Sp et Ss en mm², Vp et Vsmax en m/s)

Prenons un exemple : soit un moteur 4 cylindres de 1 773 cm³ de cylindrée, 84 × 80 mm d'alésage × course, développant sa puissance maxi à 5 800 tr/mn; caractéristiques d'admission : diamètre de soupape 40 mm – diamètre intérieur de siège 36,5 mm – levée de soupape 9,5 mm.

— calcul de la section de piston :

$$Sp = \pi \times \frac{(84)^2}{4} = 5542 \text{ mm}^2$$

— calcul de la section de passage à la soupape Ss :

$Ss = \pi \times di \times \sin 45° = \pi \times 36,5 \times 9,5 \times 0,707 = 770 \text{ mm}^2$

— calcul de la vitesse moyenne de piston au régime de 5 800 tr/mn :

$$Vp = \frac{C \times N}{30000} = \frac{80 \times 5800}{30000} = 15,5 \text{ m/s}$$

A titre d'information, nous pouvons à partir de ces données, déterminer la vitesse atteinte par les gaz à la soupape, au régime de 5 800 tr/mn :

$$Vs = \frac{Sp \times Vp}{Ss} = \frac{5542 \times 15,5}{770} = 111,5 \text{ m/s}$$

On atteint déjà, à ce régime relativement bas, la vitesse maximale admissible pour les gaz. Ce moteur respire mal, et on ne peut espérer élever fortement son régime sans ouvrir les « voies d'aspiration ». On envisage de préparer ce moteur pour un régime maxi de 8 000 tr/mn, avec un régime de puissance situé aux alentours de 7 500 tr/mn.

— Calcul de la vitesse moyenne du piston pour ce régime de 7 500 tr/mn :

$$Vp = \frac{80 \times 7500}{30000} = 20 \text{ m/s}$$

Notons au passage que la section Ss d'origine imposerait, pour ce régime, une vitesse de gaz (théorique) de 144 m/s, vitesse toutà fait inacceptable.

— Fixons-nous une vitesse limite Vsmax de 110 m/s, et calculons la nouvelle section Ss (minimale) nécessaire :

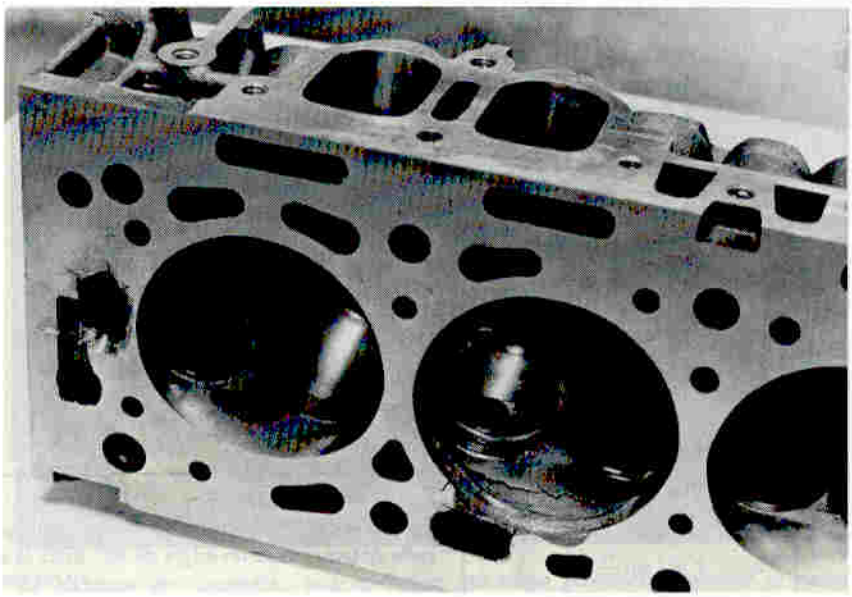
$$Ss = \frac{5542 \times 20}{110} = 1008 \text{ mm}^2$$

1 008 mm² contre 770 au départ, cela représente une augmentation de 30 %. Reste à savoir dorénavant si cette extension est possible. Nous tenons à rappeler au lecteur que cette démarche de calcul reste théorique puisqu'elle considère les conditions favorables d'un remplissage à 100 % du cylindre. Ainsi cette section théorique calculée peut-elle être considérée comme minimale... comme elle peut ne pas être réalisable ! Tout dépend des contraintes géométriques imposées par la conception même de la culasse :

La taille de la chambre de combustion permet-elle de loger des soupapes de diamètre suffisant ? Il ne faut pas perdre de vue que les orifices d'échappement demanderont eux aussi à être agrandis. Et il est bon dans le cas de chambres plates type « baignoire » avec soupapes en ligne, de se ménager un espace mini d'1,5 mm entre logements de siège pour éviter tout risque de fissure. Dans le cas de fort réalésage, il est possible d'élargir la chambre afin de disposer de plus d'espace pour loger des grosses soupapes. Mais on est tenu par la distance entre guides... encore que certains préparateurs n'hésitent pas à déplacer les guides de soupape par rebouchage des logements d'origine et réusinage de nouveaux logements (ceci n'étant possible que pour des culasses en alliage d'aluminium), aussi nous ne saurions inciter le lecteur à suivre cette voie... parsemée d'embûches.

Les culasses à chambre hémisphérique (soupapes en V), à condition que la bougie ne se soit pas située au centre, possèdent cet avantage, entre bien d'autres, de disposer de plus d'espace pour les soupapes. Si l'angle formé par le V des soupapes est très important (chambre profonde), il faut néanmoins prendre garde au risque de « chevauchement » possible des soupapes pendant la période d'ouverture simultanée.

D'autre part, l'épaisseur des conduits, non toujours constante (tolérances de



On est allé un peu trop loin sur ce moteur de 205 GTI. Sur cette culasse définitivement mise au rebut, des trous percés dans les conduits et chapelles montrent qu'il ne reste vraiment plus beaucoup d'épaisseur de matière entre conduits et passages d'eau.

fonderie), autorise-t-elle un élargissement en rapport avec l'orifice du siège de soupape ? Rappelons-nous qu'à partir de ce dernier le conduit doit être élargi progressivement, et qu'il n'est pas bon d'avoir par exemple un diamètre intérieur de siège de 40 mm si par ailleurs, pour des problèmes de matière, le conduit ne peut pas être alésé à certains endroits à plus de 38.

Ces contraintes envisagées, trois possibilités nous sont offertes pour augmenter la section Ss :
— agrandir le diamètre di,
— augmenter la levée de soupape,
— jouer à la fois sur di et la levée.

*** Accroître la levée de soupapes :**

C'est une solution simple et alléchante, puisque de toute manière toute préparation digne de ce nom passe par un changement d'arbre à cames ou une modification de celui d'origine. Mais bien qu'elle paraisse intéressante par le simple fait qu'elle évite d'avoir à monter de grosses soupapes, ce qui permet, tout en simplifiant notoirement le travail de la culasse, de conserver des soupapes plus légères, cette solution utilisée seule ne peut satisfaire de fortes augmentations de section de passage.

Reprenons notre exemple. Il nous faut obtenir une section minimale de 1 008 mm². Si l'on conserve le diamètre de siège d'origine, la levée de soupape devrait atteindre la valeur suivante :

$$l = \frac{Ss}{\pi \times di \times \sin 45^\circ} = \frac{1008}{\pi \times 36{,}5 \times 0{,}707} = 12{,}5 \text{ mm}$$

Tout au plus, si l'on élargissait le siège de 36,5 mm à la valeur optimale de 38 mm (sans changer de soupapes, voir encadré « Travail des sièges et des soupapes »), il nous faudrait encore une levée de 12 mm.

Ces valeurs sont trop élevées. Et ce pour plusieurs raisons. La première est que l'expérience prouve qu'il ne sert à rien, du point de vue section de passage et perte de charge, de trop ouvrir la soupape. Si effectivement la section de passage réelle des gaz croît au départ proportionnellement à la levée, on constate que lorsque cette dernière dépasse le quart du diamètre du siège (di/4), la section de passage n'augmente pratiquement plus. Cela vient du fait que l'« épaisseur » du flux gazeux dévié par la tête de soupape a atteint sa valeur maximale, imposée par l'orifice du siège qui devient alors le facteur prédominant. Le cœfficient de débit chute (voir encadré « Culasse et soufflerie »). Il convient alors de se fixer une limite pour la levée de soupape, et les tests de perméabilité de la culasse en soufflerie renseignent précieusement à ce sujet.

En général, on considère :

$l \text{ maxi} \approx 0{,}25 \times di$.

Dans notre exemple, nous obtiendrons 0,34, dans le meilleur des cas 0,315.

Les autres raisons de ne pas tendre vers des levées exagérées sont d'ordre dynamique. Nous avons vu au chapitre traitant de l'augmentation du régime et de l'amélioration du mécanisme de fermeture des soupapes qu'une levée importante était un facteur d'affolement. Pour que la soupape s'ouvre le plus rapidement possible, il faut lui imprimer une (très) forte accélération ; ceci implique, si la levée est importante, une vitesse de soupape très élevée juste avant la pleine ouverture ; la décélération n'en sera donc que plus forte, et les risques d'affolement accrus. Pour combattre celui-ci, on aboutit alors sur des ressorts excessivement raides, d'autant plus coûteux en énergie, qu'ils seront, à cause de la levée importante, fortement comprimés.

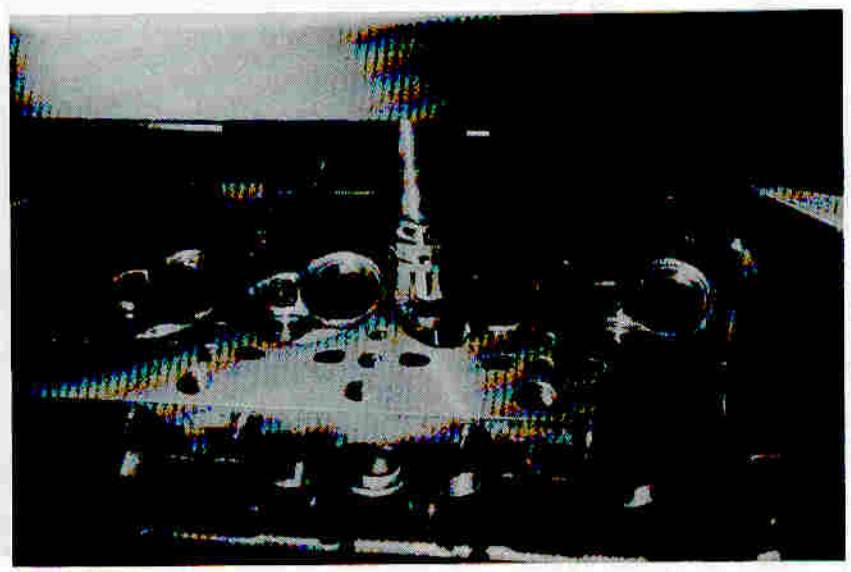
Enfin, on ne peut augmenter inconsidérément la levée sous peine d'accrochage inévitable et malheureux entre piston et soupapes, à moins de prévoir dans le piston des encoches exagérément profondes qui l'affaiblirait par trop...

*** Elargir le siège avec ou sans changement des soupapes :**

Nous renvoyons ici le lecteur aux illustrations se rapportant à l'encadré traitant du « Travail des sièges et des soupapes ». Dans le cadre d'une préparation peu poussée ou lorsqu'on n'a pas, pour diverses raisons, la possibilité de monter de grosses soupapes, on peut presque toujours, en conservant les soupapes d'origine donc, augmenter sensiblement le diamètre intérieur du siège.

Le diamètre di dépend bien sûr de la dimension de la soupape, mais également de la largeur de la portée. Plus cette dernière est importante et plus cela revient à réduire l'ouverture du siège, donc la section de passage. Une portée décalée sur la soupape vers le plus petit diamètre a aussi les mêmes conséquences.

Pour bénéficier du diamètre de siège optimal (pour un diamètre de tête de soupape donnée), l'idée consiste :
— d'une part à déplacer la portée de soupape le plus possible vers la tête (côté du plus grand diamètre), ce qui, autrement dit, revient à « enfoncer » au maximum la soupape sur son siège ;
— d'autre part à réduire le plus possible la largeur de la portée, ce qui améliorera en outre l'étanchéité puisqu'à surface de contact réduite pression plus forte ; toutefois, et afin de ne pas trop entraver le transfert des calories de la soupape au siège, ce qui risquerait de griller la portée, la largeur de celle-ci ne devra pas descendre au-dessous de 1 mm, une largeur de 1,5 mm étant à considérer comme un maximum ; à noter qu'en terme de surface et de transfert de chaleur,



Le fraisage des sièges de soupape (cônes d'angle variable) peut s'effectuer manuellement à l'aide d'un outillage spécifique, ou, comme ici, sur machine entièrement automatisée.

le fait d'augmenter le périmètre de la portée (puisque déplacée sur un diamètre supérieur) contrebalance en partie la diminution de largeur.

Par ce procédé, on peut gagner sur le diamètre di de 1 à 2 mm. En effet, si sur les culasses de série le diamètre du siège correspond à peu près à celui de la tête de soupape diminué de 3 à 3,5 mm, une bonne préparation peut ramener ces chiffres à 1,8 voire 1,4 mm, à condition que l'épaisseur du siège soit encore suffisante pour empêcher toute fissuration sous l'action de la chaleur.

Lorsque l'on monte des soupapes plus grosses, on en profite généralement pour monter des sièges en bronze fritté spécial, qui amortissent mieux les rebondissements éventuels des soupapes à la fermeture. Ils sont également moins sensibles à la dilatation que les sièges en fonte. Si réellement, le problème d'épaisseur se pose, on peut en revanche procéder à un fraisage conique du siège (de 60 à 75°) qui améliorera, faute de pouvoir bénéficier du plus grand orifice possible, l'écoulement du flux gazeux.

Evidemment, on ne peut s'attendre, par cet unique travail du siège, à des gains importants 5 % en moyenne, guère plus. Seul un changement de soupapes permettra d'obtenir (beaucoup) mieux.

C'est le cas de notre exemple qui exige, rappelons-le, un gain de 30 %.

Calculons dès lors, en conservant dans un premier temps la levée d'origine (9,5 mm), le diamètre de soupape requis pour atteindre la section Ss désirée :

$$di = \frac{Ss}{\pi \times l \times \sin 45^\circ} = \frac{1008}{\pi \times 9{,}5 \times 0{,}707} = 47{,}8 \text{ mm}$$

D'après ce que nous venons de voir, cette dimension de siège correspondrait à une soupape de 50 mm de diamètre, ce qui est pour le moins énorme, compte tenu de la cylindrée du moteur et de l'alésage de 84 mm. Il y a de fortes chances que la taille de la chambre ne permette pas le montage de telles soupapes, de surcroît très (trop) lourdes. Car, dans le choix du dimensionnement des soupapes, il ne faut pas perdre de vue cette notion de poids qui, concernant les soupapes pénalise les accélérations du moteur et augmente les probabilités d'affolement.

Ici, il convient d'établir encore le meilleur compromis possible entre espace disponible dans la chambre, possibilités d'agrandissement du conduit (diamètre maximal d'entrée), poids de la soupape, et enfin... levée de celle-ci.

Revenons à notre exemple, et fixons-nous, pour des questions de poids ou de géométrie, un diamètre maxi de soupape de 45 mm. Un travail approprié du siège comme décrit précédemment nous permet de tabler sur un diamètre di de 43 mm. Calculons dans ces conditions la levée de soupape idéale :

$$l = \frac{1008}{\pi \times 43 \times 0{,}707} = 10{,}55 \text{ mm}$$

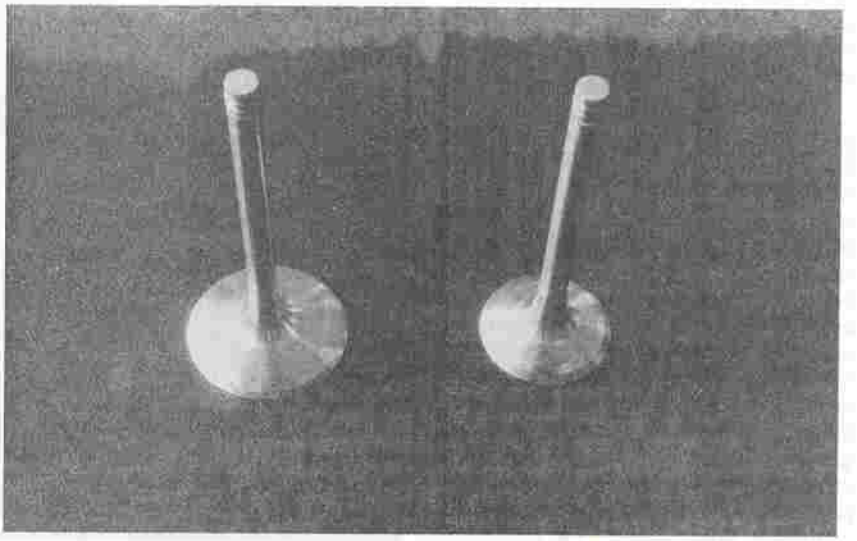
Cette valeur apparaît tout à fait convenable puisqu'elle correspond à un rapport l/di de 0,245. De plus, le surcroît de levée par rapport à l'origine n'étant que d'1 mm, il peut être obtenu par un retaillage de l'arbre à cames. Nous reviendrons ultérieurement sur ce sujet.

Signalons quand même pour conclure sur ce thème, que la démarche que nous venons de décrire quant au choix des dimensionnements correspond grosso modo à celle que font les préparateurs, étant entendu que l'amateur, n'ayant certes pas la possibilité de faire fabriquer un arbre à cames sur demande, restera tributaire de ce qu'il trouvera sur le marché. Ainsi la levée de soupape deviendra-t-elle une donnée de départ, et il se peut fort que le préparateur de l'arbre à cames concerné, propose en accompagnement les soupapes qu'il convient de monter...

B. L'ECHAPPEMENT :

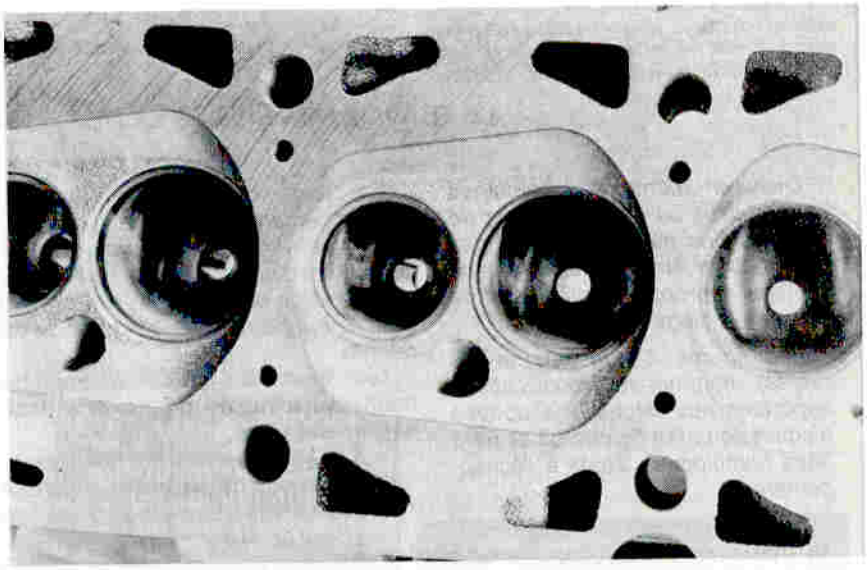
Contrairement au gaz frais, et nous avons eu l'occasion de le souligner, les gaz brûlés s'évacuent du cylindre sous pression (pression résiduelle de fin de détente), avec une énergie cinétique très importante. Si le remplissage du cylindre est un réel problème, la vidange de celui-ci l'est beaucoup moins. Mais il est logique que si l'on augmente le débit massique des gaz à l'admission, il faille s'attendre à un débit de gaz brûlés accru. La section de passage à la soupape d'échappement doit elle aussi être agrandie, sous peine d'enregistrer une contre-pression à l'échappement nuisible au rendement et à l'introduction des gaz frais. Dans ce domaine on compte beaucoup sur l'expérience qui montre qu'à levée de soupape identique, le rapport diamètre de soupape d'admission sur diamètre de soupape d'échappement se situe aux alentours de 1,2. Soit par exemple un diamètre de 37,5 mm à l'échappement pour 45 mm à l'admission.

Par le fort rétrécissement qu'il rencontre au passage de la soupape (perte de charge importante) l'écoulement des gaz brûlés est davantage sensible à la levée de soupape. Les paramètres diamètre et levée de la soupape d'échappement dépendront de la meilleure gestion possible que l'on fera de l'espace disponible dans la chambre de combustion, gestion favorisant en premier lieu l'orifice d'admission. Le travail des sièges demeure identique à celui décrit pour l'admission (voir encadré correspondant). Simplement les soupapes d'échappement fonctionnant à une température très élevée, pour diffuser efficacement les calories de la tête de soupape à la culasse, la portée soupape-siège ne devrait pas descendre en dessous d'1,5 mm, des valeurs d'1,8 à 2 mm étant recommandées.



Pour améliorer l'écoulement des gaz, la tulipe de ces soupapes d'admission et d'échappement a été entièrement réusinée et polie (voir également schémas du texte).

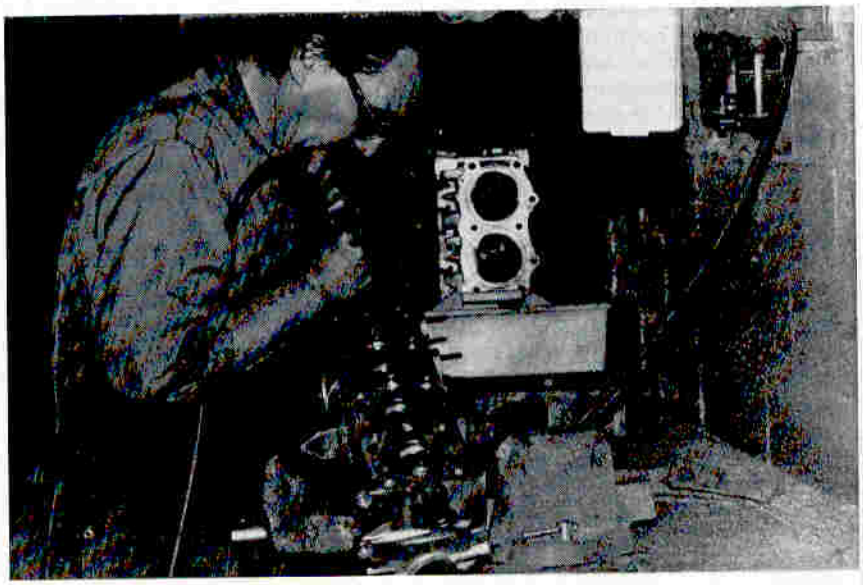
On remarquera qu'à ce sujet, la tête de la soupape d'échappement est nettement plus massive que celle d'admission, la forme tulipée étant beaucoup moins évasée ; cela lui permet d'emmagasiner davantage de calories et de mieux les diffuser vers la queue de soupape. Par conséquent il est tout à fait inutile et déconseillé de vouloir modifier la tulipe dans le but de l'alléger (une tulipe plus évasée n'améliorant en rien, bien au contraire, l'écoulement des gaz). Les (très coûteuses) soupapes creuses remplies de sels de sodium présentent le double avantage de très bien refroidir et d'être bien souvent plus légères.



Vue montrant clairement le travail (difficile) effectué sur les chapelles d'admission et d'échappement : meulage et polissage, réduction de la longueur des guides de soupape, amincissement des sièges et diminution de la largeur des portées.

C. LE TRAVAIL DES CONDUITS :

Il va falloir ici jouer de la meule avec la meilleure application qui soit. C'est le plus gros travail de la culasse, d'autant plus long et fastidieux que le travail d'usinage doit être impérativement complété par un sérieux polissage. La plupart des culasses modernes se présentent désormais avec des conduits d'admission et d'échappement individuels (un conduit propre à chacune des soupapes), disposés le plus souvent de chaque côté de la culasse (admission d'un côté, échappement de l'autre) ; une configuration performante, à laquelle s'associe généralement des chambres de combustion hémisphériques. Dans ce cas de figure l'usinage des conduits s'en trouve facilité – tout est relatif – et les possibilités d'agrandissement sont généralement élevées. La tâche est plus ardue pour les culasses qui aspirent et refoulent du même côté. Les épaisseurs de matière entre canaux limitent la capacité d'élargissement ; il faut y songer lors de la détermination dud diamètre des soupapes. De plus, la diminution de ces épaisseurs contribuera à un plus grand échauffement des gaz frais par les gaz brûlés, ce qui va dans le sens opposé à un bon remplissage. Une telle configuration ne peut permettre d'atteindre des puissances spécifiques élevées. A fortiori, il en va de même pour les (anciennes) culasses dont les conduits d'admission se dédoublent à l'intérieur ; ainsi par exemple, sur un 4 cylindres, il n'y a que deux orifices d'entrée pour l'admission. Non seulement les courbures internes, la section non constante (dédoublement) de ces conduits siamois créent d'importantes pertes de charge, et compliquent sérieusement le travail de meulage, mais plus gênant encore, et nous aurons l'occasion d'y revenir lors de l'étude des tubulures, les flux d'admission se contrarient mutuellement entre chaque cylindre ainsi réunis. En effet, si l'on reprend l'exemple du 4 cylindres dont l'ordre d'allumage classique est 1-3-4-2, on peut constater que le cylindre n° 2 (ou 3) n'a pas encore terminé sa phase admission (piston au PMB), que le n° 1 (ou 4) commence à admettre à son tour (piston au PMH, ouverture simultanée des soupapes) ; le flux de gaz qui alimente le cylindre 2 se voit donc dévié en partie vers le 1 pendant la période correspondant à l'angle AOA ; de même, lorsque le piston 1 descendra pour admettre à son tour, le cylindre 2 n'aura pas terminé sa phase admission (période de RFA) ; ce chevauchement des flux en phase AOA et RFA ne peut permettre un remplissage optimal des cylindres, sans compter que les cylindres d'un même groupe ne pourront être remplis de façon identique.



Culasse de Golf GTI en cours de préparation dite « routière » dans les Ets Beauzon. Sur bon nombre de culasses de série, il existe de la matière à ôter au niveau du raccordement chapelle-siège si l'on désire améliorer sensiblement la « fluidité » du conduit.

LE TRAVAIL DES SIEGES ET DES SOUPAPES

Que l'on monte des soupapes plus grosses ou non, la section de passage ainsi que l'écoulement des gaz peuvent être optimisés par un usinage approprié et minutieux de l'ensemble siège-soupape.

Les figures 59 (avant) et 60 (après) montrent les modifications apportées aux sièges et soupapes d'admission ; les figures 63 et 64 à leurs homologues situés à l'échappement.

Le travail consiste à « descendre » au maximum la soupape sur son siège. Les opérations à effectuer sur ce dernier sont les suivantes :

- *(0) : si l'épaisseur du siège le permet, alésage cylindrique au diamètre maxi,*
- *1 : fraisage conique à l'angle de la soupape (90 ou 120°) jusqu'à obtenir un diamètre D* pratiquement égal au diamètre de la tête de soupape (D),*
- *2 : fraisage conique d'angle plus faible (55 à 75°) jusqu'à laisser une largeur de portée de 1 à 1,5 mm à l'admission, 1,5 à 2 mm côté échappement.*

Le fait de réduire de façon importante la portée et de déplacer celle-ci au maximum vers le sommet de la tête de soupape, permet dans le même temps, en ce qui concerne l'admission, de retravailler la tulipe de la soupape, notamment en amincissant celle-ci et en « cassant » l'angle de raccordement entre la forme tulipée et la portée conique ; l'écoulement des filets de gaz en sera amélioré, par un moindre décollement autour de la tête de soupape. Ces opérations seront de préférence exécutées sur un tour, et menées parallèlement au travail d'allègement ; elles seront suivies d'un polissage de toute la zone tulipée. Il est également possible, mais ceci est à réserver essentiellement pour des soupapes spéciales dont la résistance mécanique est très élevée (acier au nickel-chrome-molybdène ou encore titane), toujours dans le but d'améliorer l'écoulement par réduction des pertes de charge, d'amincir sensiblement la queue de soupape sur sa partie non guidée.

En ce qui concerne les soupapes d'échappement, l'écoulement des gaz se faisant en sens inverse, on se contentera d'arrondir l'arête du sommet de tête et de polir la tulipe simplement dans le but de retarder la formation de dépôts.

Les figures 67 et 68 illustrent de mauvais exemples de contact entre soupape et siège :

- *67 : soupape trop enfoncée, perte en section de passage, et surtout risque important de grillage du siège.*
- *68 : portée de soupape trop « basse », mauvais transfert des calories, perte importante en section de passage des gaz.*

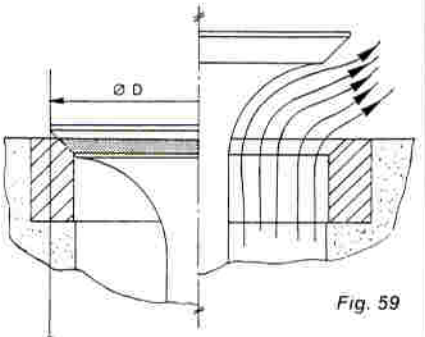


Fig. 59

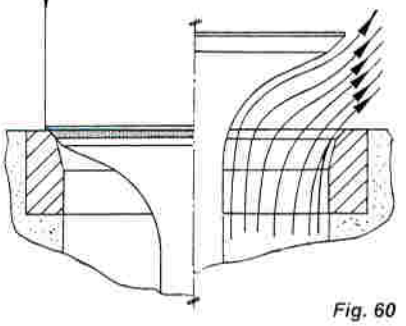


Fig. 60

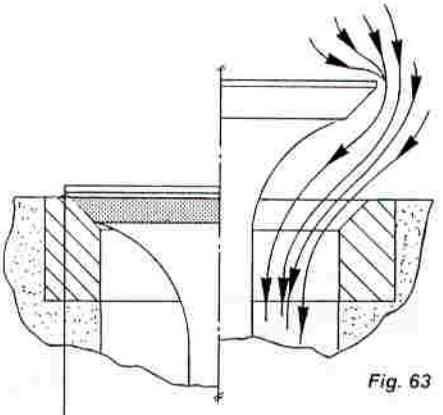


Fig. 63

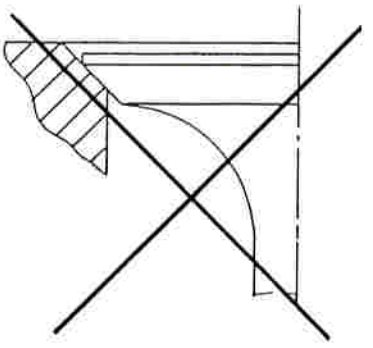


Fig. 67

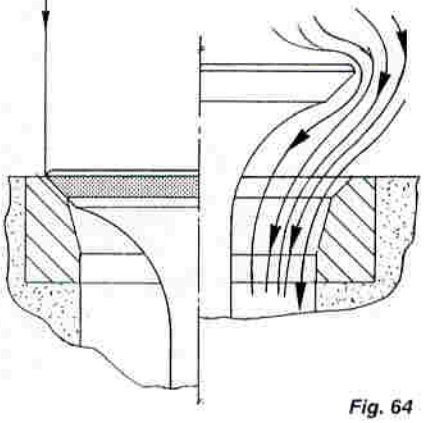


Fig. 64

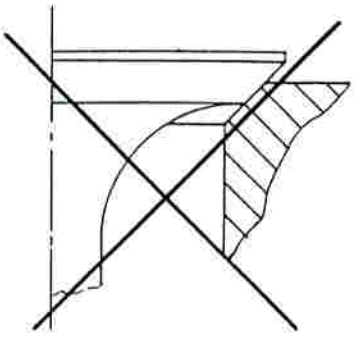
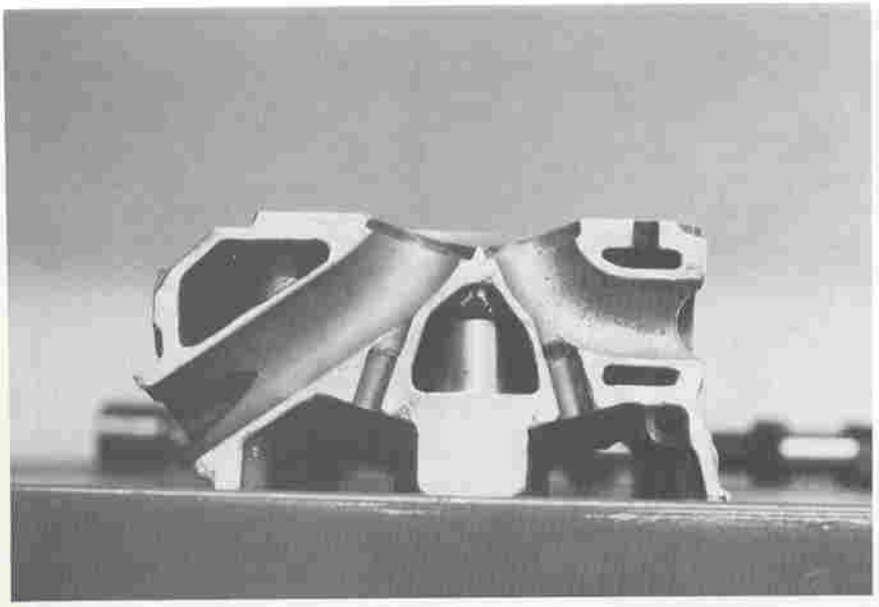
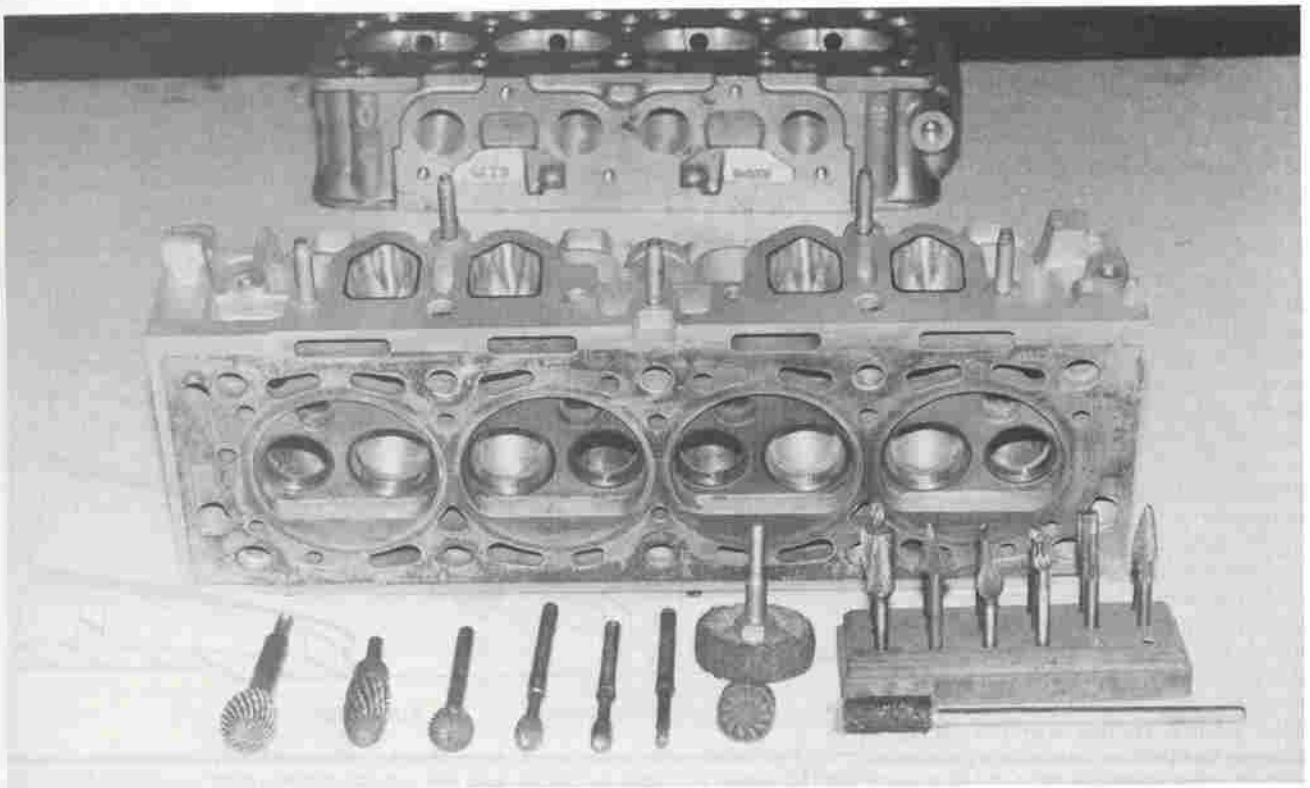


Fig. 68

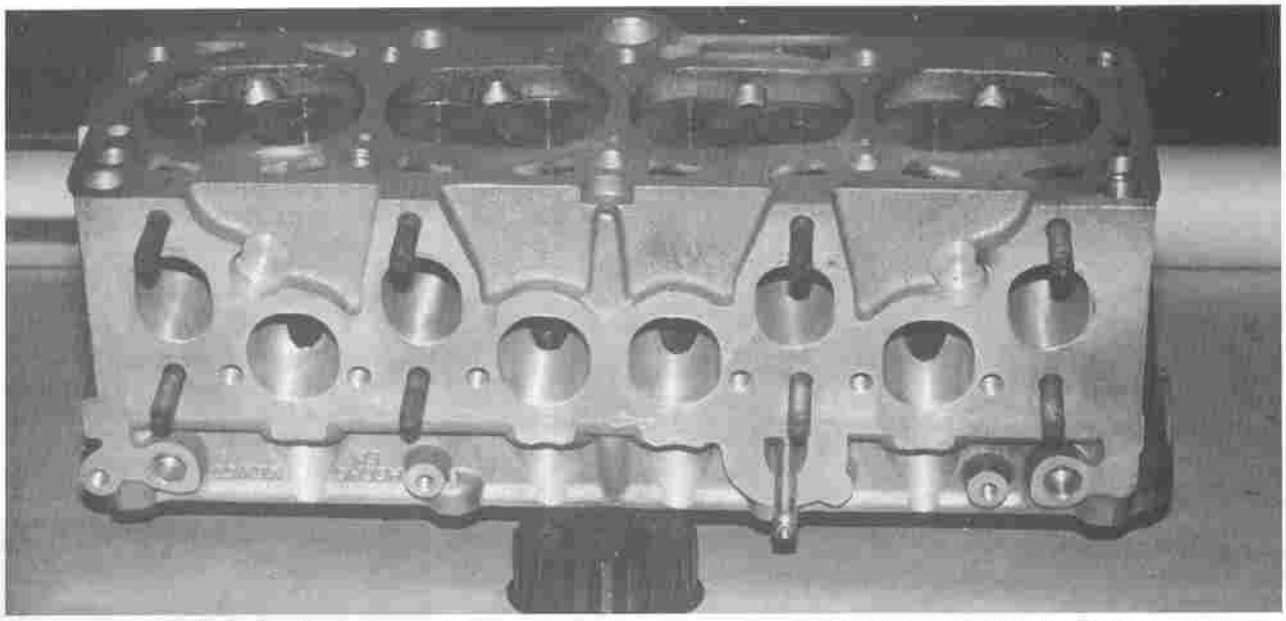


Le tronçonnage d'une culasse mise au rebut permet de connaître avec précision quelles sont les épaisseurs dont on dispose pour l'usinage des conduits (Ford Cosworth ici).

Fraises coniques d'angle variable, centreurs de guide expansibles, un outillage précieux (et coûteux) nécessaire au fraisage des sièges de soupapes.



Les préparateurs disposent d'un assortiment très varié de fraises et meules de toutes sortes, ainsi que de quelques outils « maison ».



Important mais pas évident... obtenir des conduits meulés et polis rigoureusement semblables. (Culasse Golf GTI, préparation Bodard).

A une certaine époque, beaucoup moins aujourd'hui étant donné la meilleure conception des culasses, quelques préparateurs aimaient à se lancer dans des transformations « pas possibles » visant à individualiser chaque conduit d'admission. La méthode : aléser dans l'axe de chacune des soupapes d'admission de faux conduits, quitte bien sûr à déboucher dans les passages d'eau et dans les anciens conduits, dans chacun desquels on emmanche et soude (ou colle) un tube, tubes pouvant dans le même temps faire office de tubulure d'admission. Une telle opération (aventure) ne manque pas de soulever de sérieux problèmes d'étanchéité, notamment au niveau du raccordement avec le reste de l'ancien conduit.

Mais quelle que soit la disposition des conduits, le travail de meulage sera mené de la même manière. Une fois le diamètre intérieur des sièges déterminé, l'idéal consiste à obtenir, à partir de ce diamètre, des conduits les plus constants possibles en section. D'après ce que nous avons vu à propos des pertes de charge, un convergent est préférable à un divergent de même angle. Ainsi côté échappement, on essaiera de définir un canal parfaitement cylindrique (ou constant en section s'il n'a pas une forme circulaire), à la limite très peu divergent. En revanche, côté admission, on pourra élargir progressivement le conduit à partir du siège jusqu'à l'orifice d'entrée de la culasse, de manière à ce que ce dernier s'adapte parfaitement à la tubulure d'admission. Essentiellement dans le cas d'une alimentation par carburateurs (nous considérons ici le cas idéal d'un corps de carburateur par cylindre), la forme du convergent à réaliser dépendra des dimensions du siège, du corps de carburateur (voir chapitre « Carburateur ») et la longueur de la tubulure d'admission si celle-ci est également conique intérieurement.

Tubulure d'admission et conduit de culasse devront donc si possible adopter une forme légèrement conique, pour former depuis le carburateur jusqu'à la soupape un convergent régulier.

Le problème se pose de la même manière dans le cas d'une injection de type mécanique, où l'on est tributaire du diamètre imposé par les orifices de la commande par guillotine. Dans le cas d'injections type Bosch K ou L-Jetronic, il suffit simplement d'élargir et d'adapter les conduits du collecteur d'alimentation d'origine (sur lesquels sont placés les injecteurs) aux orifices d'entrée de culasse.

La figure 69 illustre le genre de travail à effectuer sur des conduits individuels. Pour faciliter les opérations d'usinage et de meulage, la culasse sera nécessairement déshabillée de ses guides de soupape (par chauffage léger des logements au chalumeau), guides que l'on remplacera bien sûr par des neufs, et si possible en bronze fritté.

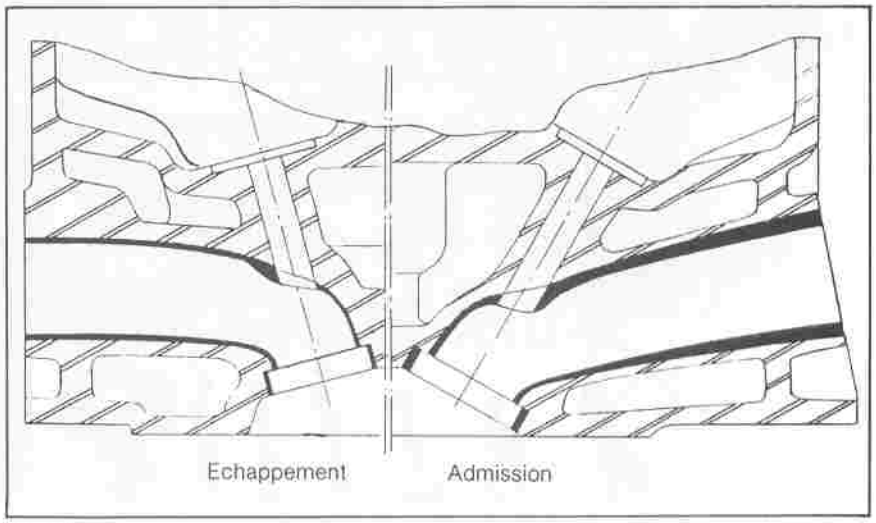


Fig. 69 :
Agrandissement des conduits de culasse et des logements de siège pour le montage de soupapes plus grosses.

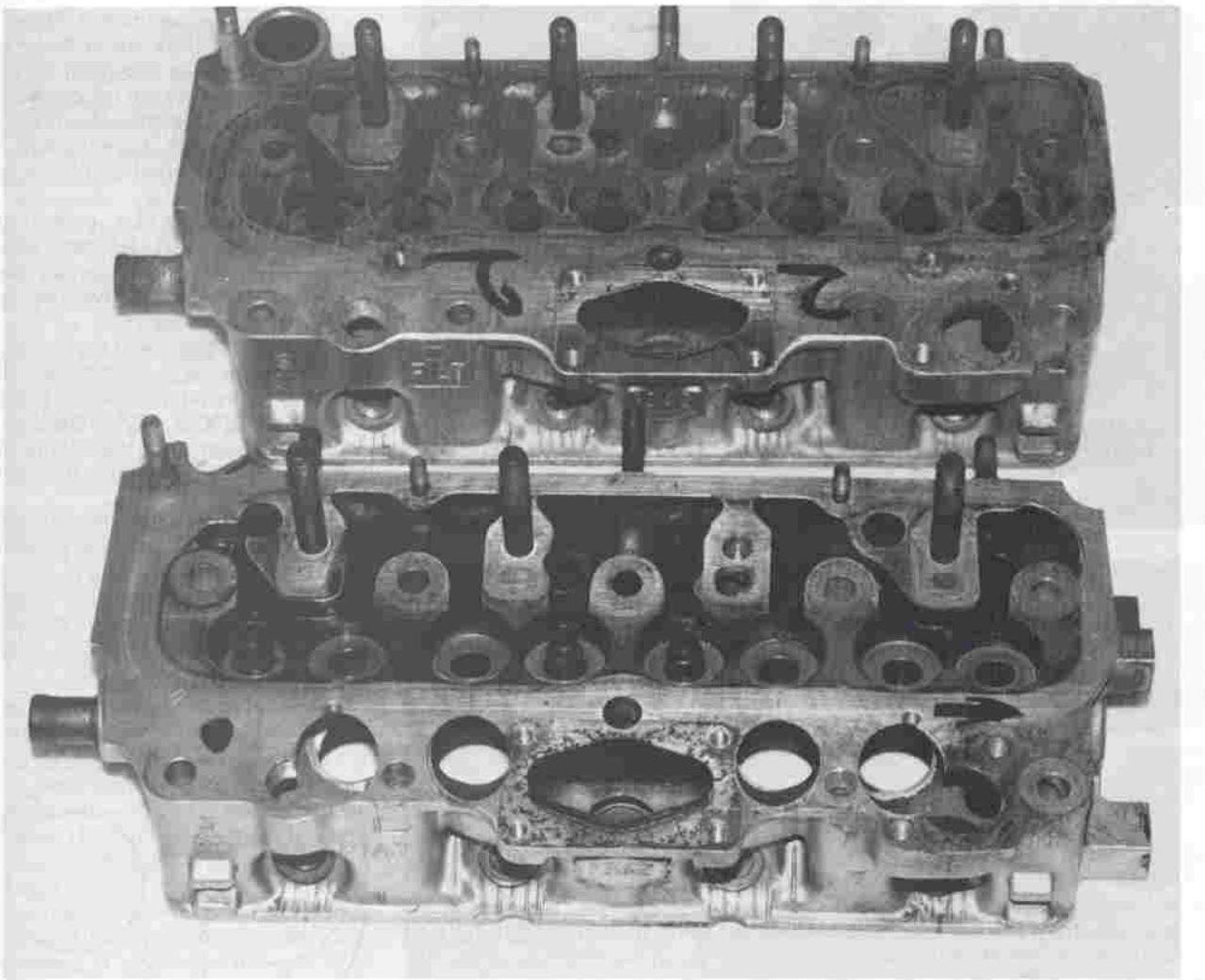
Les orifices d'entrée de culasse pourront, s'ils sont circulaires, être fraisés cylindriquement (sur une distance de 5 mm environ) à la cote définitive, ce qui servira de point de départ pour le meulage manuel ; si les orifices ont une forme quelconque, un marquage au feutre de l'épaisseur à retirer servira de repère.

Ensuite « yapuka ». Fixer la culasse de préférence sur un support orientable, raccorder le flexible sur la source d'air comprimé, sortir la panoplie de fraises et de meules, et manipuler le tout avec fermeté, précision, habileté. « Ça c'est de la préparation coco ».

Là où débouche le guide, le bossage sera complètement meulé ou tout au moins aplani au maximum, surtout côté admission.

Toujours de ce côté, la partie du guide faisant saillie à l'intérieur du conduit sera supprimée afin d'améliorer l'écoulement gazeux (le guide sera en partie raccourci avant conduit une fois en place). Il n'est pas du tout conseillé de raccourcir trop le guide des soupapes d'échappement, pour les raisons de transfert de chaleur évoquées plus avant.

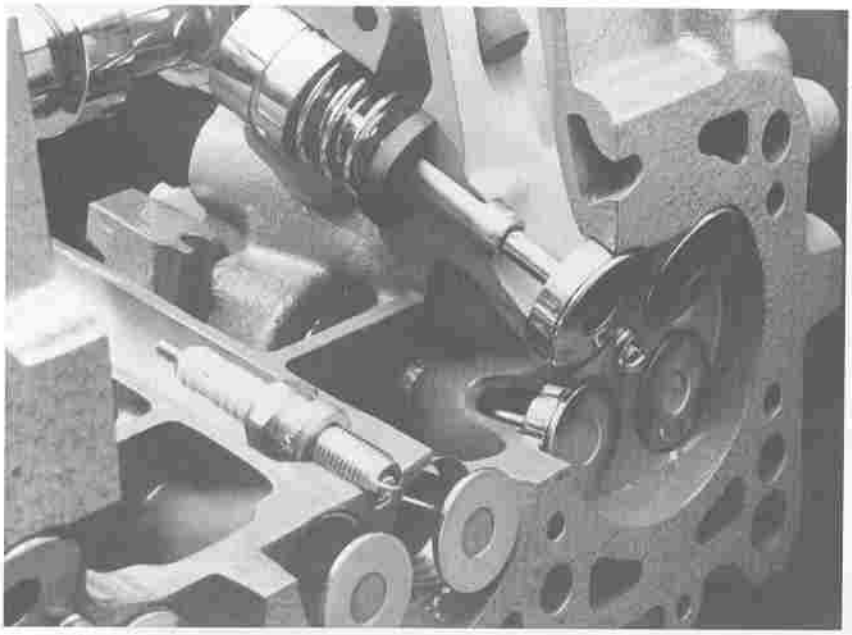
L'ébauche de meulage terminée pour tous les conduits, on polira (au miroir) ceux d'admission. On pourra user un peu moins d'huile de coude en ce qui concerne les échappements.



En haut : une culasse d'Autobianchi A112 Abarth de série, facilement reconnaissable à son unique orifice d'admission ovoïde (les 4 conduits se divisant à l'intérieur de la culasse, solution des plus médiocres quant à la qualité du remplissage). En bas : une culasse du même modèle sur laquelle on distingue 4 canaux d'admission individuels en cours de réalisation. Dans les 4 trous percés seront soudés des tuyaux en aluminium faisant à la fois office de conduits et de pipes d'admission pour la fixation des carburateurs. (Préparation Brunetti).

1-2 Les culasses multi-soupapes :

1912 : Peugeot invente la distribution à 4 soupapes en tête par cylindre, 2 pour l'admission, 2 pour l'échappement, commandées par 2 arbres à cames en tête, et applique cette technique à un 4 cylindres de 7,6 litres... alors que la concurrence tourne encore, sinon avec des soupapes d'admission « automatiques » (non commandées), avec des soupapes latérales.



L'année suivante, Peugeot et sa petite « 16 soupapes » de 3 litres développant 90 ch à 2 900 tr/mn, remporte la Coupe de l'Auto. Il est dès lors très vite copié par les constructeurs du monde entier, dont Mercedes qui, sur sa voiture de GP dotée d'un 4 cylindres de 4,5 litres coiffé d'une culasse à 4 soupapes et 3 bougies (!!!) par cylindre (115 ch à 2800 tr/mn), rafle quelques prestigieuses courses : le GP de l'ACF en 1914, les 500 Miles d'Indianapolis en 1915, ou encore la Targa Florio en 1922.

Non, les culasses « 4 soupapes » ne datent pas d'hier, et ne descendent certainement pas du pays du soleil levant, même si aujourd'hui, on peut dire que les nippons ont largement contribué au développement et à la prolifération de ces culasses sur les modèles sportifs. Les « GTI 16 soupapes » ne se comptent plus... Et maintenant que la technique de la suralimentation par compresseur n'a plus le droit de cité en Formule 1, les motoristes sont conduits à concevoir des culasses à 5 soupapes (3 pour l'admission, 2 pour l'échappement) sur les nouveaux atmosphériques (culasses Yamaha pour moteur V8 par exemple). En attendant plus peut-être ?

On a en tout cas vu plus fort. Notamment en moto, chez Honda, avec un 4 cylindres en V de 500 cm³ à 32 soupapes. Oui, oui, vous avez bien lu : 8 soupapes par cylindre, autant pour l'admission que pour l'échappement, réparties dans une chambre ovale (ou plus exactement oblongue), sur un cylindre de forme semblable. La puissance de cet original atmosphérique, pour lequel la course des pistons ne dépassait pas 36 mm, culminait à 135 ch au régime de 19 500 tr/mn. Soit une puissance spécifique de 270 ch au litre !.

*** La philosophie « multi-soupapes » :**

Un moteur atmosphérique a l'avantage, par rapport à un moteur turbocompressé de pouvoir disposer d'un rapport volumétrique élevé (tout au moins optimal en fonction du carburant utilisé), ce qui est un gage de bon rendement quel que soit le régime d'utilisation. En revanche, moins bien rempli, il doit chercher sa puissance par le régime plutôt que par le couple. Aussi, pour atteindre de hauts régimes, pas de secret :

— Il faut une course courte, afin de maintenir les vitesses moyennes de piston dans les normes,
— Il faut une perméabilité de culasse la meilleure possible, c'est-à-dire des voies d'aspiration larges et bien conçues, pour garder une vitesse maxi de gaz compatible avec les régimes recherchés, et ainsi repousser le phénomène d'« étranglement »,
— Enfin il faut une distribution fidèle, qui ne risque pas l'affolement.

Or, on remarque aisément que :

— Pour un alésage donné, deux petites soupapes donne une section de passage des gaz nettement plus importante qu'une seule, plus grosse (voir exemple fig. 70).
— Pour une cylindrée unitaire donnée, on a tout intérêt, dans le but d'augmenter la dimension et/ou le nombre des soupapes dans la chambre, à favoriser la dimension de l'alésage au détriment de celle de la course, ce qui est compatible avec l'augmentation de régime recherchée (la vitesse moyenne des pistons étant proportionnelle à leur course).
— Des soupapes plus petites, par conséquent plus légères, offrent moins d'inertie et acceptent donc des fréquences d'ouverture plus élevées, il s'en suit :

• une limite d'affolement repoussée,
• une possibilité d'adopter des diagrammes de levée plus efficaces, présentant de plus fortes accélérations à la levée, ainsi que des fermetures très rapides (risques de rebondissement également amoindris).

Ainsi sur les moteurs multi-soupapes, c'est tout l'ensemble soupape-poussoir-coupelle-ressorts (la raideur de ces derniers se voyant elle aussi diminuée) qui devient plus léger. Il en va de même pour les arbres à cames qui, moins

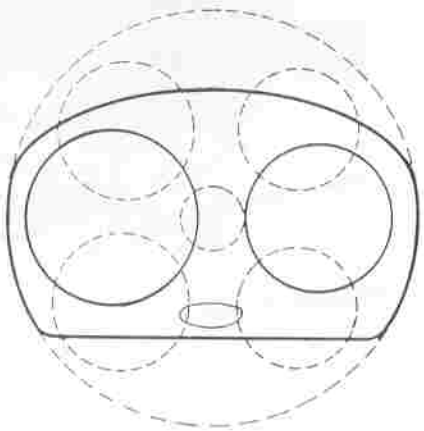
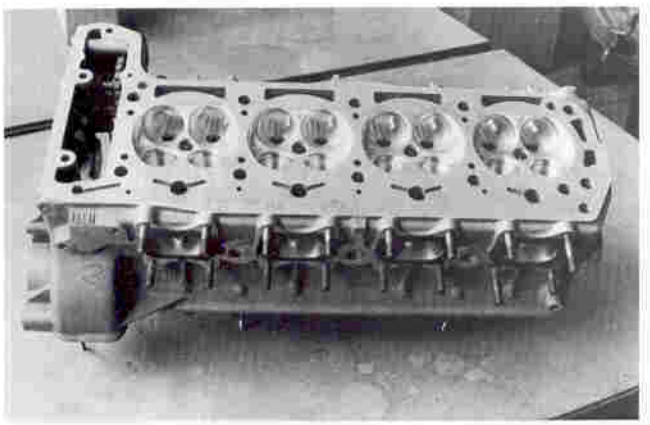
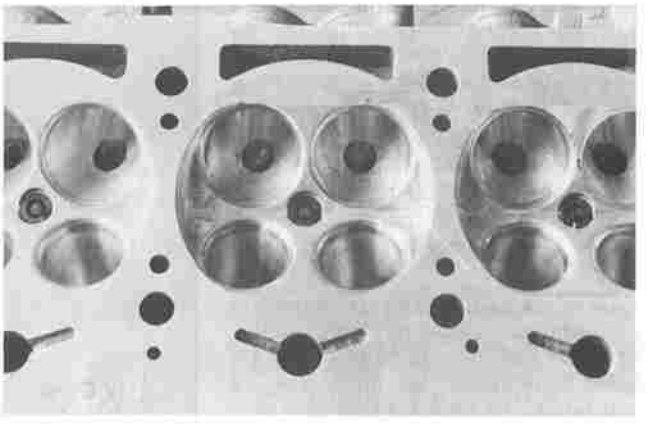


Fig. 70 :
Pour un alésage donné, deux petites soupapes assurent une section de passage des gaz supérieure à celle prouvée par une seule, plus grosse.





Meulage et polissage des conduits et mise en place de sièges de soupape en bronze dur (pour amoindrir le phénomène de rebondissement) sur une culasse de Mercedes 16 soupapes.

sollicités, présentent des sections souvent réduites (gain de poids) et des cames « petites » et assez « pointues » : ce qui ne laisse rien présager du caractère plus ou moins « méchant » de leur profil, car il faut raisonner à partir du rayon du dos de came, souvent très faible ; simplement, les gains en inertie cités ci-avant permettent d'opter, en ce qui concerne le dessin du profil de came, pour des rayons de courbure plus serrés, notamment au voisinage du sommet de came et ce, tout en se mettant à l'abri des problèmes de pression de Hertz (voir chapitre traitant des arbres à cames).

Au vu de ce qui précède, la technologie des soupapes multiples paraît rassembler un maximum de suffrages. Oui, mais, combien de soupapes ? Sur les moteurs sportifs et de course, la solution 4 soupapes par cylindre est de loin la plus répandue et la plus développée. Mais en F1 apparaissent des culasses « 5 soupapes », et certains motoristes envisagent même jusqu'à 6 soupapes par cylindre.

La réponse n'est pas évidente. On ne peut parler de solution idéale, si tant est que celle-ci existe, mais plutôt de solution résultant d'un meilleur compromis possible. Le problème du remplissage est une chose. Il faut prendre en considération d'autres éléments, comme la forme de la chambre, dont dépendent la turbulence des gaz et la rapidité de combustion (voir chapitre sur la « Combustion »), comme le degré de complexité de la commande des soupapes, ainsi que les problèmes liés à l'encombrement : compacité de la culasse, rigidité, complexité du moulage, circulation d'eau, etc...

La solution « 4 soupapes » représente actuellement le meilleur compromis. Les soupapes d'admission et d'échappement sont disposées dans deux plans formant un V, chaque ligne de soupapes pouvant par conséquent être facilement commandée par un ACT (à commande directe par poussoirs) ; on distingue alors un AC d'admission et un AC d'échappement. Une culasse de ce type ne ressemble pas encore (trop) à un morceau de gruyère, son moulage et son usinage n'offrant pas de soucis majeurs. La circulation d'eau autour des conduits (doubles ou siamoisés à l'admission, doubles côté échappement), autour des chapelles et puits de bougie, si elle devient certes beaucoup plus compliquée, reste dans le domaine du raisonnable. Notons à

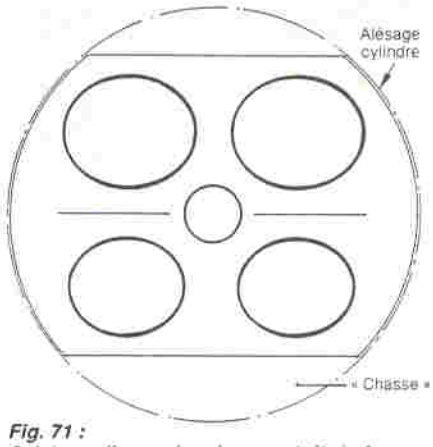
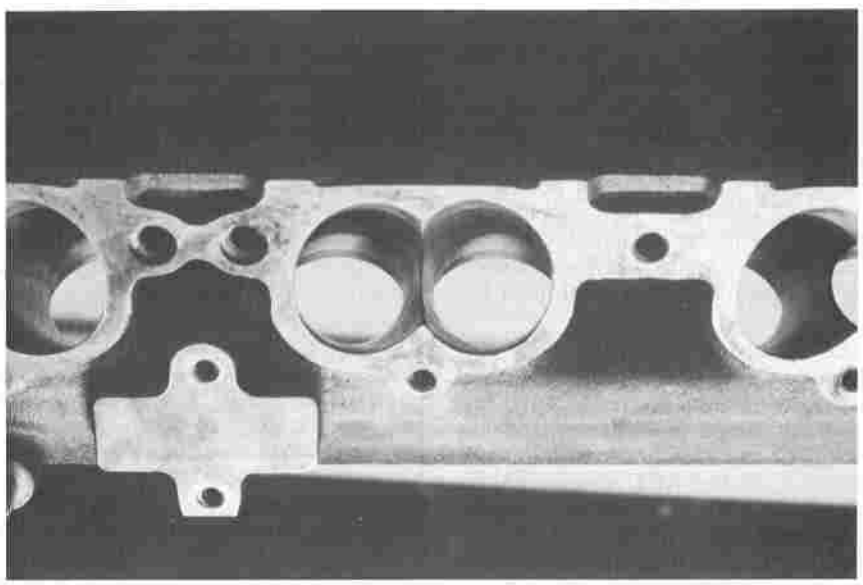


Fig. 71 :
Schéma d'une chambre en toit à 4 soupapes; les « chasses » latérales activent la turbulence des gaz en phase compression



Culasse 4 soupapes de BMW M1, après agrandissement et polissage des conduits. A remarquer l'extrême finesse de la paroi séparant les conduits siamois à l'admission, ainsi que l'absence de dépassement des guides de soupape à l'intérieur des conduits. (Préparation Bodard).

ce propos que lorsque Porsche décida d'équiper son flat-six refroidi par air de 24 soupapes, il dut concevoir des culasses « 4 soupapes » refroidies par eau.

En revanche, la disposition des soupapes décrites ci-dessus ne peut à l'évidence convenir pour des chambres hémisphériques, et conduit alors à définir des chambres en forme de « toit ».

De ce fait, la qualité de la combustion y laisse quelques plumes (nous détaillons plus loin dans le chapitre traitant de la combustion, les problèmes de turbulence). La situation peut être sensiblement améliorée en pratiquant dans la chambre ce qu'on appelle des « chasses », parallèlement à chaque ligne de soupapes. Cet artifice qui donne aux chambres une forme en « toit » au vrai sens du terme, permet de réduire la surface d'ouverture de la chambre par rapport à celle du cylindre ; ainsi au moment où le piston atteint le PMH et affleure les « chasses », le mélange fortement comprimé dans cette zone, est vivement « chassé » vers le centre de la chambre, là où est placée la bougie ; la turbulence de compression est activée, la présence de ces « chasses » contribuant d'autre part à réduire le trajet du front de flamme, et par conséquent à accélérer la combustion.

Pour conserver une forme de chambre hémisphérique, la seule possibilité consiste à « radialiser » les soupapes : les axes de celles-ci convergent tous en un point, sur l'axe du cylindre. Cette technique complique énormément, on en convient, le mécanisme de commande des soupapes, puisque les tiges de ces dernières ne sont plus alignées. La distribution requiert dans ce cas des systèmes à double basculeur, disposés obliquement, dont la complexité inouie finit en fait par coûter des points en masse à mouvoir. Non appliquées (pour l'instant) sur les moteurs d'automobile, les soupapes radiales existent sur certains moteurs de moto (voir fig. 72).

La technique « 5 soupapes » vue actuellement en compétition sur quelques moteurs, dérive très peu de sa sœur aînée à une soupape de moins, puisqu'elle conserve une distribution à double ACT, simplement la chambre en toit se voit légèrement « déformée » au niveau de la 3e soupape d'admission supplémentaire, lovée en retrait des deux autres, dont l'axe, légèrement redressé, lui permet d'être actionnée par le même arbre à cames (fig. 73). Pour un alésage donné, le gain

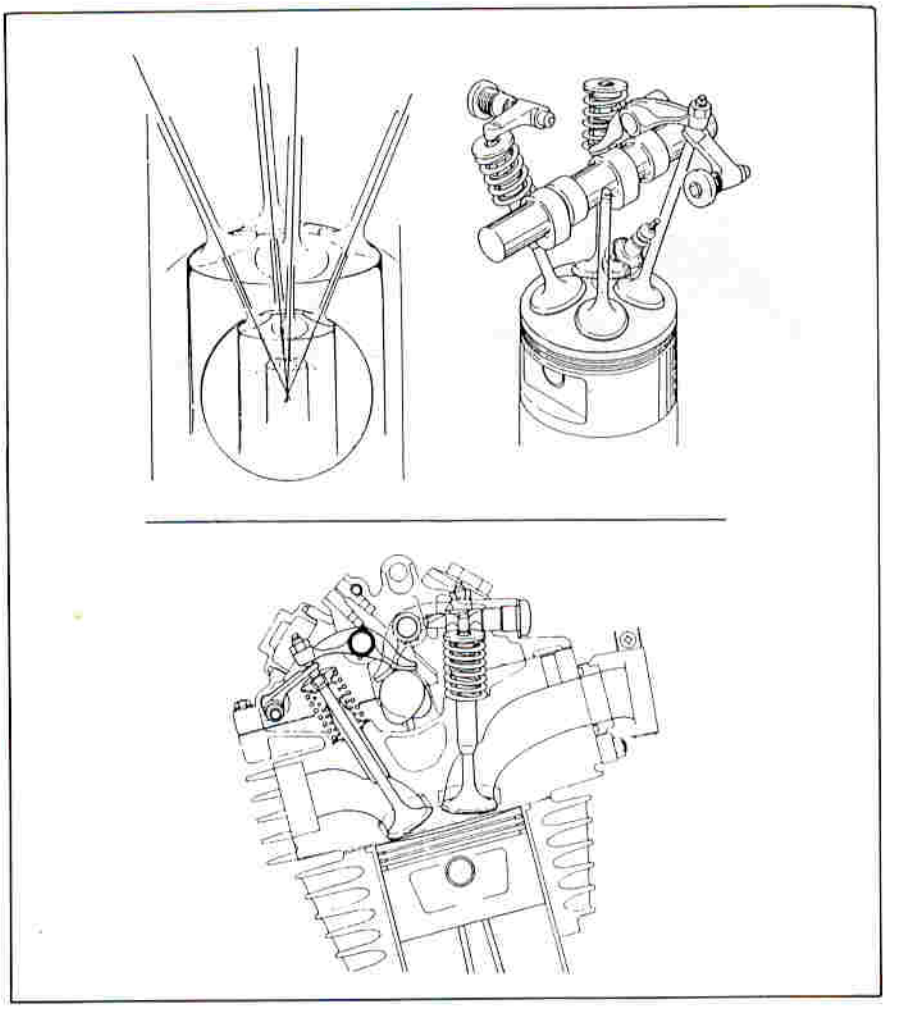


Fig. 72 :
Pour conserver une forme de chambre hémisphérique, la technique des soupapes « radiales » (leurs axes convergent sur l'axe du cylindre) complique singulièrement le mécanisme de distribution, ce qui la rend rare et encore inopérante sur les moteurs automobile. (Moteur de moto Honda 250-350 XL).

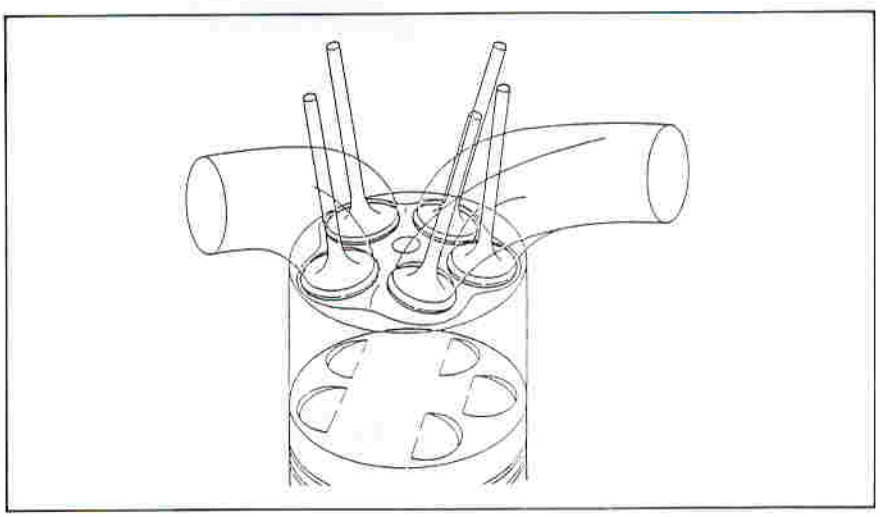
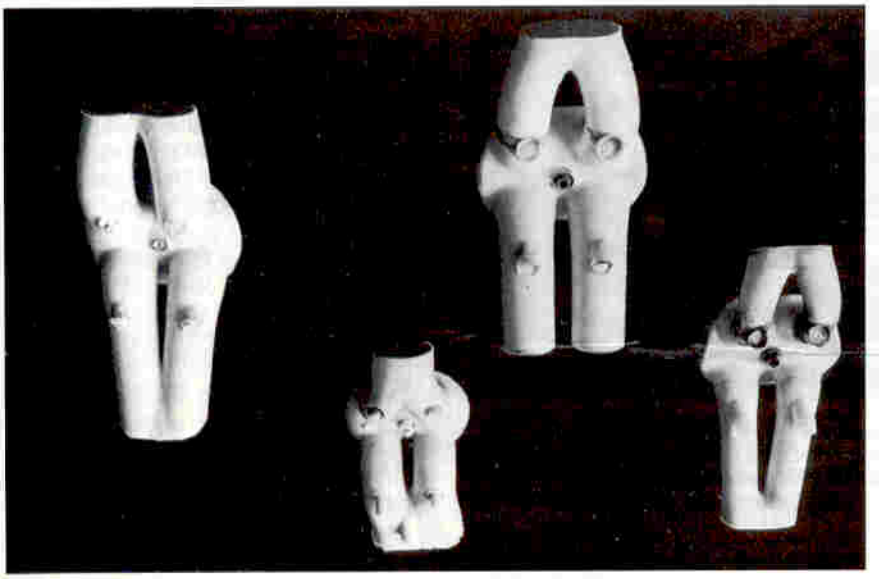


Fig. 73 :
Solution 5 soupapes par cylindre. La 3e soupape d'admission, intercalée entre les deux autres, doit pour pouvoir être commandée par le même arbre à cames, avoir sa tige redressée, ce qui nuit quelque peut à la forme de la chambre.



En corrélation avec les travaux menés en soufflerie, le moulage des conduits et des chambres en élastomère permet d'établir des comparaisons intéressantes quant aux performances des culasses multi-soupapes. De gauche à droite : Sierra Cosworth, Mercedes 2.3 16, R19 16S et BMW M3. D'après Bernard Mangé (Sodemo), net avantage aux dessins Mercedes et BMW...

en remplissage procuré par 3 soupapes d'admission serait apparemment supérieur à celui apporté par 2. En contrepartie, la turbulence et la rapidité de combustion seraient moins satisfaisantes, à cause d'une forme de chambre moins compacte. Sur ces questions, les avis sont partagés.

Les moteurs multi-soupapes sont donc amenés à développer leur puissance maximale à des régimes plus élevés, puisqu'ils sont conçus dans ce sens. On constate en revanche une perte de souplesse notoire. Cela s'explique par le fait que, nous l'avons vu, l'élargissement des sections de passage fait chuter la vitesse des gaz.

Si cette vitesse commence à devenir critique (115-120 m/s) au régime de puissance maxi (régime supérieur donc à celui d'un « 2 soupapes » équivalent), elle s'avère trop faible aux bas et moyens régimes : inertie insuffisante des gaz en phase de fermeture de l'admission, donc perte de remplissage, mais également turbulence moins favorable, d'où un rendement de combustion diminué. Le couple spécifique d'un moteur à 4 soupapes par cylindres est certes supérieur à celui d'un « 2 soupapes » équivalent, mais sa courbe de couple culmine à un régime situé sensiblement plus haut, ce qui rend le moteur plus pointu à l'utilisation. On conçoit qu'un tel type de moteur s'accomode parfaitement d'une distribution variable. En attendant, sur les moteurs équipés en série de culasses « 4 soupapes », on tente de récupérer un maximum de souplesse en profitant des phénomènes pulsatoires à l'admission (voir ce chapitre), et en définissant des tubulures d'admission particulièrement longues. Sur d'autres moteurs, japonais notamment, on équipe les culasses de valves à régulation électronique, dont le rôle consiste à obturer en fonction du régime, l'un des deux conduits d'admission ; ainsi un 16 soupapes ne fonctionne-t-il que sur 4 soupapes d'admission dans les bas et moyens régimes, sur les 8 ensuite. Si cette technique améliore quelque peu les choses sur le plan de la souplesse, elle ne peut prétendre rivaliser en rendement avec un moteur 8 soupapes classique sur la plage des bas régimes. En effet, des essais en soufflerie de culasse « 4 soupapes » révèlent une perte conséquente du cœfficient de débit dès que l'on obture l'un des deux conduits d'admission. La forte turbulence qui en résulte s'accompagne en contre-partie d'une perte de charge par trop élevée à cause de décollements importants dans la colonne gazeuse.

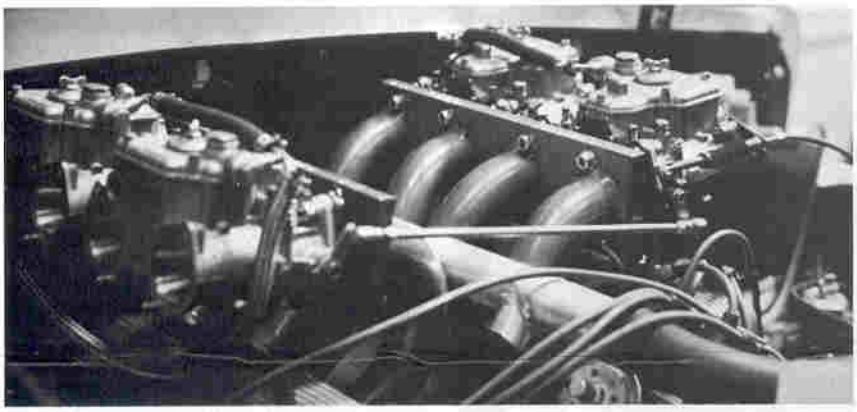
Il va s'en dire que ces artifices plus ou moins sophistiqués visant à augmenter quelque peu le couple à bas régime ne s'adressent qu'aux moteurs de grande production. Il ne faut pas perdre de vue qu'un moteur destiné à la compétition répond à un cahier des charges bien précis. Si l'on reprend le cas d'un moteur « circuit », atmosphérique de surcroît, type F1ou non, il est clair que le critère premier concerne une puissance maximale. La solution multi-soupapes, pour les gains réels qu'elle apporte en terme de puissance spécifique et d'accélération, s'impose d'elle-même. Une plage d'utilisation optimale reste naturellement bien venue, mais si les motoristes font de leur mieux, on compte aussi sur l'étagement de la boîte et le nombre de ses rapports. On comprend que sur les actuels moteurs F1, V10 ou V12, pour lesquels la recherche de la puissance pure se traduit par une plage d'utilisation des plus réduites (Top secret, on ne sait pas grand chose à ce sujet, tablons « pifométriquement » pour une plage comprise entre 9 500 et 13 500 tr/mn), on adapte des boîtes de vitesses à 6, 7, voire bientôt 8 rapports.

1.3. Les tubulures d'admission :

Autre point fondamental de la préparation moteur : si l'on veut tirer le maximum de bénéfices de celle-ci, chaque cylindre du moteur doit être alimenté individuellement. Ceci est de plus en plus réalisé aujourd'hui avec les injections multi-points, chaque cylindre comportant son propre conduit d'amenée d'air sur lequel est placé l'injecteur (ce dernier pouvant également prendre place, précisément sur les moteurs de série, dans le conduit de culasse).

Mais il reste encore bon nombre de moteurs alimentés par un unique carburateur, simple ou double corps. Les tubulures d'admission prennent dans ce cas une allure plus ou moins tourmentée, et les pertes de charge sont loin d'être négligeables. De plus, comme nous avons eu l'occasion de soulever le problème un peu plus avant, il y a perturbation des flux gazeux si, dans le cas le plus courant d'un 4 cylindres, les groupes de cylindre 1-2 et 3-4 sont alimentés chacun par le même conduit (1 seul carburateur) ou un seul corps de carburateur (2 carburateurs monocorps) (voir fig. 74). Si l'on s'autorise toute liberté de préparation, ou si la réglementation sportive le permet, on peut attendre de ces moteurs particulièrement « étranglés » des gains de puissance intéressants.

Redéfinir entièrement une tubulure d'admission n'est pas chose facile, car se pose bien évidemment le problème de la fabrication. Il paraît en effet bien difficile à l'amateur de pouvoir faire faire sur mesure une tubulure moulée en aluminium. Les préparateurs n'ont en général pas ce souci (excepté pour les cas de préparation isolée), faisant couler leurs pièces par lot afin de rentabiliser la conception du modèle. Certainement



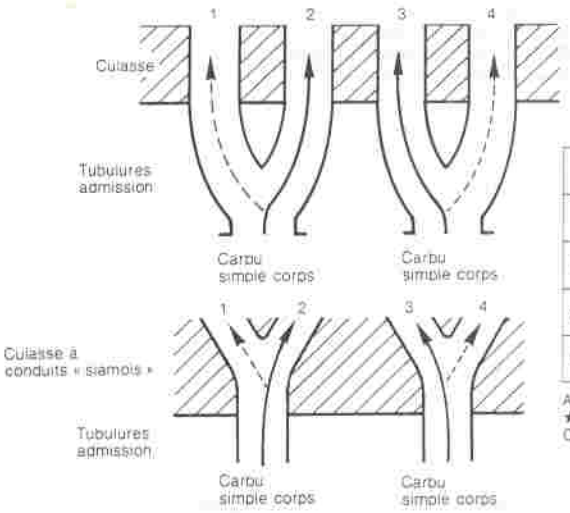
Sur ce V8 Range Rover préparé pour le Paris-Dakar, l'alimentation a été confiée à 4 carburateurs double corps horizontaux Weber (45 DCOE) montés sur des tubulures d'admission spéciales mécano-soudées. (Préparation Pierre Ferry).

— l'espace disponible dans le compartiment moteur, non seulement latéral mais aussi, sur une voiture de tourisme, en hauteur sous le capot. Cet espace conditionnera la longueur et la forme du collecteur (mais on peut toujours envisager de faire respirer son moteur dans le passage de roue ou la boîte à gants...)
— la géométrie à donner au conduit, en se rappelant que des conduits rectilignes sont plus performants (moins de perte de charge), qu'une tubulure courte favorise le remplissage à haut régime, une longue le remplissage à bas régime ;
— les dimensions des orifices en entrée de culasse ;
— le type d'alimentation...

d'ailleurs, détiennent-ils dans leur stock et peut-être sans le savoir, la pièce tant convoitée par l'amateur : à celui-ci de fouiner.

Sinon, ultime solution, celle dont d'ailleurs se servent les préparateurs pour des cas très spécifiques : la mécano-soudure, mettant en œuvre, tubes, plaques de tôle, en acier ou mieux, en aluminium, soudés entre eux puis usinés. C'est beaucoup plus facile à dire qu'à faire. On est forcément limité en forme, les ajustements sont délicats, et les déformations causées par le soudage ennuyeuses. Si cette technique se maîtrise encore assez bien pour des conduits rectilignes, il n'en va pas de même pour des conduits courbes ; auquel cas il faut cintrer les tubes. Ajoutons, et l'on aura compris, que la réalisation mécano-soudée ne peut intéresser que des conduits de section circulaire ou presque... or ceci n'est pas toujours vrai pour les conduits de culasse.

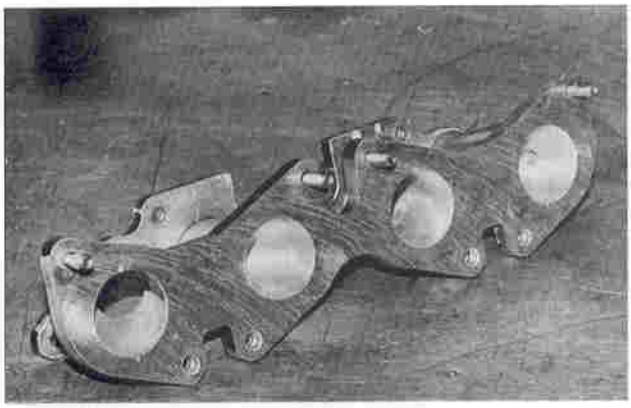
La définition d'un collecteur d'admission exige de prendre en compte :

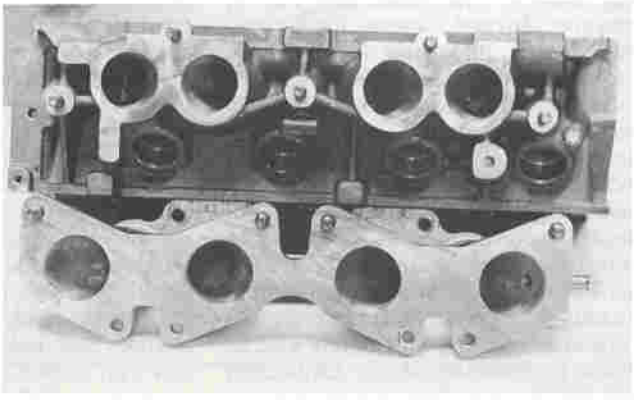


	1	2	3	4
0°-180°	★	E	C	A
180°-360°	E	A	★	C
360°-340°	A	C	E	★
540°-720°	C	★	A	E

A : admission · C : compression
★ : explosion-détente · E : Echappement
Ordre d'allumage : 1-3-4-2

Fig. 74 :
Culasse 4 conduits alimentée par 2 carbus simple corps et culasse à conduits siamoisés alimentée de la même façon : dans les deux cas il y a perturbation des flux gazeux au moment où les soupapes d'admission des cylindres 1 et 4 s'ouvrent (AOA) alors que les cylindres 2 et 3 sont en pleine phase d'admission.





Autre opération élémentaire en matière de préparation : le polissage des pipes d'admission, mais aussi et surtout, la réalisation de l'alignement parfait de celles-ci avec les orifices de culasse et de carburateurs.

*** Alimentation par carburateurs :**

Sur un 4 cylindres, la pipe d'admission doit donc comporter, dans la mesure du possible, quatre conduits individuels sur lesquels viendront se raccorder, soit 4 carburateurs simple corps (rappelons-nous le cas du fameux moteur Honda S800 double arbre, alimenté par 4 carbus « Keihin » de moto), soit, plus habituel, plus simple pour la mise au point, et tout aussi efficace, deux carburateurs double corps.

Les figures 75 à 79 représentent quelques-unes des solutions que l'on peut rencontrer concernant le nombre et la disposition des carburateurs (horizontaux ou inversés) suivant le nombre de cylindres et l'architecture du moteur. Le lecteur repèrera très vite le degré d'efficacité des solutions retenues.

Les carburateurs horizontaux associés à des tubulures droites (ou légèrement courbes si le moteur est incliné) constituent sans conteste le meilleur choix. Le montage de carburateurs inversés, couplés nécessairement à des conduits courbes, étant à envisager si l'on recherche des conduits longs et que la place manque, ou encore si l'on doit alimenter un moteur en V (problème d'espace entre les deux bancs de cylindres).

Suivant les dimensions du corps de carburateur et de l'orifice de culasse (pas toujours circulaire malheureusement suivant les moteurs), le conduit de tubulure prendra généralement la forme d'un long convergent. Comme pour le conduit de culasse, la conicité ne devrait pas dépasser les 15 %. Dans le cas de pipes d'admission courbes, et particulièrement si celles-ci sont mécano-soudées, se pose un problème de conicité difficile, sinon impossible, à obtenir ; on réalise alors un conduit cylindrique, d'un diamètre identique à celui du corps de carburateur, et l'on en tient compte pour le dessin du conduit de culasse qui devient davantage convergent.

Quel que soit le type de tubulure, il est impératif :

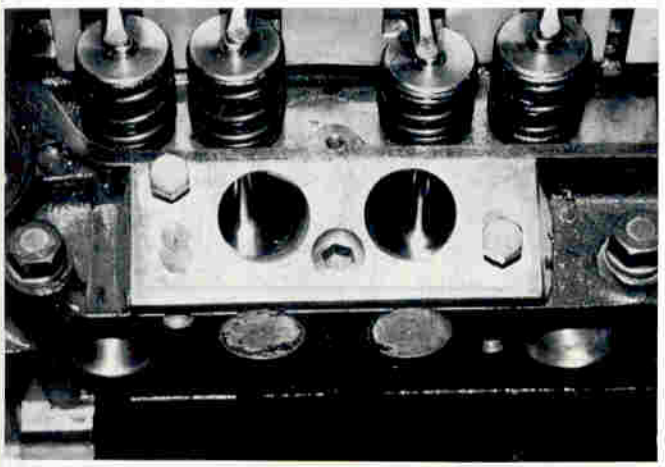
— de polir l'intérieur des conduits, quitte à utiliser des meules de toile bricolées et un miroir dans les cas difficiles ;

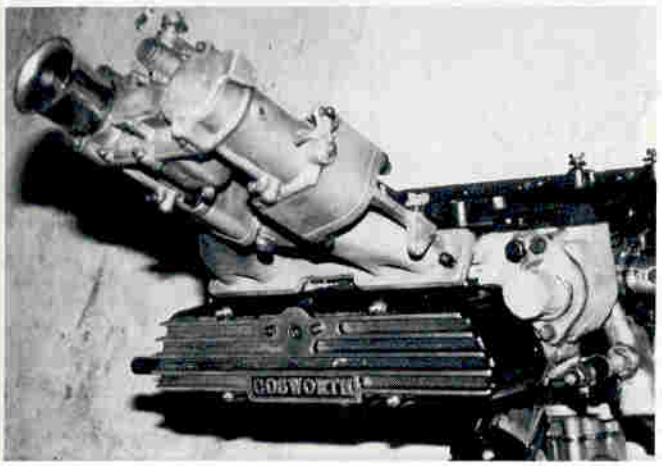
— d'aligner parfaitement les orifices de la tubulure avec ceux de la culasse d'un côté, ceux des carburateurs de l'autre ; les pipes droites courtes présentent l'avantage de pouvoir être fixées sur la culasse (avec le joint), l'alignement étant fignolé par un meulage de l'ensemble (joint compris) ; pour les pipes courbes, on procèdera à des montages à blanc pour visualiser les écarts à l'aide de produit colorant déposé au préalable sur l'un des plans de joint.

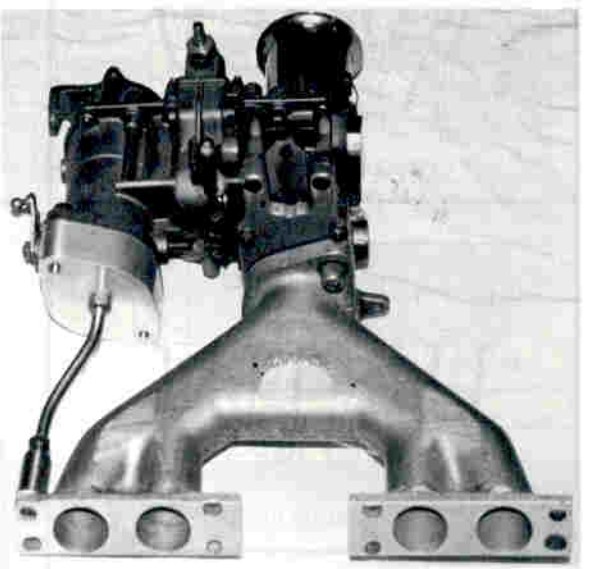
*** Alimentation par injection :**

Nous ne parlons ici que des injections indirectes, de type mécanique (Kugelfischer, Bosch ou Lucas), ou de type électronique cartographique (sans débitmètre), adaptées à un moteur atmosphérique non pourvu de ce type d'alimentation au départ. Si les premières ne sont plus guère d'actualité, les secondes, particulièrement sur les moteurs de course de haut niveau, sont en plein développement. Le lecteur se reportera au chapitre (1.4) traitant de ces systèmes.

Dans les deux cas, le collecteur d'admission suit le même schéma : un collecteur proprement dit (fixé sur la culasse) où viennent se greffer les cornets ou trompettes d'admission sur



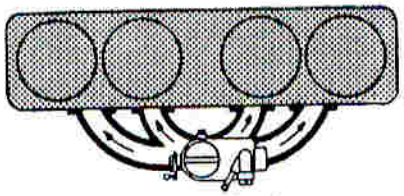




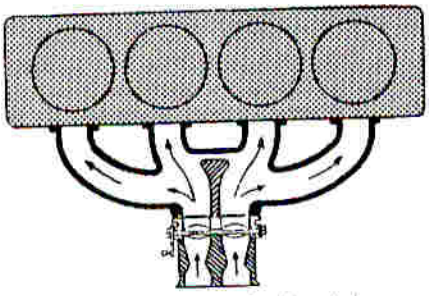
La réglementation draconnienne des moteurs 1 000 cm³ F3 (1964-1970) imposait une alimentation à un seul carburateur, nanti de surcroît d'une bride d'étranglement de ∅ 36 mm. Le 1 000 Cosworth, moteur roi de cette discipline avec plus de 105 ch, se singularisait par une admission verticale des plus directes (conduits réusinés dans la culasse) et un carburateur double corps inversé... amputé.

4 cylindres en ligne

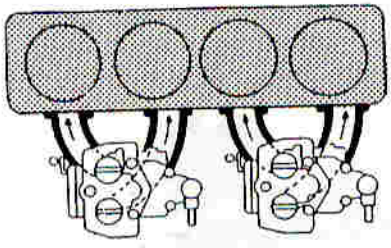
Fig 75



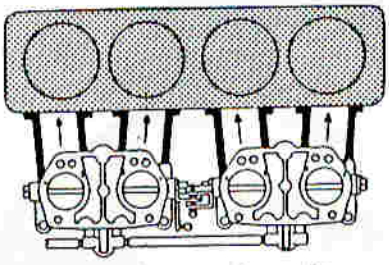
1 carburateur simple corps



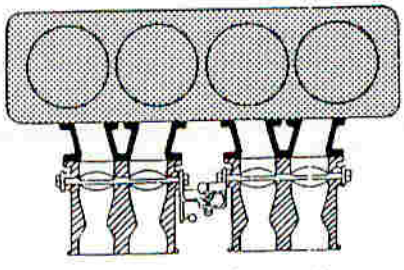
1 double corps horizontal



2 double corps inversés



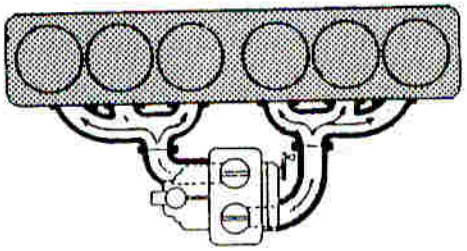
2 double corps inversés



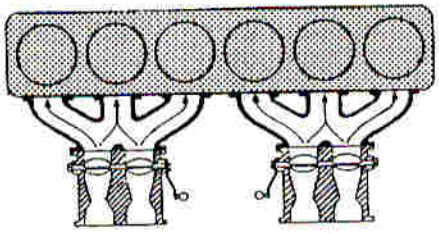
2 double corps horizontaux

Fig 76

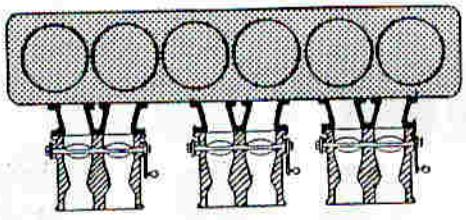
6 cylindres en ligne



1 double corps inversé



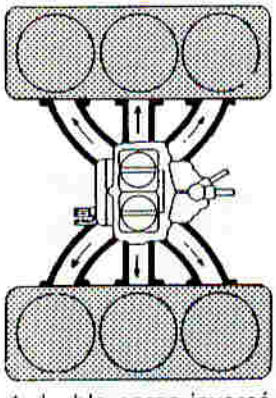
2 double corps horizontaux



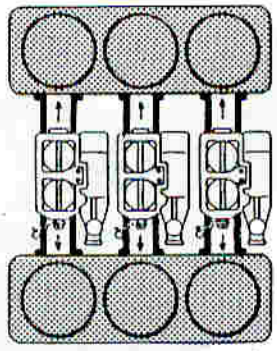
3 double corps horizontaux

Fig 77

6 cylindres en V



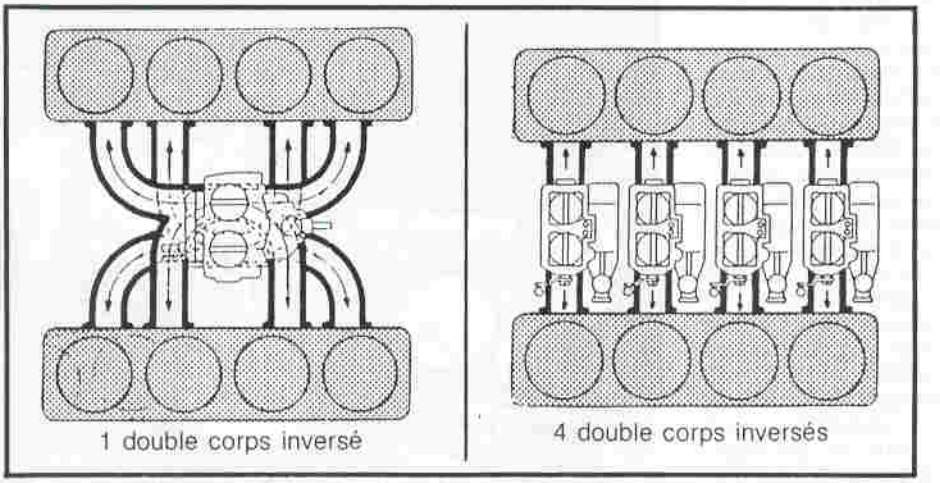
1 double corps inversé



3 double corps inversés

8 cylindres en V

Fig 78

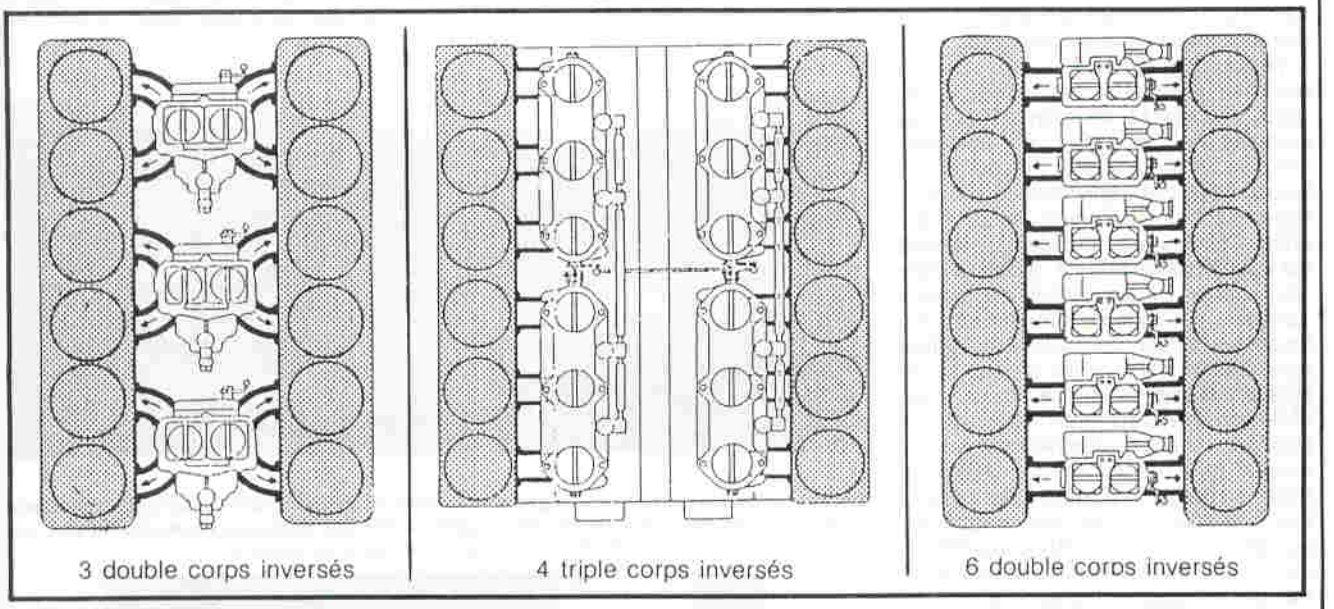


1 double corps inversé

4 double corps inversés

Fig 79

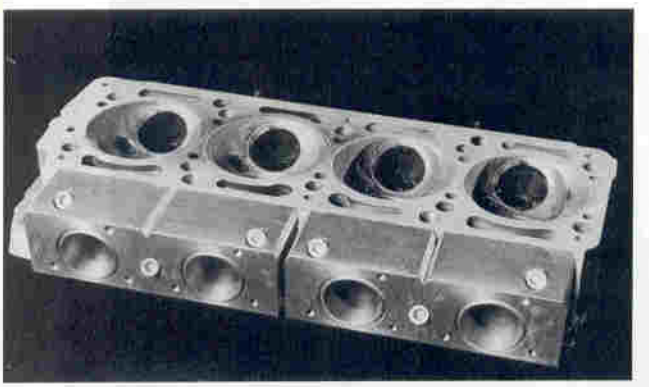
12 cylindres en V

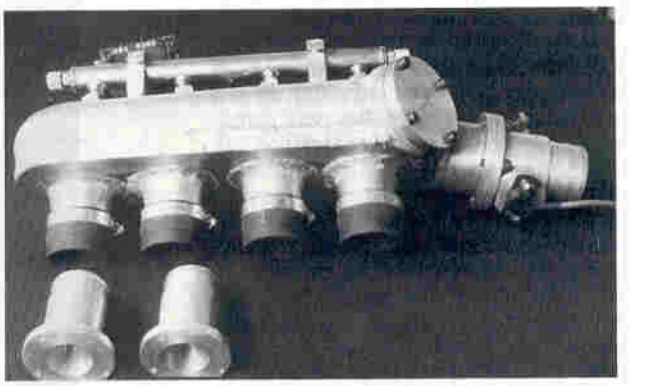


3 double corps inversés

4 triple corps inversés

6 double corps inversés



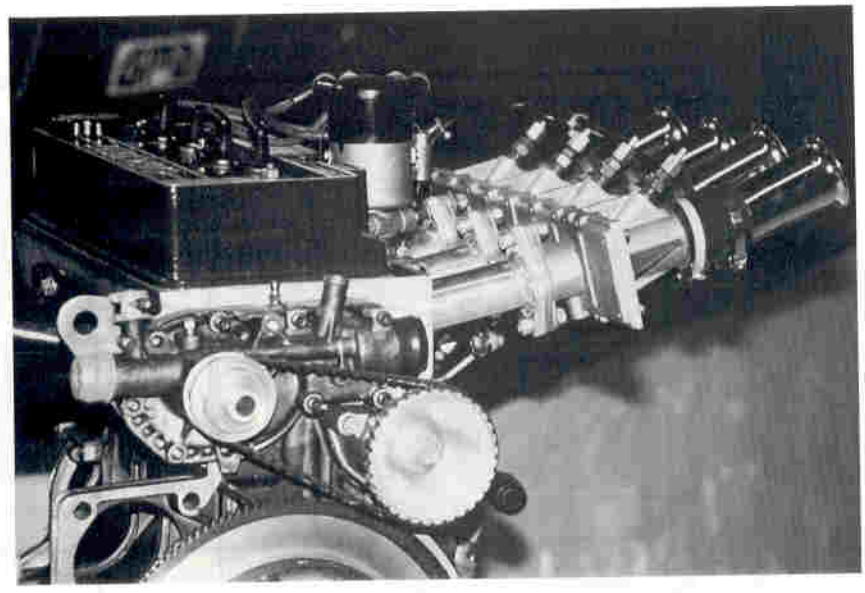


Cette culasse de Lancia Delta comporte une admission très spéciale, faite de nouveaux conduits redessinés et rapportés dans un support en aluminium taillé dans la masse et fixé par vis. Modifiée, une boîte à air d'injection empruntée à un moteur R5 Turbo « production », viendra s'adapter sur cette culasse via des pipes individuelles, également fabriquées « maison ». On remarquera aussi le réusinage de la forme des chambres, devenues pour deux d'entre elles quasiment hémisphériques.

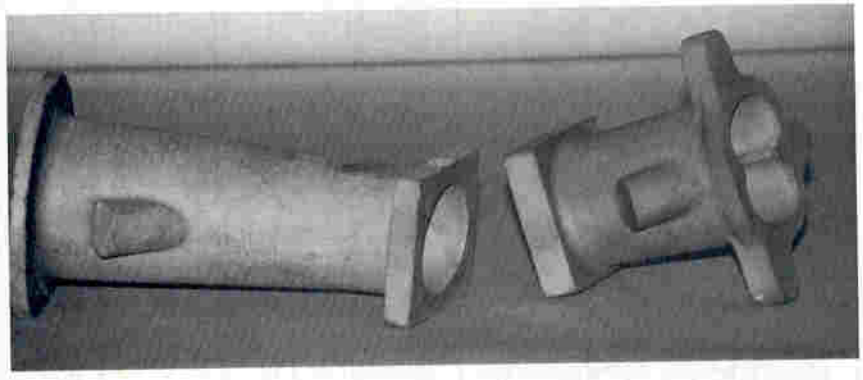
lesquels sont logés les injecteurs (injecteurs mécaniques pour le premier type d'injection cité, électromagnétiques pour l'autre). La commande de gaz par papillon ou guillotine fait généralement partie du collecteur, mais il arrive aussi que les papillons fassent partie des trompettes. Rappelons que la guillotine se compose d'une plaque coulissante muni d'orifices correspondant à ceux des conduits qu'elle masque ou découvre partiellement suivant la position de l'accélérateur. Ainsi, à pleine ouverture, orifices guillotine et conduits parfaitement alignés, la veine gazeuse ne rencontre aucun obstacle ; il n'y a donc pas de perte de charge singulière comme dans le cas d'un papillon, même ouvert à fond. Ce type de commande de gaz, assez compliqué à réaliser pour qu'il fonctionne bien (risque de grippage), totalement allergique aux atmosphères poussiéreuses, est utilisé presque exclusivement sur circuit lorsqu'on veut traquer le dernier poilième de cheval... Il peut également remplacer les papillons sur une alimentation par carburateurs.

Néanmoins, il faut savoir que la guillotine n'apporte pas toujours les gains escomptés, notamment sur les culasses « 4 soupapes ». Par exemple, chez Sodemo, on a testé des guillotines longitudinales et transversales sur un 2 litres 16 soupapes Renault. A cause des orifices d'admission ovoïdes alimentant les double conduits, une guillotine classique longitudinale n'alimente qu'une soupape en début d'ouverture. En revanche, si une guillotine à ouverture transversale améliore les choses de ce côté, elle manque totalement de progressivité (on arrive rapidement à l'ouverture maxi) et rend le fonctionnement du moteur trop brutal. Sa complexité de mise en œuvre la rend d'autre part lourde et encombrante. Tout compte fait, sur ce moteur destiné aux compétitions sur circuit, on est revenu à une commande par papillon, pour s'apercevoir qu'au banc, à pleine puissance, on ne perdait par rapport à la guillotine qu'un cheval sur 280 ch !...

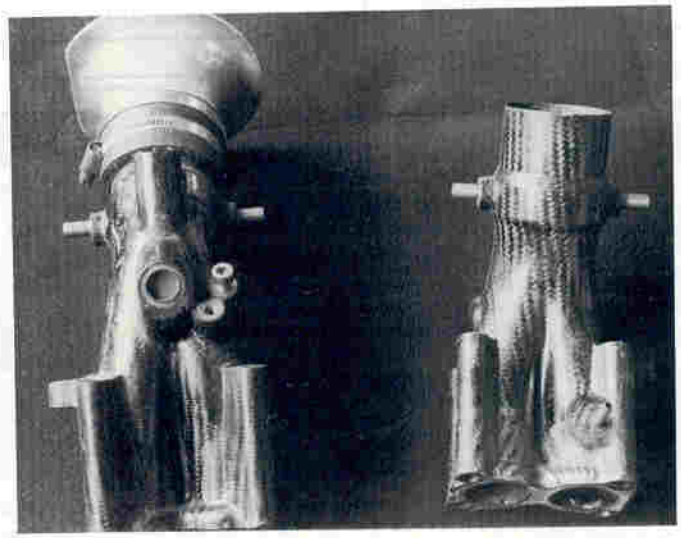
Mais revenons à notre système de tubulures. Le collecteur fixé sur la culasse est généralement court, et suit les mêmes règles que celles pour carburateur. A cause de l'implantation de l'injecteur, les cornets d'aspiration coniques et parfaitement rectilignes ne peuvent difficilement être obtenus que par un moulage (en alliage d'aluminium) ; pour des questions de poids, il arrive de trouver des cornets fabriqués en polyester ou mieux, en carbone-kevlar. Pour la définition de ceux-ci, se pose essentiellement le probème de la longueur et de la position de l'injecteur. Là encore, et comme souvent, l'expérience compte par dessus tout. Les préparateurs font fabriquer des trom-



Sur ce 4 cylindres Renault très spécial poussé à 2 litres, des pipes d'admission mécano-soudées ont permis l'adoption d'une injection mécanique Lucas à guillotine. (Préparation Carcreff).



Encore brutes de fonderie, ces pipes d'admission en alliage d'aluminium, comportant deux positions possibles pour les injecteurs (près et loin des soupapes) sont destinées à une BMW M1 24 soupapes. (Préparation Bodard).



Vues sous deux angles différents, des pipes d'admission en carbone et Kevlar pour Mercedes 2,3 litres 16 soupapes « Production » (Sodemo Moteurs).

CULASSE ET SOUFFLERIE

Généralement on associe au mot soufflerie l'étude aérodynamique d'une forme de carrosserie, d'un profil de coque ou d'aileron, du moins en ce qui concerne l'automobile.

Mais depuis quelques années, et de plus en plus, on parle chez les préparateurs de « culasse passée en soufflerie ». Certains estiment même ne plus pouvoir se passer de ce précieux moyen d'investigation, qui permet d'optimiser le remplissage des cylindres par une étude aérodynamique de la forme du conduit d'admission, de la soupape, et même de la chambre.

La section effective de passage des gaz à la soupape, appelée aussi section débitante, dépend, pour une levée de soupape donnée, de la forme du conduit et de la soupape. L'étude en soufflerie permet de calculer, en fonction de la levée de soupape, l'évolution de la section débitante du couple conduit-soupape, et d'établir des comparaisons en modifiant soit la forme du conduit, soit celle de la soupape, soit les deux. La section débitante, qui a bien sûr intérêt à être maximale pour chaque point de levée de la soupape, reflète rappelons-le, la « perméabilité » de la culasse.

L'appareil de soufflerie est bien entendu conçu spécifiquement pour ce type de mesure. Nous donnons ici le schéma de principe d'une soufflerie mise au point par le préparateur Bernard Mangé des établissements Sodemo (fig. 80).

Le débit d'air nécessaire à la mesure est fourni par un compresseur volumétrique entraîné par un moteur électrique. La culasse est fixée à la sortie du « poumon » à l'intérieur duquel on maintient en jouant sur l'ouverture du by-pass, une dépression constante (Δp_{3-a}) correspondant à la dépression moyenne enregistrée dans un moteur (250 mm d'eau par exemple). Puisqu'on ne sait calculer avec précision que les débits à travers un orifice à paroi mince, on utilise un diaphragme raccordé à deux manomètres (Δp_{1-2} et (ΔP_{1-a}) qui sert à déterminer le débit massique d'air dans le conduit d'admission (conservation des débits massiques). Des thermomètres enregistrent les différences de température de l'air le long de l'écoulement (fonction de la vitesse des gaz et des pertes de charge) qui pourraient influer sur la masse volumique de l'air.

Les soupapes des conduits à tester sont installées avec des ressorts souples et la chemise est positionnée à sa place exacte par des ressorts. Pour obtenir une variation égale, mm par mm, de la levée de soupape, un dispositif comprenant une vis au pas de 100 (1 mm par tour) et venant appuyer sur la queue de soupape est mise en place. Suivant le diamètre du conduit d'admission, un convergent ou divergent, étudié pour offrir le minimum de perte de charge, est intercalé entre celui-ci et l'orifice du poumon, le tout devant être parfaitement aligné.

La mesure consiste donc à relever, pour chaque point de levée de la soupape que l'on ouvre progressivement, et pour une dépression

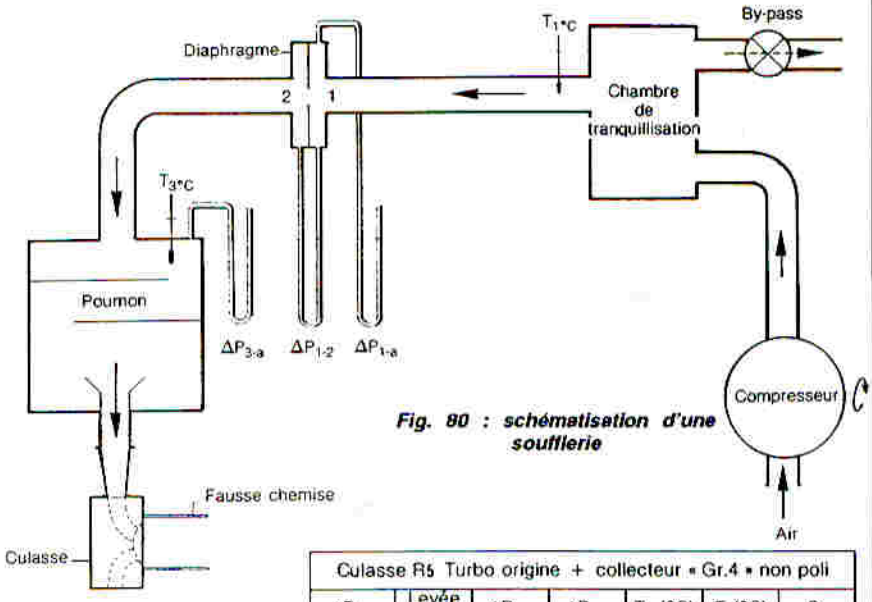


Fig. 80 : schématisation d'une soufflerie

Culasse R5 Turbo origine + collecteur « Gr.4 » non poli						
ΔP_{3-a}	Levée (mm)	ΔP_{1-2}	ΔP_{1-a}	T_1 (°C)	T_3(°C)	S_d
250 mm d'eau	1	6	255	14	13,8	0,668
	2	26	272	15	13,9	1,39
	3	69	307	17	14	2,26
	4	128	355	18	14,1	3,08
	5	203	415	20	14,3	3,88
	6	277	473	21	14,4	4,54
	7	350	532	22	14,6	5,11
	8	414	582	23	14,8	5,56
	9	473	629	24	15	5,95
	10	510	658	25	15,2	6,18
	11	526	671	26	15,6	6,28

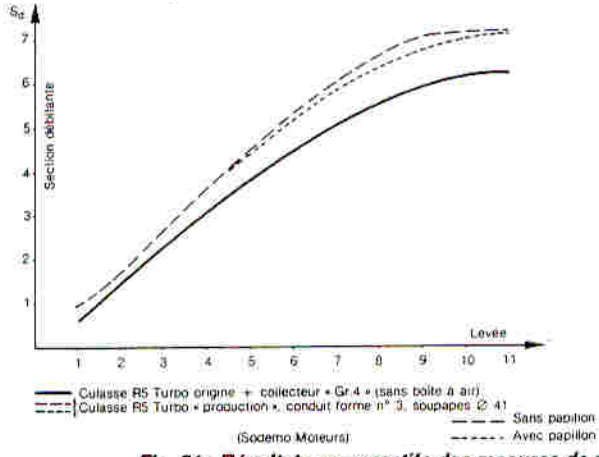


Fig. 81 : Résultats comparatifs des mesures de perméabilité sur culasses de R5 Turbo (3 configurations)

(Culasse et soufflerie, suite)

(Δp_{3-a}) donnée, les dépressions entre entrée du diaphragme et air ambiant (Δp_{1-a}), entre entrée et sortie du diaphragme (Δp_{2-a}) et les températures.

Ces relevés peuvent être effectués pour différents diamètres et formes de conduit et de soupape afin d'établir des comparaisons et des différences d'efficacité.

Un logiciel de calcul permet ensuite de traiter rapidement sur ordinateur toutes ces données et de connaître l'évolution de la section débitante de l'orifice de soupape en fonction de la levée de celle-ci.

Nous vous passerons les formules de calcul, relativement compliquées. Précisons simplement que le calcul du débit massique au travers du diaphragme fait intervenir, outre les données relevées, d'autres facteurs tels que rapport des diamètres entre diaphragme et conduite d'amenée d'air, rugosité relative de la conduite, cœfficient adiabatique de l'air, nombre de Reynolds (calcul indirect par interpolation linéaire), etc...

Nous donnons ici en exemple les relevés et résultats de mesure obtenus sur une culasse de R 5 Turbo d'origine, équipée d'un collecteur Gr. 4 non poli et des soupapes d'origine. On peut constater que la section effective de débit commence à décroître dès les 5 mm de levée, et qu'elle stagne à partir de 10 mm, effet que nous avions déjà évoqué par ailleurs. Sur le graphique sont portées, à titre de comparaison, les courbes correspondant aux résultats obtenus à partir d'une culasse de R5 Turbo préparée pour les courses de « Production » : conduits agrandis et soupapes d'admission de ⌀ 41. Les essais ont été effectués avec et sans papillon dans le collecteur. Les différences sont significatives.

A côté des mesures qu'elle permet d'effectuer, la soufflerie reste un outil précieux pour le travail des conduits et la recherche des meilleures formes aérodynamiques. Elle permet par exemple, à l'aide de bouts de fils de laine collés dans le conduit au niveau de la soupape et que la partie tulipée de cette dernière, de visualiser les décollements de la veine d'air (travail avec fausse chemise transparente). Des produits de diffusion colorants, déposés à l'intérieur du conduit, peuvent aider aussi à matérialiser ces décollements par les traces qu'ils laissent après essai.

pettes de différentes longueurs, comportant des emplacements d'injecteurs variables. Les tests sur banc d'essai déterminent la meilleure combinaison. Aussi, contrairement à certains fabricants d'injection qui prônent un injecteur crachant près de la soupape (celui-ci étant d'ailleurs souvent implanté sur la culasse), ceci dans le but de ne pas mouiller le conduit et handicaper les accélérations, l'expérience sur banc prouve qu'on obtient plus de puissance avec un injecteur placé assez loin de la soupape ; la veine gazeuse s'en trouve mieux refroidie, et les phénomènes pulsatoires dans le conduit améliorent l'homogénéité du mélange. Pour combattre les problèmes d'accélération qui deviennent réels si l'injecteur est placé trop loin, soit on établit un compromis puissance maxi-accélérations suivant l'utilisation qui sera faite du moteur, soit on adopte des solutions plus sophistiquées, telles celle vue sur le moteur de la R 21 « Super Tourisme » préparée chez Sodemo : un gros injecteur placé loin de la soupape, secondé par un petit, positionné tout près... Dans un tel cas, il faut un calculateur capable de gérer deux cartographies, l'une relative à l'injecteur secondaire placé en entrée de conduit, établie pour de faibles débits (bas régimes), l'autre relative à l'injecteur principal qui n'entre en fonction que dans les hauts régimes (gros débits).

**** LES PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES A L'ADMISSION :**

Ils sont terriblement complexes, et font l'objet de recherches continuelles de plus en plus poussées. Les grands constructeurs, les concepteurs de moteurs hautes performances, type F1 ou Sport-Prototypes (on ne parle plus de « préparation » ici...) développent à ce sujet des modèles mathématiques et des logiciels de traitement informatiques sans cesse plus performants... dans le but de toujours mieux cerner le problème et de faire coïncider la théorie avec la réalité. Pas facile. Dans ce domaine ultra pointu, il existe aujourd'hui diverses théories, basées sur une bonne dose d'expérimentation, plus ou moins exactes, plus ou moins confidentielles aussi.

Rassurons d'ores et déjà le lecteur, nous lui épargnerons ici tout calcul théorique par trop scabreux (soupirs de soulagement de l'auteur...) et pour lea moins inadaptés au caractère du présent ouvrage.

D'ailleurs, lorsqu'il s'agit de définir la longueur d'une tubulure, les préparateurs n'ont nullement besoin d'avoir recours à des calculs savants. Leurs meilleurs outils : une expérience inestimable et... le banc de puissance. Une longueur de base est établie en fonction des résultats obtenus sur un moteur sensiblement équivalent (comparaison de la cylindrée unitaire, des sections de conduit et de soupape, des angles de distribution, etc...) et à partir de cette référence, on essaie une tubulure plus longue ainsi qu'une plus courte. Au banc d'essai de donner son verdict. Mais il reste évident que l'on ne fait pas toujours ce que l'on veut, en matière de tubulure, ne serait-ce qu'à cause de l'espace disponible dans le compartiment moteur ou sous le capot. Ça c'est un problème concret, qui peut nuire au développement en puissance de certains moteurs. Il n'en reste pas moins, et il faut le savoir, que la longueur des tubulures d'admission joue un rôle important sur les performances finales du moteur, non seulement sur la puissance maxi mais aussi sur la plage d'utilisation (régime de couple), au même titre d'ailleurs que les diagrammes de distribution, ces deux caractéristiques étant, entre autres, intimement liées.

Cette influence découle directement de l'étude des phénomènes vibratoires. Sans vouloir entrer dans des détails confus, analysons dans les grandes lignes ce qui se passe en phase admission. On ne s'intéressera qu'au seul cas de moteurs dont les cylindres sont alimentés individuellement (cas de la majorité des moteurs sportifs), les phénomènes de transvasement dans le cas de cylindres à alimentation couplée, étant beaucoup plus difficiles à interpréter.

N'oublions pas que l'intérêt de l'étude consiste à accroître le remplissage en mettant à profit les effets dynamiques (inertie) des gaz. Le mouvement alternatif du piston imprime à la colonne de gaz un mouvement pulsé.

Vouloir profiter de l'effet d'inertie des gaz, que les spécialistes nomment « effet Kadenacy », ou encore « ram-effect » pour les anglo-saxons, c'est rechercher à obtenir, au moment de la fermeture de la soupape d'admission (RFA), une pression supérieure à la pression atmosphérique : on bénéficie alors dans ce cas d'une suralimentation naturelle.

Il est clair que l'influence de l'inertie de la veine gazeuse sera d'autant plus marquée que la longueur de la veine (donc sa masse) sera importante. C'est une première remarque importante. Mais décrivons le processus d'admission, en écartant dans un premier temps (nous y reviendrons plus loin) les conditions de pression règnant dans la chapelle d'admission au moment de l'ouverture de la soupape (voir graphique fig. 82).

Au début de sa course descendante, le piston descend plus vite que la colonne gazeuse qui part de l'immobilité et oppose une certaine inertie. Il se produit une dépression dans le cylindre et le conduit. Cette dépression provoquant une accélération de la colonne gazeuse, au moment où le piston commence à ralentir (approche du PMB), la colonne de gaz est en pleine vitesse : elle rattrape le piston et à l'image du « coup de bélier », sa vitesse se transforme en pression. Là, plusieurs cas de figures possibles :

— 1 : la soupape d'admission se ferme trop tôt, au moment où la veine gazeuse est en pleine vitesse ; la transformation en pression est incomplète, il y a défaut d'introduction, et donc perte de remplissage.

— 2 : la soupape d'admission se ferme trop tard ; la montée en pression des gaz a atteint son maximum, mais la veine gazeuse après s'être immobilisée en s'écrasant sur le piston, reflue vers le conduit, il y a perte de remplissage également.

— 3 : cas idéal : la soupape d'admission se ferme à l'instant où la colonne de gaz s'immobilise (pression p maxi) et s'apprête à refluer vers l'extérieur ; le remplissage est optimal.

L'angle de retard à la fermeture de la soupape (RFA) étant fixé par le diagramme, ces 3 cas correspondent en réalité à des régimes moteur différents :

— 1 : régime trop élevé,
— 2 : régime insuffisant,
— 3 : régime de meilleur remplissage ou régime de couple.

En fait, le cas de figure idéal ne se produit que pour un régime caractéristique, dit d'accord ou de résonance, lorsqu'il y a accord parfait entre la fréquence excitatrice imposée par le mouvement du piston, et la fréquence propre du résonateur que constitue l'ensemble cylindre-conduit (nous entendons par « conduit » tout l'ensemble du système formant canalisation d'alimentation, depuis l'orifice à l'air libre jusqu'à la soupape).

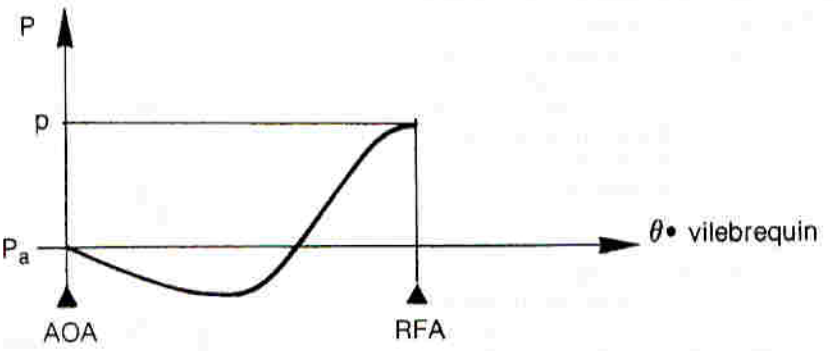


Fig. 82 :
Le remplissage du cylindre est optimal lorsque la pression des gaz dans le cylindre atteint sa valeur maximale (P) au moment où la soupape se ferme (RFA). Il y a alors accord parfait entre le système d'admission et le diagramme de distribution. Cela ne peut se produire qu'à un seul régime caractéristique (régime de couple).

En effet, à chaque phase admission, le mouvement de descente du piston crée une perturbation (ébranlement) de la colonne gazeuse du conduit : il y a émission d'une onde de dépression qui, celle-ci se propageant jusqu'à l'extrémité ouverte du conduit (air libre), va se réfléchir en une onde de signe contraire, c'est-à-dire en une onde de pression, pour alimenter le cylindre. Suivant la vitesse de propagation des ondes, qui ne dépend que de la nature du gaz et de sa température, mais aussi suivant les caractéristiques géométriques du système conduit-cylindre, la masse gazeuse subit des oscillations de pression et vibre à une certaine fréquence, fonction du régime moteur.

Par analogie avec un oscillateur mécanique, tel qu'une masse suspendue au bout d'un ressort, la masse gazeuse du conduit constitue la masse oscillante, et la capacité du cylindre le ressort ou l'élasticité. Excité à une fréquence bien particulière, notre « résonateur » peut devenir le siège de résonances, la pression dans la capacité pouvant alors atteindre des amplitudes particulièrement grandes. Aussi lorsqu'un unique conduit d'admission alimente chaque cylindre, comme c'est le cas ici, les spécialistes assimilent-ils l'ensemble cylindre-conduit à un résonateur de Helmholtz particulier. Particulier en ce sens que si sur un résonateur de Helmholtz classique, la capacité est fixe et sphérique, notre cylindre possède quant à lui une capacité non seulement cylindrique mais surtout variable (de façon sinusoïdale). Il faut avoir recours à certaines hypothèses, que l'expérimentation doit corroborer, afin de modéliser au mieux le problème. Pas simple du tout, et c'est pourquoi nous n'irons pas plus en avant dans la théorie. Ce qu'il faut surtout retenir de tout ceci, c'est qu'il existe une interaction directe entre régime moteur, cylindrée unitaire, longueur et section du conduit, cœfficient de débit à la soupape (perméabilité), et angles du diagramme d'admission ; paramètres auxquels il faudrait encore ajouter la température moyenne des gaz à l'admission puisqu'elle conditionne la vitesse de propagation des ondes. La connaissance de la fréquence propre du résonateur « cylindre-conduit » permet ainsi d'en déduire le régime de résonance ou de meilleure remplissage. Toutes choses égales par ailleurs, il existe donc, pour un régime donné, une longueur de conduit optimale. On vérifie également que le régime d'accord diminue avec l'augmentation de la longueur du conduit, ce qui rejoint la remarque évoquée précédemment à propos de l'influence de la masse de gaz sur l'effet d'inertie.

Mais...

Mais les phénomènes vibratoires à l'admission sont encore plus compliqués que cela. La qualité du remplissage du cylindre dépend :

— non seulement des conditions de pression des gaz dans le cylindre au moment du « RFA » : c'est ce que nous venons de voir, en évoquant le phénomène de réso nanc e du systuème ucylindre-conduit (soupape ouverte donc),
— mais également des conditions de pression de la veine gazeuse au moment de l'ouverture de la soupape d'admission (AOA) : ce dont nous avons fait abstraction jusqu'ici.

Entre deux admissions, le conduit vibre au quart d'onde...

Au phénomène vibratoire décrit précédemment dû à des oscillations forcées (mouvement du piston) s'ajoute un autre phénomène pulsatoire : entre deux admissions successives, soupape fermée donc, la colonne gazeuse se met à vibrer dans le conduit comme un ressort.

En effet, lorsque la soupape se ferme, la veine gazeuse est subitement freinée ; de par son inertie, elle subit une compression sur l'obstacle que constitue la soupape, compression qui se transmet à toutes les tranches de la veine gazeuse en remontant le conduit jusqu'à l'entrée d'air (là où la section s'élargit). Il y a donc propagation d'une onde de pression, et sa réflexion à chaque extrémité du conduit (soupape-entrée d'air) engendre des oscillations de pression dans tout le conduit. Mais l'étude de la propagation des ondes montre que le signe des ondes incidentes et réfléchies changent suivant la nature de l'obstacle rencontré, puisque, soupape fermée, notre conduit d'admission est assimilable à un tuyau fermé à l'une de ses extrémités. On s'aperçoit que celui-ci vibre de la façon suivante :

— 1 : arrivée à l'extrémité libre, l'onde de pression se réfléchit en onde de dépression;
— 2 : l'onde de dépression se réfléchit sur la soupape sans changer de signe,
— 3 : de retour à l'extrémité libre, l'onde repart vers la soupape en onde de pression.

Le schéma de la figure 83 fait apparaître clairement qu'entre deux sollicitations de pression (ou de dépression), l'onde parcourt 4 fois la longueur du conduit : on dit que le tuyau vibre au quart d'onde. La période de la vibration s'écrit donc :

$$T = \frac{4L}{C}$$

avec :
L : longueur du conduit (en m),
C : vitesse de propagation de l'onde ou célérité du son (en m/s).

La fréquence de la vibration étant l'inverse de la période, nous avons pour celle-ci :

$$f = \frac{C}{4L} \qquad f \text{ en hertz (Hz)}$$

La pression dans la chapelle d'admission varie donc, entre deux ouvertures de soupape, selon une loi périodique (sinusoïdale) de fréquence f.

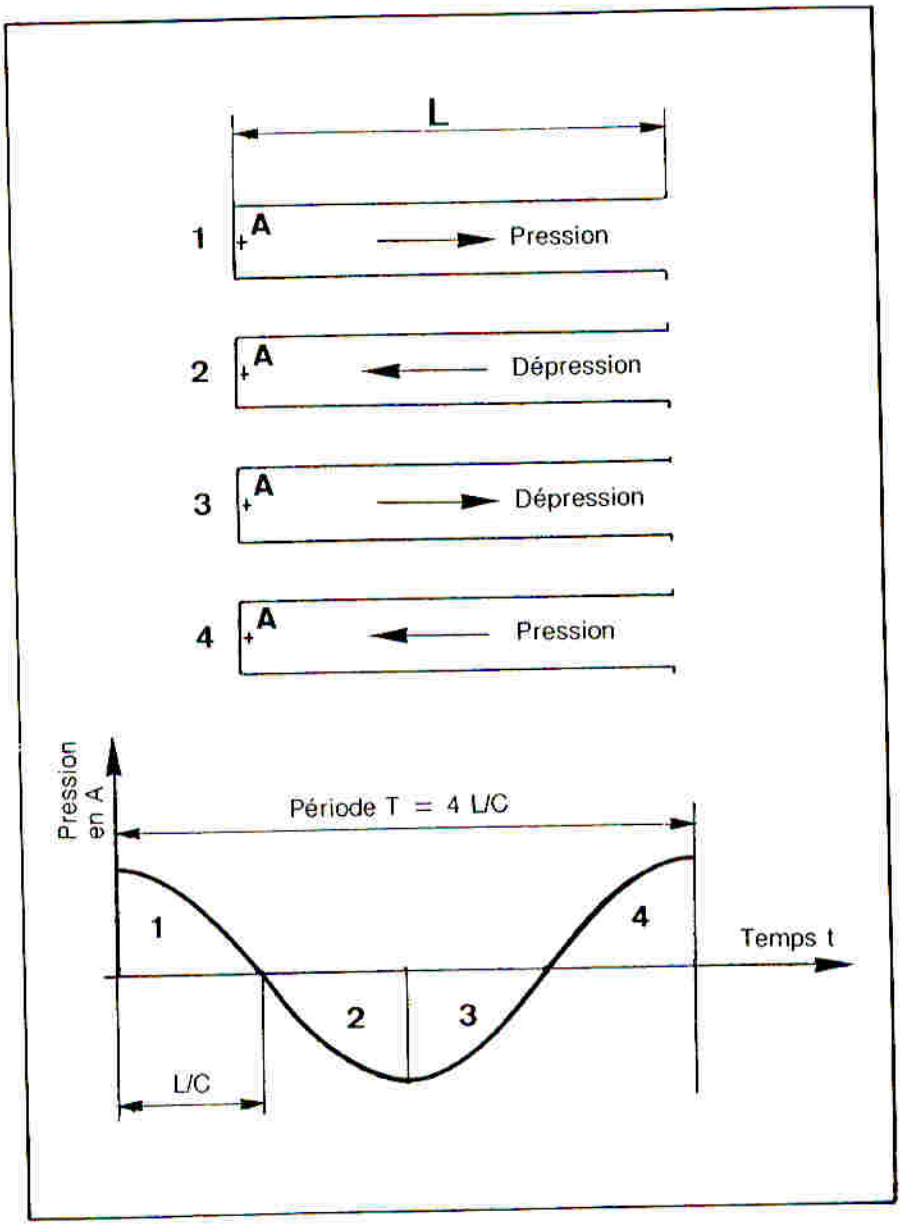


Fig. 83 :
Soupape d'admission fermée, le conduit d'admission est assimilable à un tuyau bouché à l'une de ses extrémités. Au niveau de la soupape en A, les gaz sont à nouveau en « surpression » lorsque l'onde a parcouru 4 fois la longueur du conduit. Le conduit vibre « au quart d'onde ».

Le diagramme de la figure 84 traduit l'évolution de cette pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

On remarque que l'on a tout intérêt à ce que la soupape s'ouvre de nouveau au moment où la chapelle est en pression : la pénétration des gaz dans le cylindre n'en sera que facilitée, ce qui améliorera le balayage du cylindre et son remplissage. C'est le cas illustré par la figure 84. On dit alors qu'il y a mise en phase de l'onde réfléchie avec la nouvelle onde de dépression engendrée par la descente du piston.

Insistons encore sur le fait que cette condition de mise en phase dépend, là encore, pour une longueur de conduit et un diagramme de distribution donnés, du régime moteur. Il est évident que pour un autre régime moteur, ou encore pour un régime identique mais avec une longueur de conduit différente, il n'y aura plus « phasage » des ondes. Dans le pire des cas, la soupape d'admission s'ouvrira, ce qui se traduira inévitablement par une perte de remplissage global ; c'est ce qu'illustre la la figure 85.

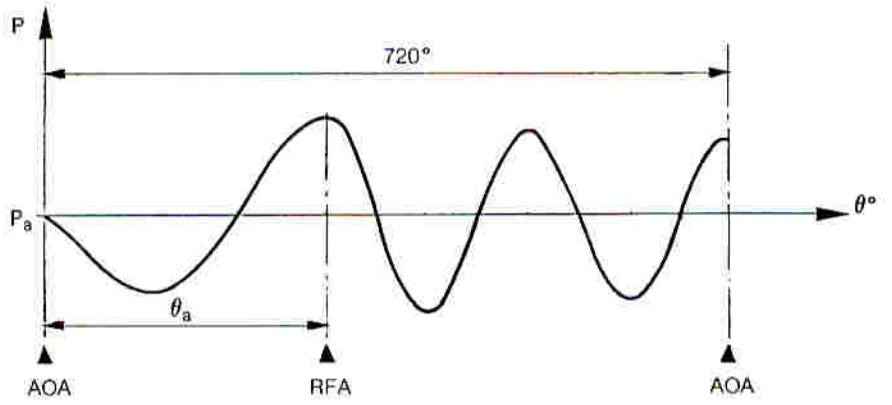


Fig. 84 :
On bénéficie d'une suralimentation acoustique si, au moment de l'ouverture de la soupape (AOA), l'onde de pression réfléchie dans le conduit tombe en phase avec l'onde de dépression provoquée par la descente du piston. (La chapelle d'admission est en surpression au moment de l'AOA).

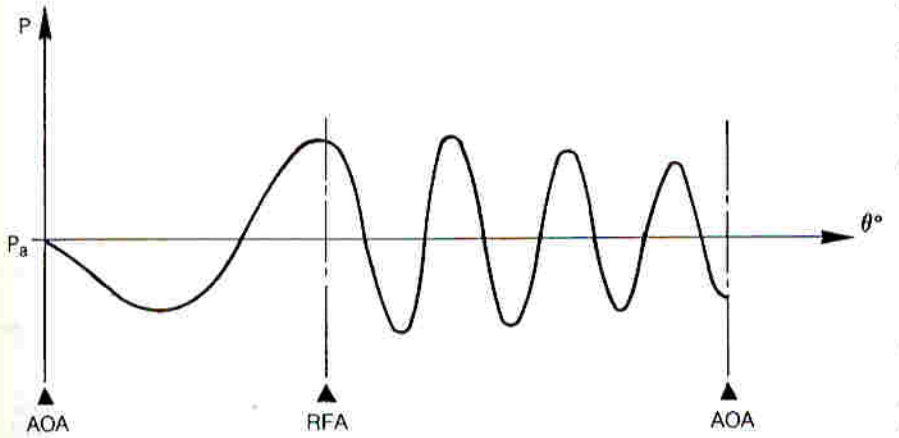


Fig. 85 :
Cas défavorable (sous-alimentation) où l'onde réfléchie n'est pas en phase : la chapelle d'admission est en dépression lorsque la soupape s'ouvre.

Mais revenons sur la condition de mise en phase au moment du « AOA ».

Il faut que la durée de fermeture de la soupape d'admission (appelons la « tf ») corresponde exactement au temps mis par l'onde pulsatoire (désigné par To) pour parcourir 4 fois la longueur L du conduit (ou 8 fois, ou 12 ou 16..., c'est-à-dire en fait une longueur multiple de 4L, afin que l'onde réfléchie soit toujours une onde de pression).

Nous avons donc :

$$To = k\frac{4\,L}{C} \text{ avec k entier (1, 2, 3...)}$$

D'autre part, si θ exprime l'angle total d'ouverture de la soupape d'admission ($\theta = 180^\circ + AOA + RFA$), l'angle de fermeture vaut :

$\theta f = 720^\circ - \theta a$ (voir fig. 84)

D'où, pour un régime N (tr/mn) donné, la durée tf de fermeture de la soupape :

$$tf = \frac{720 - \theta a}{360 \times N/60} = \frac{720 - \theta a}{6\,N} \quad \text{(tf en s)}$$

Il vient donc, si tf = To :

$$k\frac{4\,L}{C} = \frac{720 - \theta a}{6\,N}$$

Si cette équation est vérifiée, nous obtiendrons des gains de remplissage pour des valeurs entières de k, des pertes de remplissage pour des demi-valeurs de k (1,5 - 2,5 -3,5...). Recherchons pour quels régimes moteur on enregistrera des gains sur le remplissage, en tirant N de l'équation ci-dessus :

$$N = \frac{(720 - \theta a)\,C}{24\,k\,L}$$

Prenons un exemple :
— longueur de conduit (depuis l'ouverture à l'air libre jusqu'à la soupape) : L = 600 mm = 0,6 m)
— $\theta = 300^\circ$
— température moyenne des gaz à l'admission : t = 40° C, soit T = 273 + 40 = 313 °K.

Calcul de la vitesse de propagation de l'onde (voir encadré page 93) :

$$C = \sqrt{\gamma . R . T} = \sqrt{1{,}355 \times 289 \times 313} = 348 \text{ m/s}$$

Cela nous donne : $N = \dfrac{420 \times 348}{24 \times 0{,}6 \times k}$

D'où :
— pour k = 1 N = 10 150 tr/mn
— pour k = 2 N = 5 075 tr/mn
— pour k = 3 N = 3 380 tr/mn
— pour k = 4 N = 2 450 tr/mn

* **Remarque 1 :** Il est difficile de bénéficier du cas k=1 car il correspond à un régime d'accord élevé souvent impossible à obtenir sur le moteur étudié, excepté sur les moteurs de très hautes performances.

Pour des valeurs de k supérieures, les régimes de suralimentation sont plus bas et de moins en moins espacés. Mais l'efficacité de la suralimentation chute progressivement, car au fur et à mesure des allers et retours dans le conduit, l'onde s'amortit peu à peu par frottement, et son énergie (amplitude) diminue.

* **Remarque 2 :** La longueur du conduit intervenant au dénominateur, plus elle sera importante, plus les régimes d'accord seront bas. D'autre part, et comme nous l'avons déjà souligné précédemment à propos des phénomènes de résonance, l'effet d'inertie est supérieur dans le cas d'une grande longueur de conduit (masse de gaz plus importante), ce qui accroît l'énergie d'onde. Les effets sur le remplissage, et donc sur le couple moteur, sont favorables dans les bas régimes, ce qui est intéressant du point de vue souplesse.

Les phénomènes d'oscillations de la veine gazeuse dans le conduit modifient par conséquent les conditions « initiales » d'admission à chaque cycle, c'est-à-dire les conditions de pression dans le conduit au moment de l'ouverture de la soupape. Cela se traduit par une modulation plus ou moins bénéfique du remplissage, et si l'on observe la courbe réelle du remplissage en fonction du régime moteur, on remarque que celle-ci n'est faite que d'une suc-

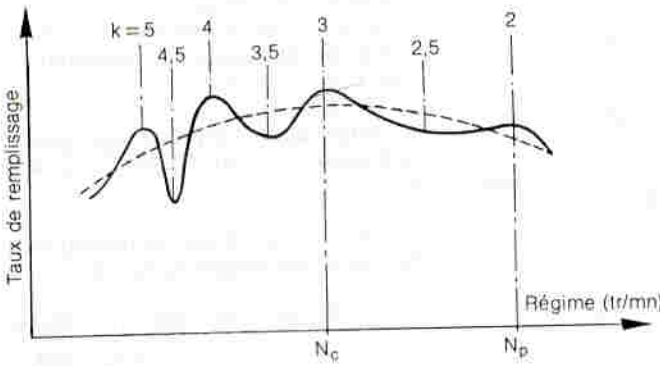


Fig. 86 :
La courbe de remplissage d'un moteur est modulée par des suralimentations (K entier) et des sous-alimentation acoustiques dues au fait que la colonne gazeuse vibre au quart d'onde dans le conduit entre deux ouvertures de soupape.

N_c : régime de couple maxi
N_p : régime de puissance maxi

cession de bosses (correspondant à des valeurs entières de k), bosses alternant avec des creux (sous-alimentation correspondant à des valeurs demi-entières de k, voir figure 86).

Jusqu'ici nous n'avons parlé que des phénomènes pulsatoires à l'admission, mais il faut bien savoir qu'il existe des phénomènes semblables à l'échappement qui peuvent également générer des suralimentations acoustiques à certains régimes si le dispositif d'échappement est correctement « accordé ». On sait l'importance que joue un parfait balayage de la chambre en période de croisement des soupapes sur le remplissage. Nous abordons le cas de l'échappement un peu plus loin.

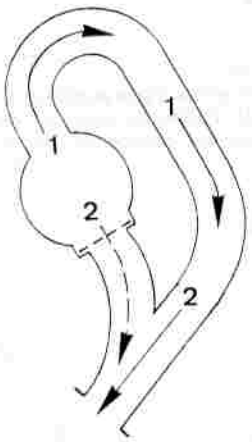
Pour conclure sur le cas de l'admission et de ses résonances acoustiques difficilement maîtrisables totalement, on retiendra donc que la qualité du remplissage du cylindre dépend :

— durant la période d'admission proprement dite (soupape ouverte) : de la configuration du système cylindre-conduit qui, excité à une certaine fréquence (régime de couple), peut entrer en résonance, état correspondant, pour un angle d'admission donné, à une masse de gaz introduite maximale ;
— entre deux cycles d'admission : du mode de vibration de la colonne gazeuse dans le conduit qui, par superposition au phénomène précédent lors du cycle d'admission suivant, peut majorer ou minorer les effets de suralimentation dynamique.

A l'heure du bilan, un conduit d'admission long apparaît comme favorable à un meilleur remplissage aux bas régimes. Il est donc possible d'adapter la longueur du conduit à la plage d'utilisation souhaitée. Néanmoins, il ne faut pas perdre de vue que des conduits longs créent des pertes de charge par frottement supplémentaires, pénalisent par conséquent le remplissage à haut régime, et par voie de conséquence la puissance maxi. D'autre part, sur les moteurs délivrant une puissance maxi à très haut régime, il peut s'avérer au contraire intéressant de réduire la longueur du conduit d'admission, afin de tirer le bénéfice d'une suralimentation acoustique à « k=2 » (voire k=1) au régime de puissance maxi.

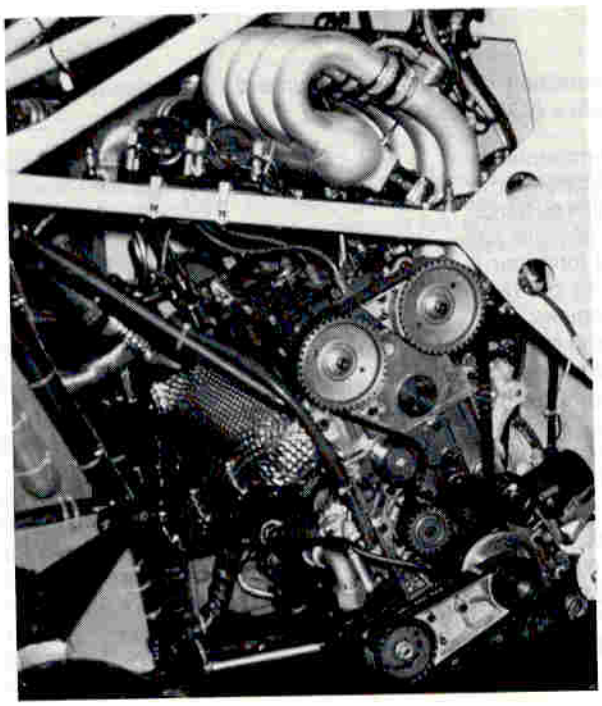
On imagine les bienfaits qu'apporteraient des tubulures d'admission de longueur continûment variable avec le régime, variant en raison inverse de celui-ci, et mariées idéalement à une distribution à diagrammes également variables... Ach... on peut toujours rêver.

En attendant, d'aucuns tentent de résoudre à leur façon ce problème apparemment insoluble. Exemple Peugeot qui, pour le 4 cylindres 16 soupapes turbocompressé de sa 405 T16, a développé une tubulure d'admission spéciale à 8 conduits : 4 longs pour les bas régimes, 4 courts pour les régimes supérieurs à 4 000 tr/mn, une régulation électronique assurant l'ouverture des orifices des petits conduits (voir fig. 87).



1 ——► Circulation de l'air pour régime moteur inférieur à 4000 tr/mn
2 - - - ► Circulation de l'air lorsque le régime dépasse 4000 tr/mn, ouverture du clapet (conduit court)

Fig. 87 :
Schéma de principe de la tubulure d'admission mixte (conduit long, conduit court) montée sur le moteur de la Peugeot 405 T16.



Le 4 cylindres de la 405 T16 se singularisait par une tubulure d'admission à double conduit, pilotée électroniquement : longs conduits pour les bas régimes, conduits courts pour les régimes supérieurs à 4000 tr/mn.

Propagation d'onde, vibration acoustique...

Lorsqu'un milieu élastique (ressort, gaz...) subit un ébranlement (surpression ou dépression dans le cas d'un gaz) répété à intervalles réguliers dans le temps, on assiste à une propagation de l'ébranlement, depuis la source jusqu'à l'autre extrémité du milieu. On parle de déplacement d'onde : onde de pression si l'ébranlement de départ est une surpression, onde de dépression dans le cas contraire.

Dans le cas d'un gaz, on montre que la vitesse de propagation d'une onde n'est fonction que de la nature et de la température de celui-ci.

On obtient :

$C = \sqrt{\gamma.R.T}$ (C en m/s)

T : température du gaz en degré Kelvin
($T°K = t°C + 273$)
R : constante des gaz parfaits (R = 289)
γ : cœfficient adiabatique du gaz
ex. : $\gamma = 1,35$ pour les gaz frais
γ : = 1,45 pour les gaz d'échappement

C représente la vitesse de propagation de l'onde ou encore la ***célérité du son.*** *Toute vibration mécanique correspond à un signal sonore non forcément audible (l'oreille humaine ne pouvant percevoir que les vibrations de fréquence comprise entre 20 et 20 000 Hz). Dans l'air à température ambiante, le son se propage à 340 m/s. Ainsi tout ébranlement dans l'air ou dans un gaz se traduit par une vibration dite* ***acoustique.***

Remarque : *La vitesse de propagation de l'onde dans un gaz est constante si la témparture l'est. Si cela se vérifie à peu près pour les gaz d'admission d'un moteur, ça l'est beacoup moins en ce qui concerne les gaz d'échappement.*

La distance parcourue par l'onde entre deux oscillations, c'est-à-dire pendant une période T, est appelée ***longueur d'onde*** *notée* λ *(« lambda »). On a donc :*
$\lambda = C.T$ (λ en m)

Ainsi dans notre conduit, deux points de la colonne gazeuse seront dans le même état de pression (ou même état vibratoire) s'ils sont distants de la valeur λ, ou 2λ, ou 3λ...

Insistons encore sur le fait qu'une onde ne transporte pas de « matière », mais de l'énergie (sous forme de pression pour ce qui nous concerne).

Réflexion d'une onde...

Lorsque l'onde incidente émise atteint la limite du milieu (extrémité de la colonne gazeuse), elle se réfléchit et se propage en sens inverse avec la même vitesse. Mais suivant la résistance de l'obstacle rencontré, le signe de la déformation produite par l'onde peut changer :
— Obstacle fixe (soupape fermée par exemple) : une onde de pression se réfléchit en onde de pression ; les tranches de gaz déformées vers la droite à l'aller se voient déformées vers la gauche au retour ; la déformation a changé de signe.
— Obstacle sans résistance (élargissement de la section du conduit, extrémité à l'air libre) : le signe de la déformation ne change pas ; une onde de pression se réfléchit en onde de dépression et vice-versa ; les tranches de gaz restent déformées dans le même sens.

Ondes stationnaires :

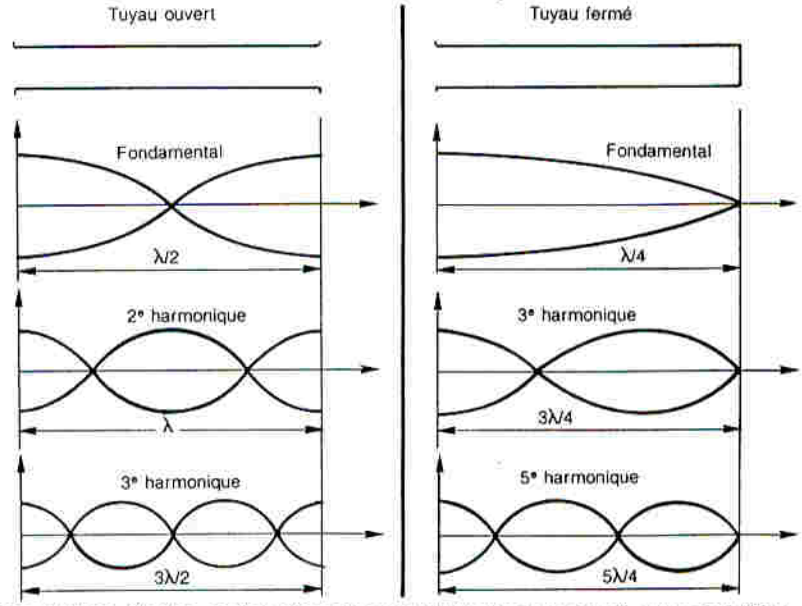
La superposition des ondes incidentes et réfléchies (de même période) peut donner lieu à la formation d'ondes dites « stationnaires » qui détermine l'état vibratoire du milieu.

Dans le cas d'une colonne gazeuse vibrant dans un tuyau, ces ondes stationnaires se caractérisent par une succession de « ventres » alternant avec des « nœuds » :
— un nœud de pression correspond à une pression stable ; la vitesse vibratoire y est constamment nulle ;
— un ventre de pression traduit au contraire une vitesse vibratoire maximale, la pression de la tranche de gaz en cet endroit oscillant constamment autour de la valeur stable.

On vérifie aisément que la distance séparant un ventre d'un nœud est égale au quart de la longueur d'onde ($\lambda/4$).

L'expérience montre qu'un tuyau vibrant ouvert présente un ventre de vibration à chacune de ses extrémités (fig. A). Entre ces deux ventres, la longueur du tuyau correspond donc à un nombre entier de fois la demi-longueur d'onde ($\lambda/2$, λ, $3\lambda/2$, 2λ...).

Par contre, dans un tuyau fermé à une extrémité, un ventre apparaît à l'embouchure et un nœud à l'extrémité fermée. Dans ce cas, la longueur du tuyau vaut un nombre impair de fois le quart de la longueur d'onde ($\lambda/4$, $3\lambda/4$, $5\lambda/4$...). On dit que le tuyau vibre au quart d'onde.



Phénomènes d'ondes stationnaires dans un tuyau ouvert ou fermé, avec répartition des ventres et des nœuds de vibration, pour la fréquence fondamentale et pour les premiers harmoniques.

1.4. Le système d'alimentation

Thème ô combien vaste s'il en est puisqu'il regroupe l'alimentation par carburateurs, ceux-ci présentant, suivant les fabricants, de nombreuses variantes de réalisation, et celle par injection, allant de l'injection purement mécanique (directe ou indirecte) à l'injection électronique cartographique, indirecte phasée, en passant par l'injection semi-électronique continue.

Nous ne pouvons, d'une part pour des raisons évidentes de pagination, d'autre part parce que nous sortirions du cadre de cet ouvrage, passer en revue et détailler tous ces systèmes. Un livre seul n'y suffirait pas. Nous ne nous intéresserons qu'aux systèmes les plus courants montés sur les moteurs de série, en nous attardant davantage sur ceux développés en compétition.

Mais auparavant quelques constatations :

Peu à peu, sur les moteurs de série, le carburateur cède le pas à l'injection, et pas uniquement sur les véhicules haut de gamme. A l'origine de cette évolution, essentiellement une recherche constante vers des consommations moindres (à puissance spécifique égale) et une émission de gaz toxiques sans cesse en régression, répondant aux normes de plus en plus sévères. De ce point de vue, les systèmes d'injection, et particulièrement ceux gérés électroniquement se révèlent supérieurs aux carburateurs. Leur grande qualité réside surtout dans leur rapidité à fournir le dosage exact de carburant au moteur, ce qui se traduit par un fonctionnement beaucoup plus régulier et progressif, avec de bonnes reprises ; les démarrages à froid sont également largement facilités.

Pour tenter de survivre, le carburateur moderne voit désormais plusieurs de ses fonctions gérées par l'électronique, toujours en vue de satisfaire aux normes de pollution. D'un autre côté, les injections multi-points (un injecteur par cylindre) exigeant un coût de fabrication encore trop élevé pour pouvoir supplanter le carburateur sur les véhicules de petites cylindrées ou de moyenne gamme, les fabricants se lancent vers l'injection monopoint (un injecteur pour tous les cylindres).

Et la performance dans tout ça ? Elle passe presque au second plan. Certes sur les moteurs de course top niveau, on ne conçoit plus d'alimenter un moteur par carburateurs. Les mentalités ont évolué, les règlements sportifs aussi. Les courses d'Endurance et de Formule 1, soumises à des règles de consommation strictes, ont favorisé le développement de l'injection électronique. Par les paramètres multiples qu'elle peut gérer ultra rapidement au millième de seconde (régime moteur, charge, densité de l'air, températures moteur et échappement...) elle s'est aussi considérablement développée depuis l'avènement des moteurs turbocompressés.

La gestion électronique du dosage a surtout permis d'optimiser le rendement moteur sur toute sa plage de fonctionnement. Mais côté puissance pure, il ne faut pas se leurrer : à plein gaz, pour un débit d'air donné, il faut une quantité d'essence unique bien déterminée ; que celle-ci soit apportée par le carburateur ou l'injection, le résultat est le même. Entre un système d'alimentation par carburateurs bien conçu (un corps de carburateur par cylindre), et un système d'injection le plus évolué, lorsque « tout est ouvert en grand », la différence de puissance reste somme toute minime. Elle ira en faveur de l'injection, parce que de par son principe, elle introduit moins de perte de charge dans les conduits d'admission (absence de venturi) ; encore que les injections disposant d'un débitmètre ne sont guère mieux loties dans ce domaine... En revanche nous verrons que l'injection électronique possède le gros avantage d'apporter des corrections intéressantes sur le dosage, notamment en fonction des températures, ce qu'un carburateur ne sait pas faire.

Il n'empêche que du point de vue performances pures, l'alimentation par carburateurs a encore son mot à dire. Lorsqu'elle est bien conçue, elle offre des possibilités de réglage très vastes, et en tout cas bien plus aisées à mettre en œuvre par l'amateur.

Concernant ce type d'alimentation, nous traiterons surtout les cas d'un carburateur très performant, utilisé de façon quasi-universelle en compétition car conçu dans cette optique, nous voulons parler du carburateur Weber « DCOE », du type horizontal à double corps.

En matière d'injection, nous parlerons des injections les plus usitées sur les moteurs de tourisme plus ou moins sportifs, c'est-à-dire des systèmes Bosch K-KE Jetronic et LEJetronic, ainsi que des injections électroniques spécifiquement développées pour la compétition, et gérées entièrement par cartographie.

Mais auparavant quelques rappels sur...

*** La notion de dosage...**

Suivant les conditions de fonctionnement du moteur (régime, charge), le dispositif d'alimentation doit fournir un mélange air-carburant en proportions variables. Une bonne combustion du mélange repose sur les points suivants :

— essence aussi finement pulvérisée que possible,
— homogénéité du mélange parfaite,
— dosage d'air - essence précis.

Sur un carburateur, la pulvérisation de l'essence est obtenue par la diffusion d'une émulsion préalable d'air et d'essence à l'intérieur d'un venturi, là où la vitesse de la veine d'air est maximale. Sur les systèmes d'injection, c'est l'injecteur qui assure la pulvérisation de l'essence dans l'air aspiré par le moteur. Dans les deux cas, l'homogénéité du mélange est en partie réalisée à l'intérieur des conduits de tubulure d'admission (les phénomènes pulsatoires contribuant à assurer le brassage), ainsi que dans la chambre suivant les conditions de turbulences.

Quant au dosage, il exprime la quantité en masse de l'air qu'il faut mélanger à une quantité d'essence donnée, pour obtenir la combustion complète du mélange. Généralement, on le donne sous la forme d'un rapport, dit « stoechiométrique » entre la masse d'essence et la masse d'air.

Le dosage idéal veut que le mélange comprenne 15 g d'air pour 1 g d'essence. On parle alors de rapport 1/15, ou encore de « titre 15 ».

Par conséquent, un dosage riche correspond à un rapport supérieur à 1/15, un dosage pauvre à un rapport inférieur. Ainsi parallèlement à cette notion de dosage, fait-on intervenir celle de « richesse », en définissant une richesse unité (ri = 1) correspondant au dosage idéal (d) de 1/15. Le taux de richesse du mélange s'établit donc comme suit : $ri = 15 \times d$.

Prenons deux exemples :

— si d = 1/12,5, on a : ri = 1,2... mélange riche
— si d = 1/17, on a : ri = 0,88... mélange pauvre.

Nous verrons que le dosage du mélange n'est pas toujours constant. Néanmoins, il convient pour des questions de rendement et de puissance, que celui-ci ne sorte pas de la fourchette 1/18 (ri = 0,83) - 1/10 (ri = 1,5). Les limites d'inflammabilité du mélange se situant quant à elles aux valeurs 1/22 (ri = 0,68, mélange excessivement pauvre) et 1/4,5 (ri = 3,3 mélange beaucoup trop riche).

• Richesse - rendement - puissance :

Les courbes de la figure 88 mettent en évidence l'influence du dosage sur les performances du moteur, celui-ci fonctionnant à un régime et à un état de charge donnés. On constate que le meilleur rendement (consommation spécifique mini) est obtenu pour un mélange légèrement pauvre (ri = 0,85) ; dans ces conditions, la puissance moteur n'est pas à son maximum. Au contraire, le dosage permettant d'atteindre la puissance maximale correspond à un mélange riche de richesse 1,2. Ceci explique que sur les moteurs de série le dosage soit réglé légèrement pauvre en charge partielle du moteur qui est la plus utilisée (consommation réduite), qu'il soit réglé plus riche uniquement pour le fonctionnement à pleine charge. Naturellement, on comprend que pour la compétition, on ait tout intérêt à opter pour des richesses de mélange voisines de 1,2 (si l'on n'est pas limité par des problèmes de consommations) ; cela permet dans le même temps de limiter les températures excessives (pistons et soupapes), un mélange pauvre contribuant à augmenter les contraintes thermiques du moteur. Ceci est particulièrement important pour les moteurs suralimentés par turbocompresseur...

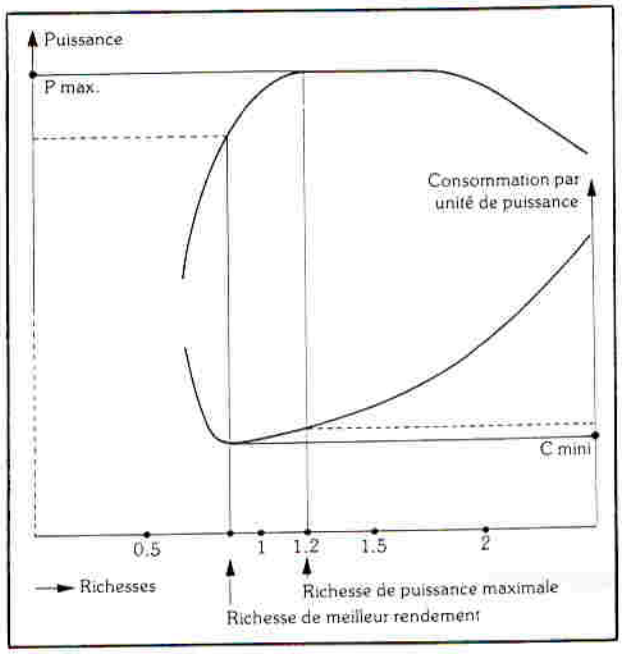


Fig. 88 :
Influence de la richesse du mélange sur la puissance et le rendement.

A. Alimentation par carburateurs

Nous l'avons vu précédemment, en parlant du cas des tubulures, les conditions de remplissage optimal passent, dans la mesure du possible, par une alimentation à un carburateur ou un corps de carburateur par cylindre. Soit, pour un 4 cylindres, 2 carburateurs double corps si la culasse comporte 4 entrées, 2 simple corps ou un double corps si la culasse ne possède que 2 entrées (on se reportera aux fig. 74 et 75).

Le carburateur double corps (ou triple ou quadruple) possède les avantages, sur les monocorps associés, d'une plus grande compacité, d'une installation plus facile, d'une commande de gaz plus simple (l'ouverture des papillons étant synchronisée d'un corps à l'autre), et d'une intervention sur les réglages souvent plus rapide. En revanche, les entraxes de corps imposent une certaine forme aux tubulures et l'alignement corps de carburateur tubulure est un peu plus délicat. On distingue deux types de carburateur, définis suivant le sens de l'aspiration de l'air :

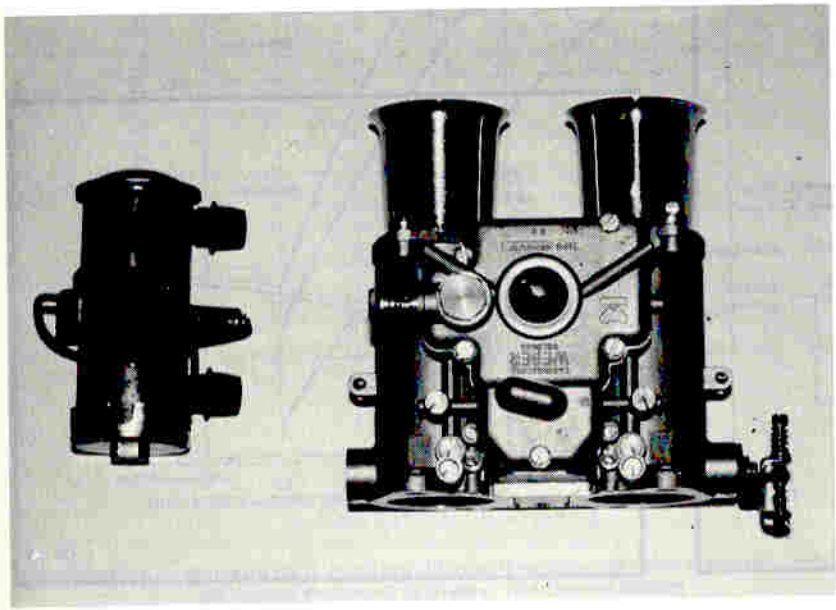
— les carburateurs inversés, avec aspiration verticale descendante,
— les carburateurs horizontaux, avec aspiration horizontale.

Les carburateurs multi-corps ne comportent qu'une seule cuve, mais bien entendu, chaque corps, étudié pour alimenter un seul cylindre, comprend absolument tous les éléments de dosage propres à un seul carburateur.

On peut regrouper les éléments essentiels d'un carburateur comme suit :

— le corps et sa buse,
— la cuve, son flotteur et son pointeau,
— le gicleur principal d'essence,
— le dispositif d'automaticité avec tube d'émulsion et gicleur d'air,
— le dispositif de ralenti et de progression,
— le dispositif enrichisseur par pompe de reprise...

Tous ces éléments principaux doivent faire l'objet d'un calibrage, voire pour certains, d'un réglage. Nous allons les passer en revue en rappelant leur fonction de base. Aussi prendrons-



Le Weber double corps DCOE, dans ses diamètres 40, 45 ou 48 mm demeure indéniablement le carburateur le plus prisé des préparateurs. Ses atouts : qualité de fabrication, possibilités de réglage infinies, axe de papillon guidé sur roulements, esthétique... un must en voie d'extinction (à gauche, la pompe à essence électrique qui lui est souvent associée).

nous en référence le carburateur le plus utilisé en compétition : le Weber DCOE, horizontal à double corps. Superbement bien conçu, il offre des possibilités de réglage quasi-infinies, tous les dispositifs réglant le dosage étant de surcroît d'une accessibilité sans pareille, ce qui rend d'immenses services en cas de panne ou réglage d'urgence. Signalons aussi qu'il fait partie des rares carburateurs à proposer un axe de papillons guidé sur roulements à billes étanches (jeu latéral inexistant, aucun risque de grippage). Et puis, ce qui ne gâte rien, leur « look » est très flatteur, surtout lorsqu'ils sont garnis, ce qui est prévu, de trompettes d'admission.

a. Le corps et la buse :

Le corps du carburateur, défini par son diamètre, constitue en fait le prolongement naturel du conduit d'admission. Son diamètre doit être déterminé à partir de la cylindrée, du nombre de cylindres à alimenter, et du régime maxi ; c'est-à-dire qu'il doit tenir compte du débit maximal d'air que peut absorber le moteur, pour éviter tout étranglement. Son diamètre sera nécessairement supérieur au diamètre de la soupape d'admission.

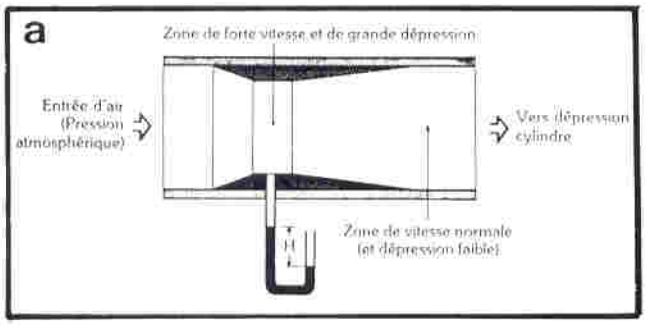
Pour le calcul du diamètre du corps, les fabricants de carburateur proposent des formules très voisines. On retiendra :

** Diamètre du corps du carburateur

$$D = k \times \sqrt{\frac{V \times N}{1000}}$$

Avec :
— D en mm,
— V : cylindrée unitaire en cm^3,
— N : régime maxi en tr/mn,
— k : cœfficient variant suivant le nombre de cylindres à alimenter :
  • 1 à 4 cylindres : 0,8 à 0,9 (le corps alimentant un nombre quelconque de cylindres)
  • 6 cylindres : k = 1
  • 8 cylindres : k = 1,15.

Exemple : 4 cylindres, 1 600 cm^3, 7 000 tr/mn maxi.



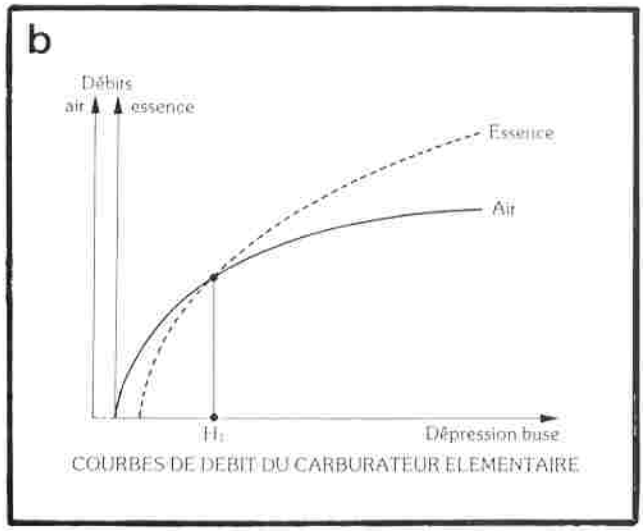
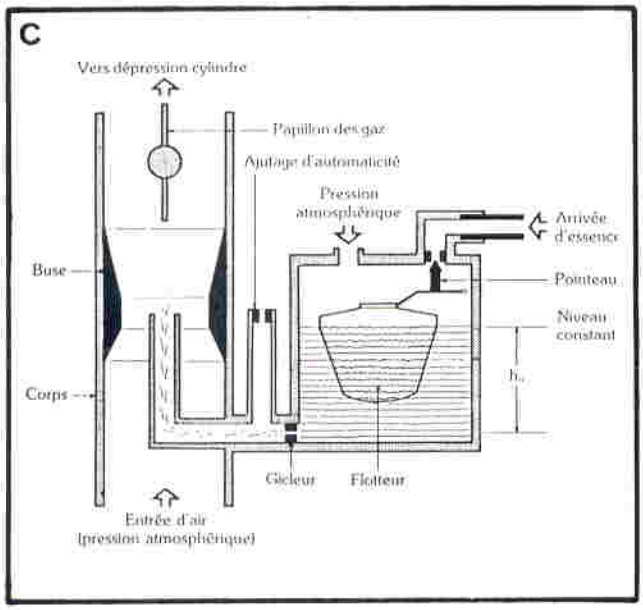
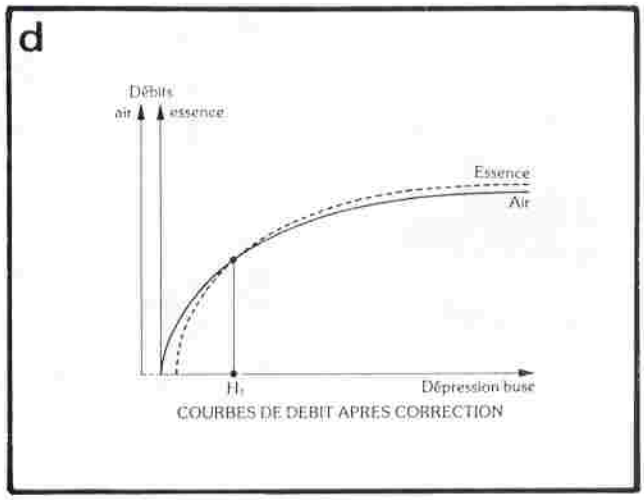


Fig. 89 : Rappels de quelques notions élémentaires sur le principe de fonctionnement du carburateur - a. Effet venturi créé par la buse - b. Variation du dosage du mélange en fonction de la dépression buse en cas d'absence de dispositif d'automaticité - c. et d. Principe de l'automaticité dans le but d'obtenir un dosage sensiblement constant en fonction de la dépression buse.





$D = 0{,}8 \text{ à } 0{,}9 \times \sqrt{400 \times 7} = 42{,}3 \text{ à } 47{,}6$ mm.

On choisira un carburateur de 45 mm de diamètre de corps (Weber 45 DCOE). Le diamètre calculé ne peut évidemment correspondre à des diamètres de carburateur existants (ceux-ci étant calibrés). On retiendra qu'un carburateur surdimensionné est toujours préférable à un carburateur trop petit.

Le mélange et le dosage air-essence s'effectuent en amont du papillon, au niveau de la buse, placée en un point du corps. La buse, appelée aussi venturi ou encore diffuseur, constituée d'un convergent-divergent a pour but de créer, au droit de l'étranglement qu'elle réalise dans le corps :

— une importante accélération de la veine d'air,
— une dépression dont l'intensité varie avec le débit d'air. C'est l'effet « Venturi » (voir fig. 89 a).

C'est donc au droit de l'étranglement, par la dépression créée, que débouchera l'essence dont l'écoulement est calibré par un gicleur. La vitesse élevée de l'air à cet endroit favorise la pulvérisation de l'essence dans la veine d'air, la présence d'un centreur de jet améliorant la diffusion du mélange.

La buse représente donc le premier élément de réglage important d'un carburateur, puisqu'elle établit une relation entre le débit d'air et la dépression qui servira à aspirer l'essence. Sa présence crée en revanche une perte de charge dans le conduit. Aux bas régimes, faibles débits d'air, le diamètre de la buse (nous parlons du diamètre de l'étranglement) a intérêt à être petit pour assurer une bonne vitesse des gaz, garantie d'une bonne pulvérisation. Mais une telle buse ne peut être compatible avec les débits d'air importants que réclament les hauts régimes. On en conclut que :

— un diamètre de buse faible améliore les accélérations et les reprises mais fait chuter la puissance maxi,
— un grand diamètre permet d'obtenir le maximum de puissance à haut régime (moteur plus pointu à l'utilisation).

Le banc d'essai, mais aussi les tests sur toute, détermineront le meilleur choix en fonction des caractéristiques recherchées ou du type de compétition envisagé. Sur un moteur préparé pour le rallye, avec les nombreuses relances de régime que cela suppose, on préférera certainement monter des buses légèrement plus petites, quitte à laisser dehors quelques chevaux à plein régime.

Comme dimension de base, on prendra :

**** Diamètre de buse :**

$$d = 0{,}8 \times D$$

— d en mm,
— D : diamètre du corps en mm.

Dans notre exemple, concernant le carburateur 45 DCOE, on prendra comme base de départ une buse de diamètre 36 mm.

Le diagramme de la fig. 90, établi par la firme Weber, donne les diamètres de buse à choisir en fonction de la cylindrée unitaire et du régime maxi d'un moteur à 4 cylindres alimenté chacun par un corps de carburateur. L'exemple choisi sur le diagramme correspond à un 1 300 cm³ (325 cm³ de cylindrée unitaire) : ainsi la buse doit avoir un diamètre de 29 mm à 6 000 tr/mn, 37 mm à 8 000 tr/mn, et 43 mm à 10 000 tr/mn.

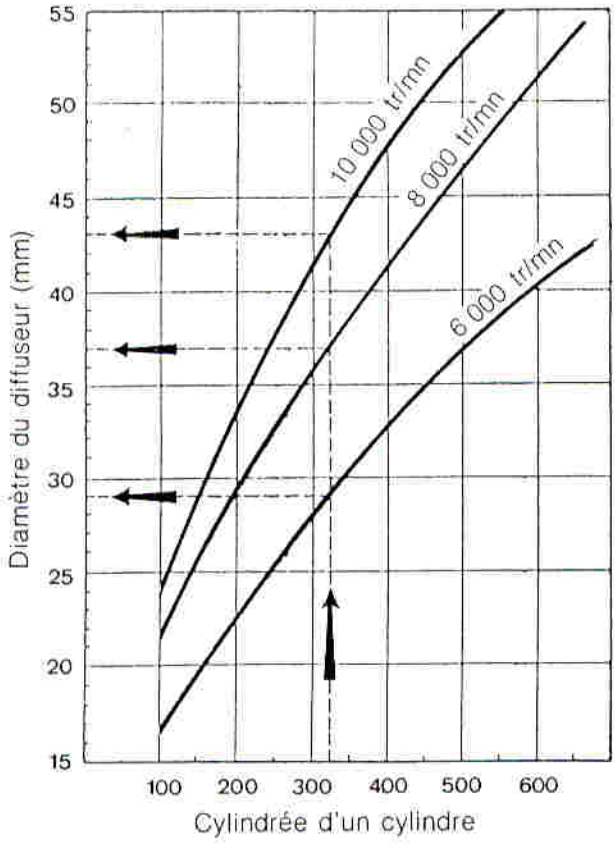


Fig. 90 :
Détermination du diamètre de la buse (ou diffuseur) en fonction de la cylindrée unitaire et du régime (moteur 4 cylindres). (Document Weber).

**** Le centreur de jet :**

Il comporte deux caractéristiques :

— La section minimale (« tarage ») du tube de giclage : donnée, elle a surtout une influence aux régimes élevés (sur les Weber DCOE, le « tarage » du centreur est donné par un chiffre variant généralement de 3 à 5),
— Sa longueur : sur les moteurs préparés, on utilise des centreurs allongés pour réduire les refoulements de mélange produits par les pulsations à l'admission. Certains préparateurs vont jusqu'à fabriquer leurs propres centreurs.

b. Gicleur principal de carburant

Il calibre le débit d'essence en provenance de la cuve sous l'effet de la dépression engendrée par la buse. Par conséquent, il doit être déterminé en fonction du diamètre de celle-ci.

**** Diamètre du gicleur principal :**

	$Gp = 0{,}05 \times d$	avec d et Gp en mm
ou	$Gp = 5 \times d$	avec d et Gp en centièmes ou "points"

Exemple : buse diamètre d = 36 mm ⇒ diamètre Gp = 1,8 mm, soit un gicleur de « 180 ».

Toute augmentation (diminution) du diamètre du diffuseur doit être accompagnée d'une augmentation (diminution) du calibre du gicleur principal. Une variation d'1 mm du diamètre de buse correspondant à peu près à une variation de 0,05 mm (5 points) du diamètre du gicleur.

On se reportera également au document fourni par Weber, fig. 91.

c. Dispositif d'automaticité

Rappelons en quoi il consiste. Il serait trop simple en effet que le dosage air-essence puisse être régi parfaitement en toutes circonstances par la seule dépression au niveau de la cuve et par le calibrage du gicleur d'essence. Les écoulements des gaz et des liquides ne suivant pas les mêmes lois physiques, la quantité de carburant délivrée par le gicleur augmente trop rapidement par rapport à la quantité d'air traversant la buse. Si bien que le dosage devient d'autant plus riche que la dépression s'accroît au niveau de la buse (voir graphique fig. 89 b). Aussi diminuer le gicleur d'essence pour être bien dans les tours, reviendrait à appauvrir par trop le mélange dans les bas régimes.

Pour pallier ce fâcheux problème, on a recours depuis longtemps à un système régulateur dit « d'automaticité », constitué :

— d'un jet d'air ou « ajutage »,
— d'un tube d'émulsion.

Le jet d'air, placé en parallèle du gicleur principal sur le circuit de dépression, a pour rôle de diminuer la dépression au niveau du gicleur d'essence (puisqu'une partie de la dépression servira à aspirer de l'air). Quant au tube d'émulsion, il sert à réguler la dépression au niveau du gicleur d'air, c'est-à-dire à moduler l'action du dispositif d'automaticité. Ce tube comporte sur sa hauteur des trous judicieusement disposés ; il est placé dans un puisard, en aval du gicleur d'essence ; le niveau d'essence dans le puisard est soumis à la dépression de la buse, cette dernière ne pouvant agir sur le jet d'air que par les trous du tube d'émulsion. Ainsi, aux faibles dépressions dans la buse, si le niveau d'essence dans le puisard recouvre tous les trous du tube d'émulsion, l'automaticité n'agit pas. La dépression augmentant, le niveau dans le puisard baisse et découvre peu à peu les trous, l'automaticité intervient progressivement, puisque de l'air est aspiré dans le tube qui, comme son nom l'indique, prépare le mélange à une première émulsion favorable à une meilleure pulvérisation pour la suite.

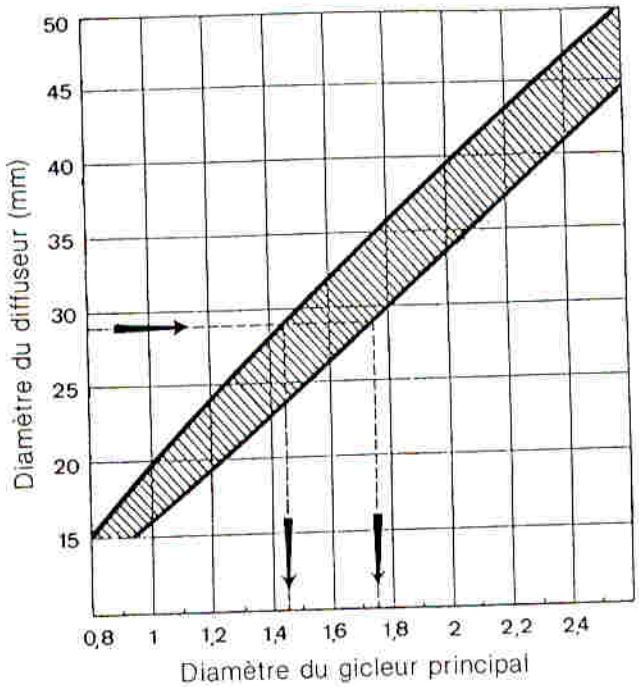


Fig. 91 :
Choix du diamètre du gicleur principal en fonction du diamètre de buse, pour un diamètre de gicleur d'air d'automaticité de « 200 » (2 mm). Ce diagramme correspond au cas d'un corps alimentant 4 cylindres. Si ce corps alimente 2 cylindres, il faut multiplier par 0,9 le diamètre du gicleur, par 0,75 s'il alimente un seul cylindre. (Doc. Weber).

On en conclut :

— qu'une diminution du diamètre de l'ajutage entraînera un enrichissement du mélange sur toute la plage de débit,
— qu'une augmentation du diamètre aura pour effet d'appauvrir le mélange, et ce davantage au bas et moyen régimes.

****Diamètre du jet d'air d'automaticité**

	Ga = Gp + 0,06	avec Gp et Ga en mm
ou	Ga = Gp + 60	avec Gp et Ga en centièmes ou "points"

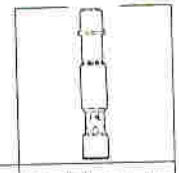
Là encore des essais s'imposent. Pour peaufiner les réglages, on peut jouer sur les diamètres Gp et Ga, en considérant qu'un accroissement du diamètre du jet d'air de 0,15 mm a le même effet qu'une réduction de 0,05 mm de celui du gicleur principal.

**** Le tube d'émulsion :**

Il influence surtout le dosage aux bas régimes et dans les phases de reprise. Il se caractérise par :

— son diamètre extérieur, qui conditionne la quantité d'essence dans le puisard séparée de celle en liaison avec le gicleur d'air,

Fig. 92 : Tableau de références des tubes d'émulsion pour carburateur double corps Weber DCOE, en fonction des caractéristiques recherchées. (Doc. Weber).



Tubes d'usage plus étendu	F2 - F3 - F4 - F7 F9 - F11 - F14 F15 - F16
Pour enrichir à bas régime ou dans les petites accélérations (tubes dépourvus d'orifices en bas)	F7
Pour appauvrir à bas régime ou dans les petites accélérations (tubes pourvus d'orifices en haut)	F2 - F3 - F11 F14 - F15 - F16
Tubes avec nombreux orifices pour réduire la richesse à régime élevé si le jet d'air est plus grand de 2,00	F11 - F19
Parfois, pour enrichir les petites accélérations, il est nécessaire d'augmenter la réserve de carburant : on réalise cela à l'aide d'un tube de diamètre extérieur petit, orifice prévalalemment bas, et un jet d'air plus grand pour éviter la richesse à régime élevé	F7 - F8

— la position et la grosseur des orifices proches du gicleur d'air (pour l'appauvrissement),
— la position et la grosseur des orifices proches du gicleur d'essence (pour l'enrichissement). (Voir tableau fig. 92).

Sur un moteur préparé, on évite d'avoir à modifier le tube d'émulsion qui ne constitue pas un élément essentiel dans la recherche de la performance. Le bon calibrage des gicleurs d'air et d'essence suffit généralement, et cela limite les possibilités de réglage qui relèveraient vite du casse-tête.

d. Ralenti et progression

Au ralenti, papillon presque fermé, le faible débit d'air ne permet pas d'obtenir une dépression suffisante dans la buse pour amorcer le circuit principal. On utilise alors la forte dépression règnant dans le conduit d'admission pour amorcer un circuit auxiliaire, dit de ralenti, qui débouche en aval du papillon, par un orifice dont le calibrage est réglable par une vis-pointeau (vis de richesse de ralenti). (Fig. 93 B). Ce circuit associe en parallèle un gicleur de ralenti et un jet (ou calibrage) d'air de ralenti de façon à former une émulsion riche en essence. La richesse de cette émulsion sera corrigée à l'aide de la vis-pointeau en fonction du débit d'air traversant le corps du carburateur, c'est-à-dire en fonction du régime de ralenti ajusté par la vis de butée de papillon. Il est important de ne pas confondre les rôles respectifs de la vis de ralenti (ou de butée de papillon), qui règle l'ouverture du papillon et donc le niveau du régime moteur, et de la vis de richesse de ralenti qui réalise un mélange de richesse précis en fonction du régime de ralenti.

Sur un carburateur double corps, l'ouverture des papillons étant synchro-

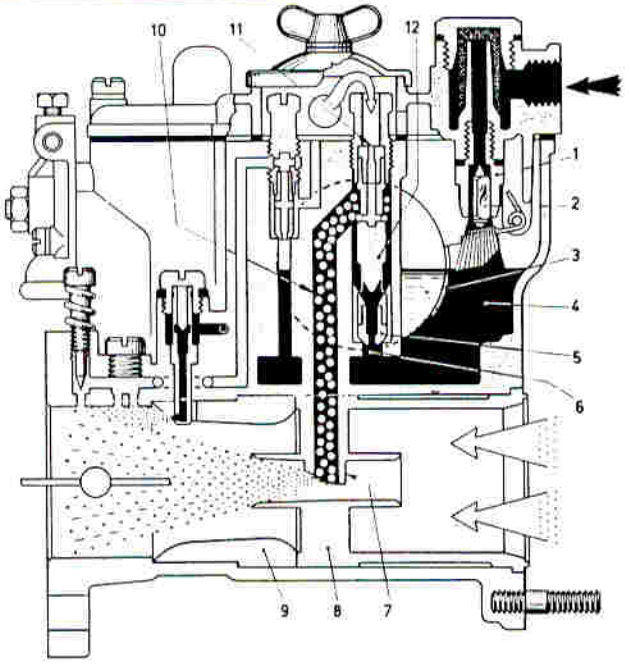


FIG. A

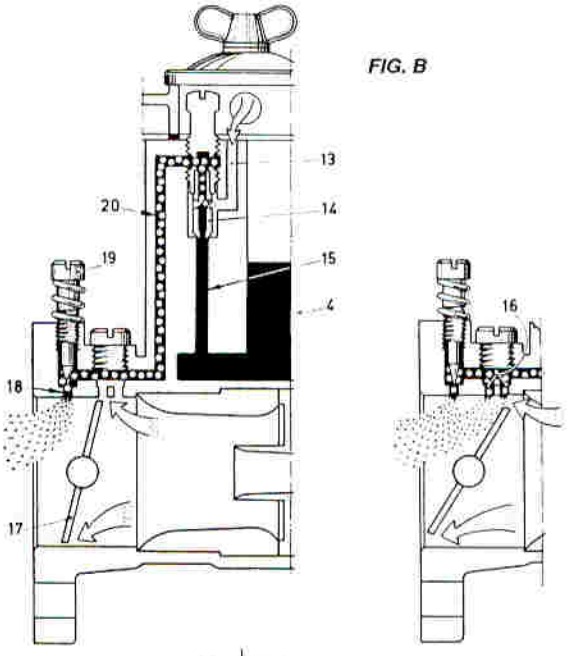


FIG. B

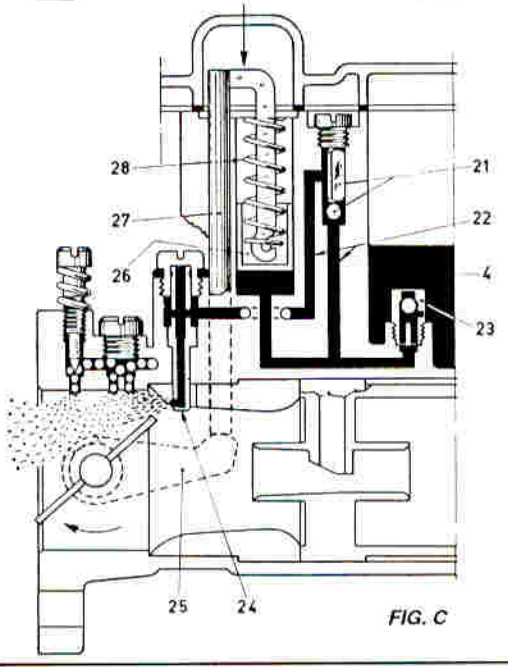


FIG. C

1. Corps de pointeau - 2. Pointeau - 3. Flotteur - 4. Cuve - 5. Gicleur principal - 6. Conduit principal - 7. Centreur - 7. Tube éjecteur - 8. Centreur - 9. Buse - 10. Conduit d'émulsion - 11. Jet d'air d'automaticité -12. Tube d'émulsion - 13. Conduit d'air de ralenti - 14. Gicleur de ralenti - 15. Conduit de gicleur de ralenti - 16. Trous de progression - 17. Papillon - 18. Orifice d'alimentation de ralenti - 19. Vis de richesse de ralenti -20. Circuit de ralenti - 21. Soupape de refoulement - 22. Circuit de pompe de reprise - 23. Soupape d'aspiration et de transfert - 24. Gicleur de pompe - 25. Levier de commande de pompe - 26. Piston - 27. Tige de piston - 28. Ressort de rappel.

Fig. 93 : Vues descriptives du fonctionnement d'un carburateur double corps horizontal Weber 40 ou 45 DCOE.
A. Fonctionnement « pleine charge »
B. Fonctionnement au ralenti et progression
C. Fonctionnement de la pompe de reprise à l'accélération.

nisée, il n'y a qu'une seule vis de ralenti qui commande l'ouverture simultanée des deux papillons, alors que bien entendu chaque corps dispose de son propre circuit de ralenti et de sa propre vis de richesse, puisque le dosage du mélange de ralenti est lié à la dépression règnant dans chaque cylindre.

Le réglage correct du ralenti sous-entend donc un réglage, et de la vis de régime, et de la vis de richesse ; en serrant cette dernière, on appauvrit le mélange, en la desserrant, on l'enrichit ; le mélange est correct lorsqu'au régime de ralenti établi par la vis de butée (1200 tr/mn minimum sur un moteur préparé, parfois beaucoup plus si l'arbre à cames est très « méchant »), le moteur tourne régulièrement et que toute action sur la vis de richesse, dans un sens ou dans l'autre, provoque une marche irrégulière et une baisse de régime.

*** Gicleur de ralenti :**

Les carburateurs Weber DCOE présentent la particularité de posséder des circuits de ralenti alimentés directement par la cuve, et des gicleurs de ralenti avec jet d'air incorporé.

Si le diamètre du gicleur de ralenti varie généralement dans une fourchette comprise entre 0,4 et 0,7 mm (« 40 » et « 70 »), le calibrage d'air peut, lui, prendre des valeurs très diverses, allant de 0,7 à 2,3 mm. Le gicleur de ralenti est désigné par un premier nombre, indiquant le diamètre en « points » du calibrage d'essence, suivi du sigle « F » accompagné d'un chiffre faisant référence au calibrage d'air.

Exemples :
— « 50 F11 » : 0,5 mm pour essence ; 1,2 mm pour l'air,
— « 60 F5 » : 0,6 pour l'essence ; 1,6 pour l'air.

*** Progression :**

Le gicleur d'essence influe fortement sur le dosage du mélange de ralenti ainsi que sur toute la phase de progression, alors que le jet d'air intervient davantage sur la phase finale de la progression. le circuit de ralenti a en effet pour autre tâche d'assurer la « progression », c'est-à-dire la phase intermédiaire ralenti - amorçage du gicleur principal. Il le fait par des petits orifices (trous de progression) qui, situés en amont du papillon et donc masqués par ce dernier en position ralenti, se voient soumis progressivement à la dépression du moteur au fur et à mesure que le papillon s'ouvre (voir fig. 93B). Ainsi le débit de mélange des trous de progression s'ajoute peu à peu à celui de la vis de richesse afin de compenser l'augmentation du débit d'air dans le corps de carburateur, et ce, jusqu'à l'amorçage du gicleur principal.

Le contrôle du bon fonctionnement de la progression est important dans le réglage d'un carburateur. Richesse de ralenti réglée comme indiquée précédemment, il faut augmenter le régime moteur (vis de butée) jusqu'à ce que le mélange commence à sortir du centreur (début d'amorçage). Si, en tournant dans un sens ou dans l'autre la vis de richesse de ralenti, la vitesse du moteur baisse, la progression est bonne ; si en la vissant, le régime grimpe, elle est trop riche, dans le cas contraire elle est trop pauvre. Dans ces deux cas, il faut alors revoir le calibrage du gicleur de ralenti ; on enrichira la progression en augmentant le diamètre du gicleur, ou en réduisant celui du jet d'air ; on l'appauvrira en jouant dans le sens contraire.

Pour activer le dispositif de progression dès l'ouverture du papillon, il arrive aussi que l'on pratique sur ce dernier un chanfrein, du côté opposé aux trous de progression ; le premier trou de progression est ainsi soumis à la dépression plus tôt...

Au vu de ce qui précède, on imagine les quelques difficultés à régler avec précision le ralenti et la progression sur un moteur alimenté par plusieurs carburateurs double corps. Il convient avant toute chose de « synchroniser » parfaitement les axes de papillon entre chaque carburateur (un système d'accouplement réglable de ces axes est prévu à cet effet sur les carburateurs devant être appariés), afin qu'une seule vis de régime commande la totalité des papillons. Un appareil de mesure des dépressions pour chaque corps, du type « Synchro-test » devient alors un outil très précieux. On effectue une pré-synchronisation, afin de pouvoir régler ensuite la richesse de ralenti pour chaque corps, puis l'on vérifie ensuite si la synchronisation doit être corrigée. A partir de là, on peut examiner comment s'effectue la phase de progression. Et au besoin, on changera de gicleur de ralenti (sur tous les corps)... et on recorrigera la richesse de ralenti, la synchronisation n'ayant normalement plus besoin d'être retouchée.

e. La pompe de reprise

Pendant une reprise (ouverture brusque du papillon), l'inertie de l'essence fait que sa vitesse d'écoulement n'augmente pas aussi vite que celle de l'air : il y a appauvrissement du mélange, le moteur « s'étouffe ». La pompe de reprise s'attache à injecter à ce moment, dans le corps du carburateur, une dose de carburant déterminée.

La pompe, du type à membrane ou à piston, est commandée par l'intermédiaire d'une tige reliée à l'axe du papillon. Ses caractéristiques de fonctionnement sont :
— la quantité de carburant injecté à chaque sollicitation,
— la rapidité et la durée d'injection.

Un débit de pompe insuffisant provoque l'étouffement du moteur à l'accélération ; trop grand, il occasionne des à-coups (fumée noire à l'échappement).

Sur la plupart des pompes, la quantité d'essence fournie lors d'une reprise est fonction du débattement du piston ou de la membrane. La durée de l'injection est, quant à elle déterminée par la rapidité du déplacement du piston ou de la membrane (tension du ressort) et du calibre du gicleur de pompe, couplé ou non à l'injecteur.

Sur les carburateurs Weber DCOE, la pompe est du type à piston (fig. 93C). Aussi la quantité d'essence refoulée à chaque course du piston est-elle toujours supérieure à la dose requise que doit délivrer le gicleur de pompe (Gpp), et un retour à la cuve de l'excès d'essence est assuré par un gicleur de décharge ou de transfert (Gt). Cette disposition permet des possibilités de réglage multiples, tant sur la quantité d'essence injectée que sur la durée d'injection. En effet, plus « Gpp » sera grand, et plus, pour une course donnée, on augmentera la quantité d'essence injectée, mais si, pour un « Gpp » donné, on accroît « Gt », alors la durée d'injection diminue puisque le retour à la cuve s'effectue plus rapidement. En fait, la modification d'un seul de ces deux gicleurs fait varier à la fois la quantité d'essence et la durée d'injection. Pour modifier une seule de ces grandeurs, il faut jouer sur les deux gicleurs (voir fig. 94). En outre, on peut élargir les possibilités de réglage en modifiant le calage de la tige de piston, pour modifier sa course (quantité d'essence), ainsi que la tension du ressort de piston (durée d'injection).

Il est bon de rechercher dans le réglage de la pompe un temps d'injection minimum ; ceci est surtout important pour les reprises d'accélération à régimes élevés.

La mesure de la quantité d'essence injectée peut-être faite au moyen d'une éprouvette graduée raccordée au gicleur

Gpp	Gt	Q	T
+	=	↗	↘
=	+	↘	↘
+	+	≃ à ↗	↘
+	—	↗	≃ à ↗
—	+	↘	≃ à ↘
—	—	≃	↗
—	=	↘	↗

Gpp : Gicleur de pompe
Gt : Gicleur de transfert
Q : Quantité d'essence injectée
T : Temps d'injection
\+ : Plus grand diamètre
— : Plus petit diamètre
= : Sans changement
↗ : En augmentation
↘ : En diminution
≃ : Sensiblement identique

Fig. 94 : Tableau de variations des débit Q et de la durée de giclage T de la pompe de reprise, suivant la dimension des gicleurs Gpp et Gt.

de pompe, carburateur démonté bien sûr, cuve remplie au niveau, en ouvrant à fond le papillon depuis sa position fermée (plusieurs mesures sont nécessaires pour pouvoir établir une moyenne précise...).

*** Dispositif d'enrichissement :**

Aux régimes élevés à pleine charge (puissance maxi demandée), le mélange doit être enrichi par rapport à celui déterminé pour les charges partielles, où, sur les moteurs de série, interviennent les problèmes de consommation et de rendement. Divers systèmes d'enrichissement existent. Sur le carburateur qui nous intéresse ici, c'est le gicleur de pompe qui joue ce rôle enrichisseur : à haut régime, il est soumis à une dépression suffisante pour produire un appel continu de carburant, et fonctionne comme un « gicleur de haut régime ». Il faut en tenir compte dans les réglages, car si sur un moteur préparé on augmente sensiblement la richesse du mélange sur toute la plage de régime, on peut se retrouver « trop riche » à plein régime. Un examen de la coloration des bougies (voir ce chapitre) après des essais menés pleine puissance renseigneront à ce sujet.

f. Cuve à niveau constant :

Pour que le débit du gicleur principal ne varie qu'en fonction de la dépression à la buse, il faut rendre aussi constante que possible la pression d'essence en amont du gicleur. Celle-ci dépend :

— de la hauteur d'essence au-dessus du gicleur : le « niveau de cuve » doit être constant,
— de la pression règnant dans la cuve : la mise à la pression atmosphérique de la cuve (« aération de cuve ») est nécessaire.

Les variations du niveau de cuve aux bas régimes peuvent avoir des conséquences importantes sur le débit du gicleur principal et sur la pression de son amorçage. Elles ont en revanche moins d'influence à pleine charge où la dépression à la buse prédomine.

L'essence pénètre dans la cuve à travers un pointeau dont l'ouverture est contrôlée par le flotteur. Le calibre du pointeau doit être suffisant pour que, lorsqu'il est ouvert, le débit d'essence fourni par la pompe satisfasse aux besoins du moteur à sa puissance maximale.

*** Réglage du niveau de cuve :**

Il doit être conforme aux valeurs indiquées par le constructeur. Il s'effectue comme le montre la figure 95, à l'aide

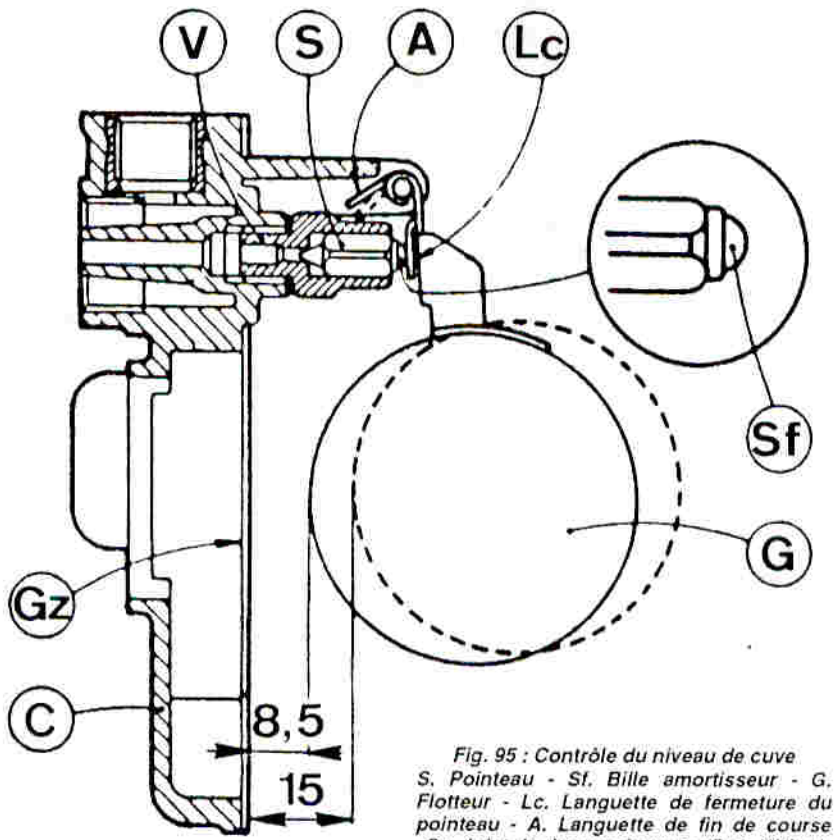


Fig. 95 : Contrôle du niveau de cuve S. Pointeau - Sf. Bille amortisseur - G. Flotteur - Lc. Languette de fermeture du pointeau - A. Languette de fin de course -Gz. Joint de dessus de cuve. (Doc. Weber).

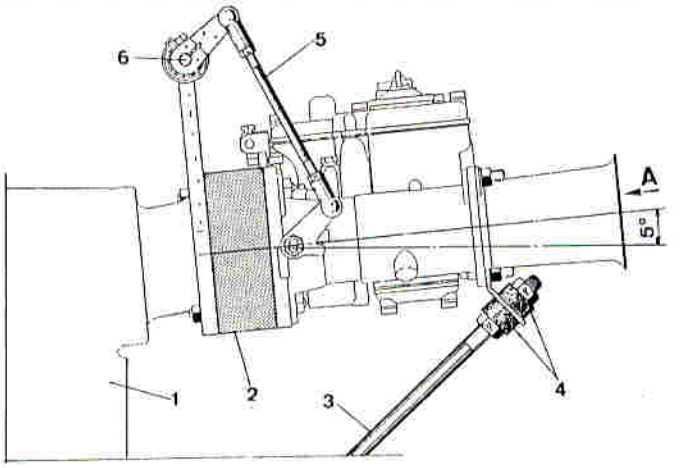
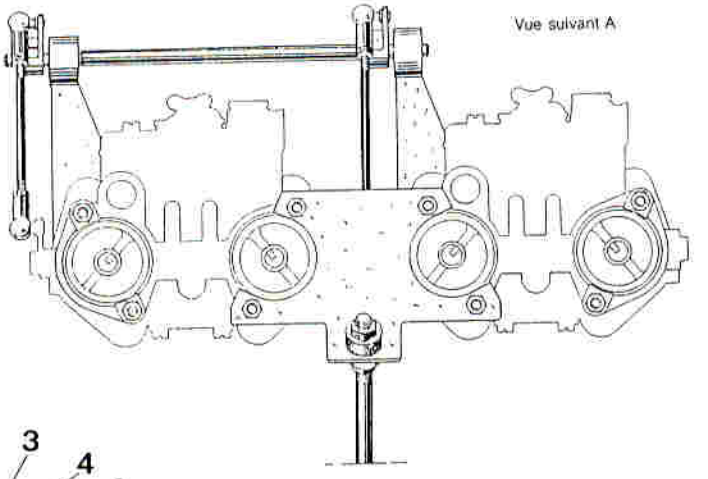


Fig. 96
Schéma d'installation de deux carburateurs double corps horizontaux. Inclinaison recommandée, limitée à 5° maxi ; bride souple (2) en caoutchouc vulcanisé sur éléments en tôle ; tige de soutien (3) avec silentblocs (4) ; commande des papillons par biellettes (5) et palonnier (6) guidé sur roulements (relié au moteur). (Doc. Weber).



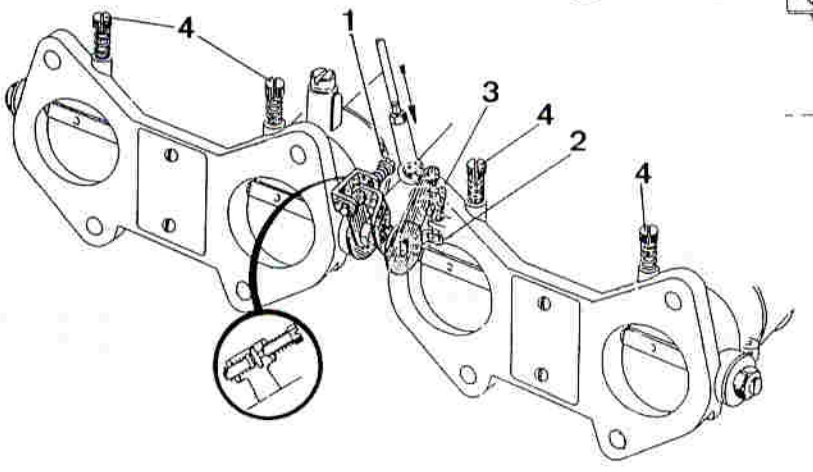


Fig. 97
Détail du système de synchronisation de 2 carburateurs double corps horizontaux. 1. Vis de synchronisation - 2. Butée de papillon - 3. Vis de régime de ralenti - 4. Vis de réglage de richesse de ralenti. (Doc. Weber).

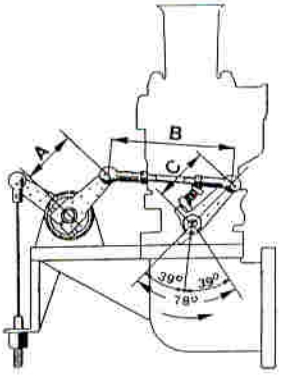
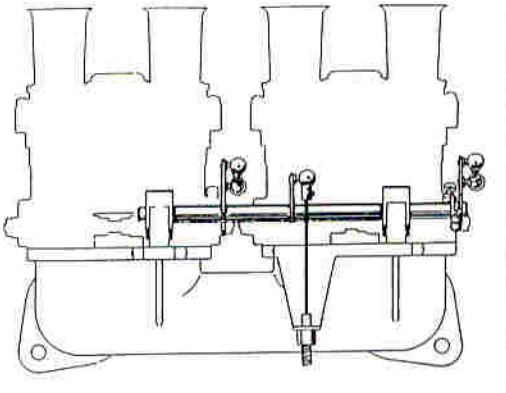
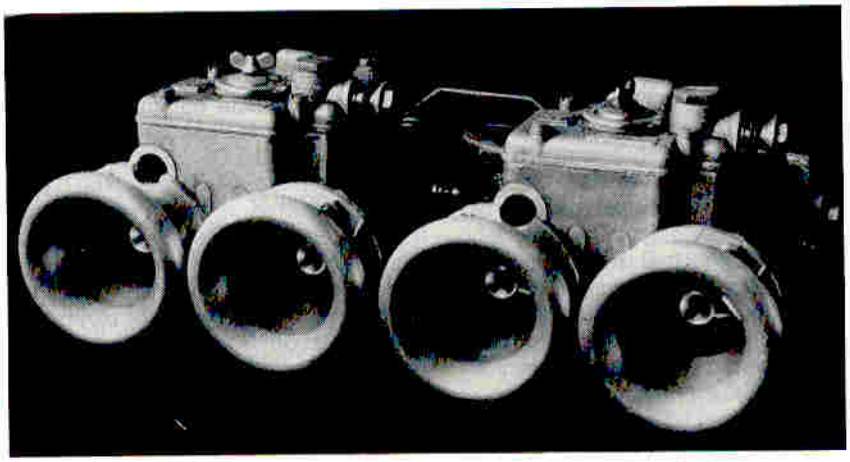


Fig. 97 bis
Commande des papillons sur carburateurs double corps inversés ; les cotes B et C, ainsi que les angles de calage doivent être identiques sur chaque carburateur. La cote A peut être légèrement supérieure à la cote C. (Doc. Weber).



d'un calibre d'épaisseur placé entre le plan de joint du dessus de cuve (joint compris) et le flotteur (des encoches doivent être prévues dans le calibre pour laisser passer les nervures du flotteur). Pour que la mesure soit correcte, la languette de commande du pointeau doit tout juste effleurer la bille de l'amortisseur sans l'enfoncer. Si ceci n'est pas réalisé, l'inclinaison de la languette doit être modifiée par léger pliage.

Il convient aussi de régler la languette qui limite la course du flotteur vers le bas, de façon à ce que la course du pointeau ne dépasse pas la valeur de son diamètre.



Ces deux superbes Weber 45 DCOE sont dotés de cornets d'admission courts et de centreurs de jets longs, ces éléments spéciaux étant entièrement usinés « maison » (préparation Sodemo pour moteur AX version « coupé »).

g. Eléments annexes...

L'admission d'air dans les carburateurs peut être grandement améliorée par la mise en place de trompettes d'admission (prévues sur les Weber multi-corps horizontaux ou inversés). Elles réduisent notablement les turbulences en entrée de carburateur au niveau du diffuseur, ce qui contribue à augmenter sensiblement le débit d'air aspiré, et par suite le remplissage du moteur. Dans pareil cas, le carburateur doit être réglé trompettes montées puisque celles-ci peuvent affecter le remplissage, avec une tendance à l'appauvrissement.

On recherchera également les meilleures longueurs à adopter, suivant les caractéristiques moteur recherchées : plus de reprise ou plus de puissance. Les trompettes d'admission contribuant à augmenter la longueur totale du conduit d'admission, la puissance maxi sera obtenue avec des « cornets » courts, le couple à bas régime par des longs.

Il est inutile de préciser que ces éléments, se substituant normalement au filtre à air, ne peuvent être utilisés que pour des atmosphères exempes de poussières. Ce pourquoi on les rencontre surtout sur des moteurs prévus pour des compétitions sur circuit, un simple tamis grillagé, placé à leur entrée, évitant (malgré la légère perte de charge qu'il crée) l'aspiration malheureuse d'un quelconque objet qui serait fatal au moteur. Une prise d'air dynamique peut également, si elle est bien étudiée, améliorer de façon non négligeable le remplissage du moteur, principalement à haute vitesse... et rendre caducs les réglages de dosage réalisés sur banc en « statique ». Entre le banc et la piste, les conditions de carburation peuvent être très différentes, et il importe de parfaire les réglages par des essais « dynamiques » sur route.

Concernant une utilisation routière ou « rallye », on ne peut en revanche se passer de filtre à air, qui on le sait, est à l'origine de perte de charge importante. Il existe des filtres à air performants type « mousse », précisément étudiés dans une optique compétition et offrant moins de résistance qu'un classique filtre accordéon en papier.

Si toute liberté est accordée en matière d'alimentation, et si la présence d'un filtre est nécessaire, on peut optimiser la respiration du moteur en conservant les trompettes de carburateur, à la condition de réaliser autour d'elles une boîte à air étanche, qui sera reliée par un tuyau de grosse section à la boîte contenant le filtre.

Enfin, on éliminera bien évidemment tout recyclage des vapeurs d'huile, et l'on dirigera la conduite de reniflard, non pas vers le filtre à air, mais vers un bidon récupérateur pourvu d'une mise à l'air libre tamisée...

B. Alimentation par injection

Selon la façon dont l'essence dosée sous pression est injectée dans le moteur, on distingue :

— L'injection directe : directement dans la chambre de combustion, à la manière des moteurs diesel ; n'est plus utilisée aujourd'hui.

— L'injection indirecte : dans les conduits d'admission, en amont de la soupape. On ne rencontre plus que ce type d'injection actuellement, mais à l'intérieur de cette famille, trois possibilités de faire :

— injection indirecte continue : tous les injecteurs débitent en permanence, dès que le moteur tourne ;

— injection indirecte discontinue ou intermittente : le carburant n'est injecté que pendant une fraction du cycle ; la période d'injection est synchronisée avec le cycle moteur ;

— injection indirecte discontinue séquentielle ou phasée (ouf !) : la période d'injection se produit à un instant bien défini dans le cycle moteur, de façon à ce qu'elle s'achève avant l'ouverture de la soupape d'admission.

D'autre part, suivant le principe mis en jeu pour doser l'essence, les sytèmes d'injection se répartissent comme suit :

— Injection mécanique avec pompe volumétrique haute pression entraînée par le moteur. Ces injections ne peuvent être que directe ou indirecte discontinue. (Ex. Bosch, Spica, Kugelfischer).

— Injection mécanique basse pression à distributeur (indirecte discontinue). (Ex. Lucas à distributeur tournant).

— Injection à débitmètre :
  • continue à distributeur mécanique (ex. Bosch K/KE - Jetronic, DVG Zénith),
  • électronique discontinue (Bosch L/LE Jetronic, LH Jetronic, Bosch Motronic).
— Injection électronique sans débitmètre : mesure indirecte du débit d'air (ex. Bosch D Jetronic, Lucas, Weber-Marelli).
— Injection électronique cartographique (Solex, Renix, systèmes spécifiques conçues par les préparateurs pour la compétition...).

Si en réalité, l'injection est âgée de 90 ans (!), près de 40 ans d'histoire de l'automobile sépare l'injection mécanique directe de l'injection numérique cartographique discontinue phasée...

Mercedes fut le précurseur de l'injection en lançant en 1952 sa fabuleuse 300 SL à portes « papillon » : son moteur 6 cylindres de 3 litres était doté d'une injection mécanique directe, que la firme allemande avait perfectionné avec succès sur les moteurs des... Messerschmidt. La pompe volumétrique à 6 pistons, dérivée des pompes diesel Bosch, fonctionnait à une pression comprise entre 40 et 48 bar. Dans sa plus méchante version, avec un rapport volumétrique de 9,5:1, le moteur délivrait 245 ch à 6 200 tr/mn et un couple de 31,5 m.kg à 5 000 tr/mn, soit plus de 10 m.kg au litre. L'avantage majeur de l'injection directe résidait dans le fait que la pulvérisation de l'essence dans le cylindre contribuait à refroidir efficacement la chambre de combustion, ce qui autorisait des rapports volumétriques élevés. Malgré ses performances, les problèmes techniques que son adaptation soulevait, tels que la tenue thermique des injecteurs ou la lubrification difficile des hauts de cylindre, mais aussi les problèmes de pollution, devaient la condamner à plus ou moins brève échéance.

La Formule 1 s'intéressa bien sûr à l'injection dans les années 50, pour l'adopter quasiment définitivement à partir de 1960. L'injection originale Lucas, par les vitesses de rotation élevées qu'autorisait son distributeur tournant, fut à l'honneur (V8 BRM, Coventry-Climax, Cosworth, V12 Matra...). Sur les voitures de série, entre 1960 et 1970, prend place timidement l'injection mécanique indirecte. Bosch reste fidèle à Mercedes, tandis que Peugeot adopte Kugelfischer (404 et 504 IE), idem pour Lancia (Flavia), BMW (5201) ou encore Ford avec sa Capri 2600... En compétition, Lucas et Kugelfischer se taille la plus grosse part du gâteau. A partir des années 70, Bosch prend le devant avec un système d'injection indirecte commandée électroniquement : le « D Jetronic », qui devait équiper les DS 21 et 23, la belle SM, la Renault 17 TS, l'Alpine 1600 SI... pour ne parler que des modèles français. Et rapidement, la firme Bosch allait inonder le marché d'abord européen, puis mondial, de l'injection, en proposant des systèmes très divers tels que l'injection K-Jetronic, pour des modèles essentiellement sportifs (Porsche, VW Golf GTI...), l'injection électronique L-Jetronic (dérivée de la D-Jetronic, plus fiable et moins coûteuse), pour les voitures de haute et moyenne gamme, et enfin le fameux Motronic, doté d'un calculateur numérique gérant à la fois l'injection et l'allumage, réservé aux modèles de très haute gamme... et, dans des versions spécifiques, aux moteurs de compétition (Porsche et BMW notamment). Perfectionnés au fil des ans, ces systèmes sont toujours de mise aujourd'hui (KE-Jetronic sur Golf GTI, LE-Jetronic sur 205 GTI par exemple). La dernière version du Motronic, le « M2 SEFI » propose une injection toujours discontinue mais phasée.

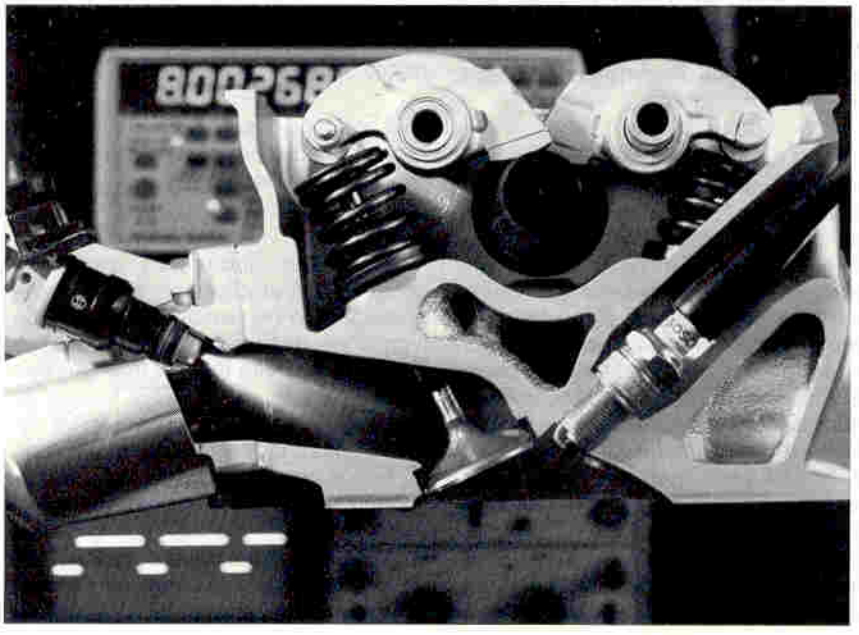
Aussi les Japonais, loin d'être en reste en matière d'électronique bien au contraire, proposent-ils (Honda le premier avec son « PGM FI ») depuis quelques années déjà, des injections de ce type (phasée), mais non couplées à l'allumage.

Les progrès incessants en informatique et en électronique aidant, rien ne semble plus pouvoir stopper la carrière de l'injection électronique qui, par l'extrême rapidité du traitement des informations (calculateur numérique), qui par les énormes possibilités de variation du dosage qu'elle procure, apporte un plus indéniable : les consommations spécifiques baissent, la courbe de couple gonfle.

Fleurissent tous azimuts des systèmes électroniques de toutes sortes, avec ou sans débitmètre, travaillant par mesure indirecte ou par lecture d'une cartographie...

Les préparateurs doivent même emboîter le pas aux fabricants, en développant parfois leur propre dispositif d'injection : la technique « numérique cartographique », ultra rapide et modulable à souhait, permettant de simplifier de façon spectaculaire le système d'injection, mais surtout d'adapter spécifiquement celui-ci au moteur en question.

Dans toute cette panoplie de systèmes, il n'est pas facile de s'y retrouver. Pourtant, l'obtention d'un dosage rigoureux du mélange devant passer par une mesure la plus précise possible du débit d'air aspiré par le moteur, toute l'histoire et toutes les variantes de l'injection tournent autour de la « façon » dont on mesure ce débit d'air.



* MESURE DU DEBIT D'AIR

Elle peut se faire directement ou indirectement, suivant la nature des paramètres mesurés.

— Mesure directe :

On sait par définition que le débit résulte du produit de la section de passage de l'écoulement par la vitesse de déplacement du fluide : $Q = S \times V$ (S en m^2, V en m/s, Q en m^3/s. S'offrent deux possibilités de mesure :

→ Soit S est constant et V variable : pour déterminer V, on mesure la variation de pression (Δp) en aval et en amont d'une tuyère de section choisie (principe du Venturi, voir chapitre « Carburateur »). Aussi, les valeurs de Δp variant avec le carré du débit à mesurer, on enregistre des valeurs de p trop faibles dans les petits débits pour que leur variation soit détectée avec suffisamment de précision. Ce qui explique pourquoi dans les bas régimes le carburateur ne fournit pas un dosage précis.

Ce principe de mesure a surtout été appliqué sur les moteurs d'avion pour lesquels les régimes sont essentiellement stationnaires. Rochester a été la seule firme à l'avoir utilisé pour le V8 de sa Chevrolet Corvette à partir de 1957 (injection indirecte continue). Il n'est plus utilisé aujourd'hui. On notera néanmoins que la mesure de débit par tuyère par son extrême simplicité, rend toujours de grands services au banc pour mesurer, par palier de régime, la quantité d'air aspirée par le moteur. Une mesure essentielle pour déterminer le choix d'un compresseur sur moteur turbocompressé par exemple.

→ Soit V est constant et S variable : la vitesse de l'air est conservée constante en maintenant, en amont et en aval de la section variable, une différence de pression Δp constante. On mesure les variations de section de l'écoulement par le déplacement d'un obstacle mobile dans la veine d'air, placé en amont du papillon. Certains carburateurs, comme les « SU » ou Zenith Stromberg, adoptent ce principe. Concernant les injections, il trouve son application avec les systèmes à débitmètre d'air type Bosch K-Jetronic (plateau mobile) ou L-Jetronic (volet mobile). Comme pour le principe précédent, pour obtenir le débit massique, il faut tenir compte de la masse volumique de l'air, et par conséquent corriger la mesure à partir des températures et pression.

Très précis dans le dosage, ces systèmes d'injection présentent toutefois l'inconvénient d'introduire une perte de charge non négligeable dans l'écoulement d'air, et donc une perte de remplissage.

— Mesure directe du débit massique :

C'est certainement la procédure de mesure la plus précise, mais elle est encore peu répandue aujourd'hui. Le système le plus connu répondant à ce principe est le « LH-Jetronic » de chez Bosch. Il utilise un débitmètre à fil de platine chauffant, maintenu à une température constante par une certaine tension de courant : au contact de l'air traversant le débitmètre, le fil a tendance à se refroidir d'autant plus fort que le débit massique de l'air est important ; la correction à apporter sur la tension de courant pour maintenir le fil à la température fixée est directement proportionnelle à la masse d'air aspiré. La mesure est donc indépendante de la masse volumique de l'air, il n'y a pratiquement aucune perte de charge, et le système est insensible aux phénomènes de pulsation à l'admission. Son coût est en revanche élevé.

— Mesure indirecte :

Le débit massique de l'air peut être déterminé « indirectement » à partir des paramètres suivants :

1 : régime moteur

2 : pression dans le collecteur d'admission (en aval du papillon)

3 : température de l'air admis

4 : rendement volumétrique, caractéristique propre du moteur, traduisant la variation du taux de remplissage en fonction du régime.

1 : le régime moteur peut-être détecté de plusieurs façons :

— mécaniquement : régulateur centrifuge (injection mécanique Bosch), coupleur magnétique (injection mécanique Kugelfischer),

— électroniquement : par capteur inductif de régime sur volant moteur (injections électroniques).

2 : la pression dans le collecteur est le facteur déterminant de la mesure du débit d'air. Sachant qu'elle varie en moyenne sur les moteurs atmosphériques de 200 m.bar (millibar) papillon fermé (forte dépression), à (si l'on excepte toute suralimentation dynamique), 1 013 m.bar papillon ouvert en grand (pression atmosphérique), elle peut être obtenue :

— par capsule mécanique à membrane (inj. mécanique Lucas),

— par sonde de pression électrique (inj. électronique Bosch D-jetronic),

— par sonde de pression électronique (transducteur) (inj. électronique moderne tout type),

— indirectement par le repérage de la position (α) du papillon qui réflète l'état de charge :

* par liaison mécanique papillon-organe de dosage (inj. mécanique Bosch et Kugelfischer)

* par traitement électronique de l'information d'un potentiomètre de papillon (inj. numérique cartographique du type « α papillon, vitesse », systèmes compétition pour moteurs atmosphériques).

3 : la température de l'air apporte une correction sur la mesure de pression pour tenir compte des variations de la masse volumique de l'air.

4 : le rendement volumétrique du moteur à alimenter, fonction de la perméabilité de la culasse, du diagramme de distribution, etc... est pris en compte expérimentalement, par mesure au banc d'essai. L'intervention de ce paramètre majeur peut prendre la forme :

— d'une mémoire « mécanique » genre came bi-dimensionnelle (inj. mécanique Bosch et Kugelficher),

— d'une mémoire électronique type « cartographie » (inj. électronique cartographique type « pression, vitesse » ou « α papillon, vitesse »).

Comme on peut s'en rendre compte, l'appellation « injection » cache une extrême diversité de systèmes dont la classification est d'autant plus difficile à établir qu'il existe maintes nuances à l'intérieur de chaque famille. Il n'est certes pas facile de s'y retrouver, et le tableau de la figure 98, non exhaustif empressons-nous de le préciser, n'a pour seul but que de tenter d'éclaircir quelque peu la situation... Aussi ne détaillerons-nous ci-après que les dispositifs d'injection les plus usités sur les moteurs sportifs, non seulement les plus récents bien sûr, mais également ceux ayant eu un passé plus ou moins lointain en compétition, et que l'on rencontre encore aujourd'hui sur certains moteurs. Nous voulons parler des injections mécaniques. De celles-ci, nous ne parlerons pas des systèmes Bosch et Spica, dérivés en fait de ceux appliqués aux moteurs Diesel, mais plutôt des originales Kugelfisher et Lucas. Nous traiterons le cas des injections Bosch K/KE et L/LE-Jetronic, très différentes dans leur fonctionnement, du Motronic qui couple l'injection et l'allumage, et surtout des systèmes les plus en vogue actuellement en compétition : les injections numériques cartographiques.

CARACTÉRISTIQUES ESSENTIELLES DE DIFFÉRENTS SYSTÈMES D'INJECTION MULTIPOINTS						BOSCH (1956)	BOSCH (1960)	LUCAS (1960)	KUGELFISHER (1961)	BOSCH					RENIX	WEBER-MARELLI	CONSTRUCTEURS INDEPENDANTS (PREPARATEURS)	
										D-JETRONIC (1967)	K/KE-JETRONIC	L/LE JETRONIC	LH JETRONIC	MOTRONIC				
MODE D'INJECTION	DISCONTINUE	DIRECTE (phasée)				×												
		INDIRECTE	non phasée									×	×	×	×		×	×
			phasée				×	×	×	×				(2)	(2)	×		
	CONTINUE										×							
ALIMENTATION ESSENCE	POMPE MÉCANIQUE HAUTE PRESSION			à pistons					×									
				rotative		×												
	POMPE ÉLECTRIQUE BP à débit constant						×	×		×	×	×	×	×	×	×	×	×
SYNCHRONISATION DE L'INJECTION	MÉCANIQUE	AC de pompe				×	×		×									
		distributeur rotatif						×										
	ÉLECTRIQUE	rupteur indépendant								×								
		primaire allumeur										×						
	ÉLECTRONIQUE													×	×	×		
MESURE DU DÉBIT D'AIR	DIRECTE PAR DÉBITMÈTRE	PLATEAU - SONDE									×							
		VOLET - SONDE										×		×				
		FIL CHAUFFANT											×					
	INDIRECTE PAR MESURE DE : N : RÉGIME P : PRESSION (charge) T : TEMP.RE	N	régulateur centrifuge				×											
			coupleur magnétique						×									
			capteur régime							×					×	×	×	×
		P	capsule (p-po)			×		×										
			sonde de pression							×					×	×	×	
			transducteur															
			α papillon				×		×									×
		T	élément de dilatation				×											
			thermistance							×					×	×	×	×
DÉTERMINATION DU DÉBIT D'ESSENCE	Transposition du signal du débitmètre	mécanique, doseur à tiroir									×							
		électronique par calculateur	analogique							×	(1)	×						
			numérique										×	×				
	Transposition mécanique par came à partir des données	P	rotation piston			×												
			course piston libre					×										
		P et N	rotation piston				×											
			course piston						×									
	Calcul numérique	CARTOGRAPHIE (P, N)													×	×	×	
		CARTOGRAPHIE (α, N)																×
INJECTEURS	DANS LA CHAMBRE (inj. directe)					×												
	en amont de la soupape	mécanique auto-vibrant									×							
		mécanique					×	×	×									
		électromagnétique								×		×	×	×	×	×	×	×

(1) assistance électronique sur version « KE » - (2) Injection indirecte phasée sur certaines versions.

Fig. 98 : Tableau comparatif des principales caractéristiques des divers systèmes d'injection multi-points.

INJECTION MECANIQUE KUGELFISHER

Née en 1961, elle est du type indirecte phasée à mesure indirecte du débit d'air. Le dosage est obtenu à partir d'une pompe volumétrique haute pression (20 bar) à pistons à course variable, alimentée en essence par une pompe basse pression (environ 1 bar), et entraînée mécaniquement par le moteur. Ce dernier commande à demi-vitesse l'arbre à cames de la pompe qui actionne autant de pistons qu'il y a de cylindres, et dont le calage angulaire assure le phasage de l'injection dans le cycle. La quantité d'essence débitée aux injecteurs correspond au volume refoulé par les pistons à chaque course. La variation de la course des pistons est régulée en fonction du débit d'air aspiré par le moteur. Elle est réalisée par un palonnier qui déplace le point mort bas des pistons, le point mort haut de ceux-ci restant fixe puisque imposé par la levée maxi de came.

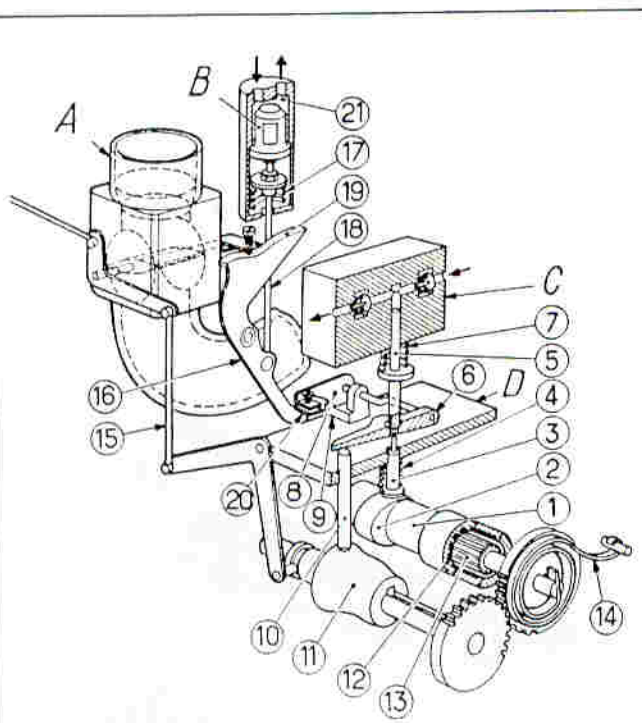
La mesure du débit d'air, indirecte, est déterminée à partir du régime moteur et de l'angle d'ouverture du papillon (ou de la translation de la guillotine sur les moteurs de course). Ces deux paramètres sont pris en charge mécaniquement par une came bi-dimensionnelle de forme « bizarroïdale », surnommée par tous les préparateurs « patate » ! Toutes les courbes de débit des injecteurs sont données par la forme particulière de cette came sur laquelle repose un palpeur qui manœuvre... le palonnier. La came bi-dimensionnelle est animée de deux mouvements :

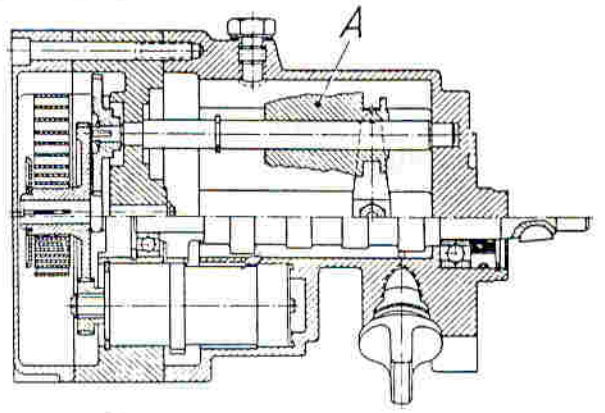
— une translation axiale commandée par une timonerie reliée à la commande d'accélérateur (prise en compte de la charge),

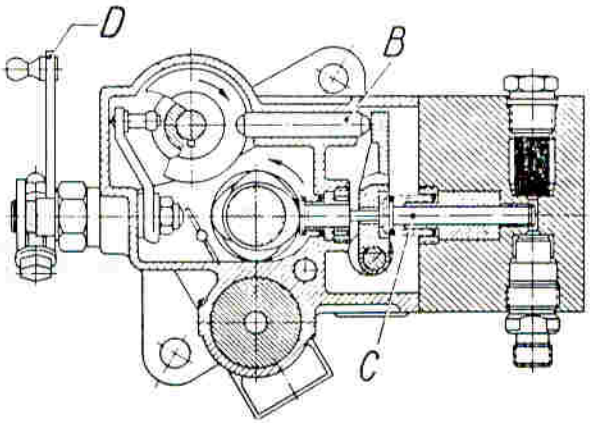
— une rotation partielle déterminée par un coupleur magnétique qui prend en compte le régime moteur. Ce coupleur est constitué d'un inducteur magnétique entraîné en rotation avec l'AC de la pompe, et d'un induit en liaison avec la came bi-dimensionnelle par l'intermédiaire d'un engrenage ; un ressort spirale s'oppose à la rotation de l'induit. Ainsi, l'équilibre entre le champ magnétique tournant généré par la rotation de l'inducteur (proportionnel au régime) et le couple antagoniste exercé par le ressort de rappel, détermine, pour chaque régime moteur, une position angulaire de l'induit, et donc de la came !...

En conséquence, suivant les déplacements axiaux et angulaires de la came, le palpeur se déplace verticalement et, via le palonnier, modifie le PMB des pistons.

Exemple : vitesse maxi, papillon ouvert en grand, le palpeur va se trouver sur une position de « patate » d'excentration minimale pour obtenir le maximum de course des pistons (gros débits). A l'opposé, au ralenti, papillon fermé, le palpeur appuie dans une zone







A admission d'air et papillon
B élément correcteur lié à la température de l'eau de refroidissement du moteur
C corps de pompe et clapets
D ensemble de régulation de débit

1 à 7 arbre à cames, poussoir, piston, ressort
8-9 commande de la course du piston
10-11 came de réglage et palpeur
12 à 14 coupleur magnétique et ressort
15 commande liée au papillon
16 à 21 commande d'air additionnel et enrichissement à froid

A came bi-dimensionnelle de réglage
B poussoir définissant le point-mort bas de la course du piston
C piston
D levier de commande lié à la timonerie du papillon.

Fig. 99 : Schéma de principe de fonctionnement et plans de détail en coupe de la pompe Kugelfischer à course variable. (Doc. Kugelfischer).

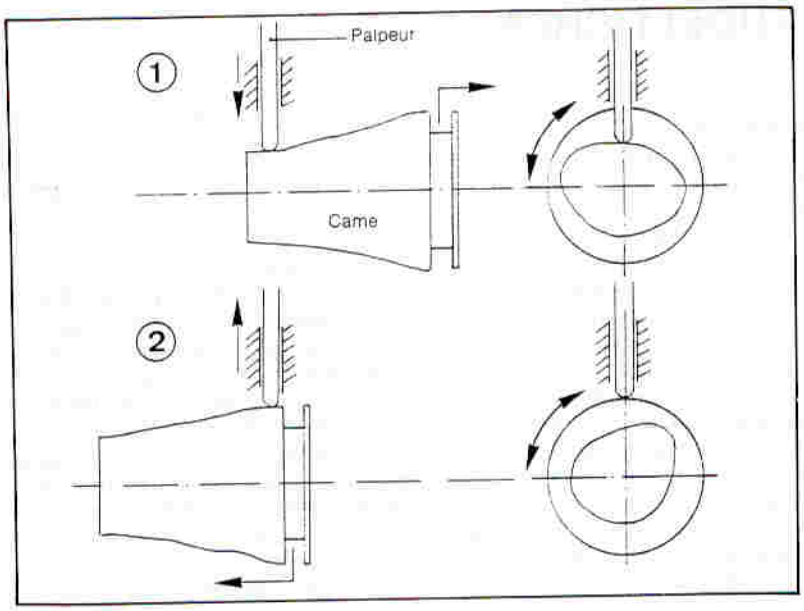


Fig. 100 :
Principe de fonctionnement de la came bi-dimensionnelle « patatoïdale » et de son palpeur. 1. Position pleine charge (papillon ouvert au maxi) - 2. Position ralenti (papillon fermé).

la plus excentrée de la came. (Voir fig. 100). Entre ces deux cas extrêmes, la forme tordue de la came gère à elle-seule toute la « cartographie » de l'injection. La seule correction prise en compte est la température d'eau du moteur : elle est introduite par une thermistance qui modifie, par un dispositif tige-levier, la position de l'axe du palonnier.

L'injection Kugelfisher et la préparation :

Comme pour les carburateurs, il y a deux points à considérer dans la modification ou l'adaptation du dispositif d'injection quel qu'il soit :

— la loi de dosage, qui traduit la variation de la richesse en fonction du débit d'air,
— la quantité d'essence maximale que peut délivrer le système à pleine charge.

Un moteur préparé, avec extension de cylindrée ou non, avale plus d'air. C'est dans les débits d'air maxi, que peut se poser le problème d'un débit d'essence insuffisant. On sait aussi que la puissance maximale requiert un dosage de mélange légèrement riche. Il convient donc de toujours s'assurer que le système d'alimentation puisse assurer le bon dosage en toutes conditions.

La pompe Kugelfisher est du type volumétrique, elle possède donc sa propre cylindrée, et elle doit être calibrée en fonction de celle du moteur à alimenter. Le volume d'essence qu'elle refoule par piston étant égal au produit de la section de celui-ci par sa course (variable), s'offrent deux possibilités d'augmenter le débit de la pompe :

— Accroître la course des pistons par le montage d'un arbre à cames de pompe de levée supérieure (à noter qu'un meulage du dos des cames ne sert à rien puisque le PMB des pistons est limité par le palonnier) ; cette modification s'accompagne en général d'une retouche de la tête de pompe (où sont guidés les pistons), au niveau de la fin de course des pistons, ainsi que d'un changement des ressorts de rappel.
— Changer l'ensemble tête-pistons pour des pistons de diamètre supérieur (il existe des corps de tête spécifique en magnésium).

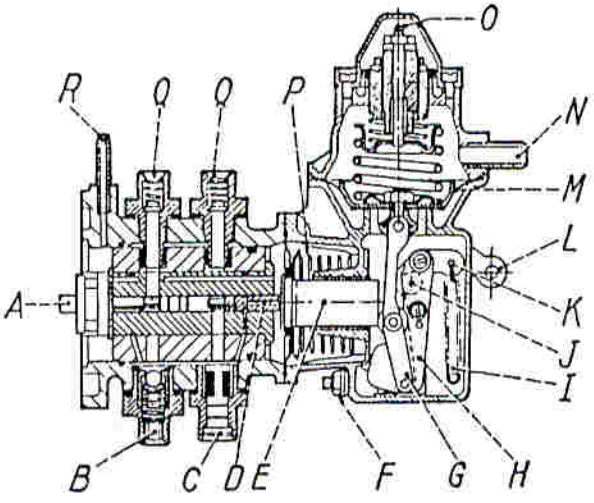
Voici pour le débit maximal d'essence que peut débiter la pompe. Concernant l'adaptation de la loi de dosage ou des courbes de débit, il faut pour cela revoir la forme « patatoïdale » de la came bi-dimensionnelle qui gère toute la cartographie de l'injection. Les préparateurs testent (testaient!) de nombreuses « patates » de leur propre fabrication, de forme généralement plus simple que les cames d'origine, étant donné que les problèmes de consommation ne sont plus à l'ordre du jour. Mais il est relativement difficile avec ces pompes de réaliser le bon compromis, et d'être « bien » en régime maxi, en accélération brutale et en reprise, sans connaître des périodes d'engorgement. Un casse-tête fameux que cette forme de patate...

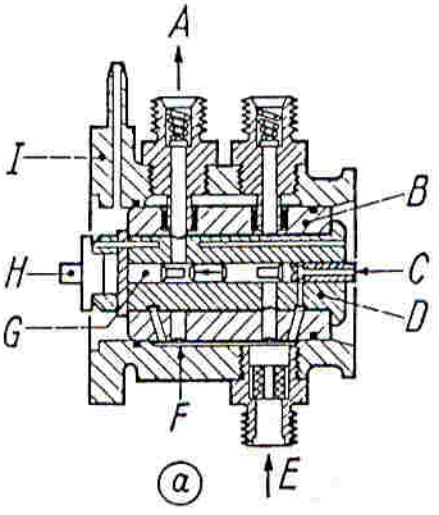
Une vue de l'arbre à cames de l'injection Kugelfisher du 6 cylindres BMW M1 et sa came tridimensionnelle.

INJECTION MECANIQUE LUCAS :

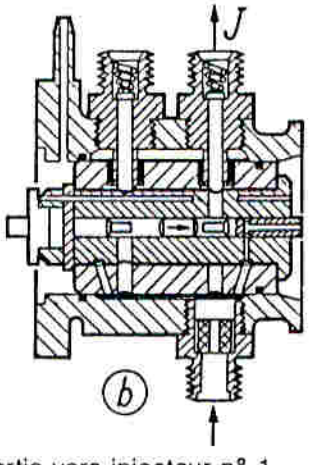
Du type discontinue indirecte phasée comme les injections Bosch et Kugelfisher, l'injection Lucas possède la particularité essentielle de ne pas comporter de pompe volumétrique. C'est une injection basse pression, alimentée par une pompe électrique à engrenage, débitant environ 55 litres à l'heure sous 7 bar ; ce débit convenant pour des puissances moteur de 150 ch maxi, il faut avoir recours à plusieurs pompes d'alimentation pour des puissances supérieures. L'originalité de l'injection Lucas réside dans son distributeur rotatif à l'intérieur duquel s'effectue le dosage. Le fourreau du distributeur, qui comporte les orifices de sortie vers les injecteurs, est entraîné en rotation par le moteur à une vitesse réduite de moitié ; il est parfaitement calé angulairement par rapport au cycle moteur. Ce fourreau est alésé en son centre. A l'intérieur de cet alésage coulisse un petit piston libre dont la course est limitée, d'un côté par une butée fixe, de l'autre par une butée mobile. Un schéma clair valant toujours mieux qu'un long discours fumeux, on se reportera aux documents Lucas de la figure 101 qui représentent un distributeur-doseur pour moteur 2 cylindres : le phasage de l'injection est donc réalisé à chaque tour moteur, soit tous les demi-tours pour le distributeur.

Fig. 101 a : l'essence sous pression (7 bar) pénètre à l'intérieur du fourreau,





A Entraînement du rotor
B Clapet de décharge
C Arrivée du carburant
D Butée mobile
E Poussoir
F Vis de réglage du débit maximal
G Biellette de commande
H Temps de dosage
I Ressort de rappel
J Axe du levier porte-came
K Levier porte-came
L Commande d'enrichissement
M Membrane
N Prise de dépression (collecteur d'admission)
O Vis de réglage
P Ressort
Q Sorties vers les deux injecteurs
R Retour du carburant



A Sortie vers injecteur n° 1
B Chemise
C Butée mobile
D Rotor
E Arrivée du carburant sous pression
F Capacité de craburant
G Butée fixe
H Commande du rotor
I Corps de pompe
J Sortie vers objectif n° 2

Fig. 101 : Coupe de l'ensemble doseur-distributeur Lucas, et fonctionnement du piston libre de dosage, illustré ici dans le cas d'une alimentation pour 2 cylindres. (Doc. Lucas).

et pousse le piston libre vers la gauche ; dans son déplacement, le piston refoule vers l'orifice de l'injecteur (1) l'essence contenue dans la chambre délimitée par la butée fixe et le piston ; pendant ce temps l'essence remplit la chambre opposée, entre piston et butée mobile.

Fig. 101 b : le fourreau a tourné d'un demi-tour (1 tour moteur), et les orifices entrée-sortie essence sont maintenant disposés symétriquement. Par le même phénomène, l'essence sous pression chasse le piston vers la droite, celui-ci refoulant alors l'essence contenue dans la chambre de droite vers l'orifice relié à l'injecteur (2).

La pression d'essence étant constante, le dosage de la quantité d'essence à injecter dépend de la course du piston, qui est déterminée par la position de la butée mobile.

Simplifié à l'extrême, le système Lucas ne prend en considération que la dépression régnant dans le collecteur d'admission pour la régulation du dosage. Une capsule à membrane tarée par deux ressorts (la valeur de tarage étant réglable suivant le type de moteur) mesure la différence entre la pression à l'admission (en aval du papillon), et la pression atmosphérique. La membrane est reliée en son centre à une biellette munie de 3 galets concentriques prisonniers entre une rampe de dosage (ou came) d'inclinaison réglable, et le poussoir... de la butée mobile du doseur. Le petit galet central suit la rampe, tandis que les deux autres, de plus fort diamètre, roulent sur le poussoir en déplaçant axialement plus ou moins ce dernier suivant l'inclinaison de la rampe.

L'inclinaison de la came-rampe, articulée autour d'un axe, est donnée par une vis de butée, dont l'action s'oppose à un ressort de rappel de traction. Un levier d'enrichissement à commande manuelle, permet, moteur froid, de déplacer l'axe de la rampe pour écarter celle-ci du poussoir, et ainsi bénéficier d'une course de piston-doseur plus grande. Le principe du système de distribution, décrit pour une application à 2 cylindres, peut être généralisé jusqu'à 12 cylindres. Il suffit pour cela de disposer convenablement les orifices radiaux d'entrée et de sortie d'essence sur le fourreau et le collecteur : tous les 90° pour un 4 cylindres, 60° pour un 6, 45° pour un 8, 30° pour un 12. On peut aussi associer deux distributeurs à 4 sorties pour un 8 cylindres ou deux à 6 sorties pour un 12. On a bien vu, sur le 16 cylindres à plat Coventry-Climax, malheureusement mort-né en 1965, une alimentation par injection Lucas munie de deux distributeurs empruntés à des moteurs V8.

Très simple, léger, facile et rapide à régler, le système Lucas a aussi surtout intéressé à son époque les motoristes pour sa faible inertie, qui lui permettait de soutenir des vitesses de rotation élevées, supérieures à 10 000 tr/mn.

L'injection Lucas et la préparation :

Le débit d'essence ne peut être accru qu'en jouant sur la course du piston libre :

— par l'inclinaison de la rampe de dosage (vis de réglage)
— éventuellement par la modification de la rampe.

La loi d'enrichissement dépend quant à elle des tarages des deux ressorts à effet différentiel de la capsule de pression. Chacune des coupelles de ressort peut être modifiée en position par un système vis-écrou. La tension du petit ressort influe sur l'enrichissement à l'accélération, celle du plus gros sur l'enrichissement à pleine charge. Réduire la tension revient, pour une dépression donnée, à accroître la course du poussoir (levée de la biellette supérieure), et donc à enrichir le mélange. On reste toutefois limité par la course maxi du poussoir qu'il ne faut pas atteindre si le moteur n'est pas à pleine charge.

*** INJECTION BOSCH K-JETRONIC et KE-JETRONIC :**

Contrairement à ce que son nom laisse supposer, ce n'est pas une injection électronique, seule la version « KE » bénéficiant elle d'une « aide » électronique comme nous le verrons plus loin.

Le « K-Jetronic » date de 1973, et fait partie, avec le « Zenith CL » de DVG, des rares systèmes à adopter un mode d'injection continue : les injecteurs, du type mécanique auto-vibrant, débitent simultanément et en permanence dans la tubulure d'admission, leur débit variant en fonction de la quantité d'air aspirée.

Elle fait partie des injections basse pression à distributeur mécanique. La mesure de la quantité d'air absorbée par le moteur est déterminée par un débitmètre à clapet dit « plateau-sonde ». La transposition du signal du débitmètre est purement mécanique, et à une certaine levée du plateau correspond un déplacement du piston doseur et distributeur.

Le système comprend :

— une motopompe électrique (multicellulaires à rouleaux, moteur noyé dans l'essence) à débit constant,
— un accumulateur d'essence (mise en pression du circuit, réserve de pression pour démarrage à chaud),
— un doseur-distributeur, comprenant :
  • débitmètre d'air à plateau (diamètre variant suivant la puissance maxi du moteur : par exemple ∅ 80 mm jusqu'à 120 ch, ∅ 110 mm jusqu'à 300 ch)
  • régulateur de pression d'alimentation (4,7 bar)
  • doseur d'essence à piston et chemise à fentes
  • régulateur de pression différentielle
  • correcteur de réchauffage et pleine charge
  • commande d'air additionnel (moteur froid)
— des injecteurs à clapet, tarés à 3,3 bar, vibrant à 1 500 Hz.

Fonctionnement du doseur-distributeur:

Le débitmètre, placé en amont du papillon d'air, comprend un divergent d'air (l'« entonnoir ») et un plateau-sonde solidaire d'un levier articulé autour d'un axe, parfaitement équilibré statiquement par un contre-poids. Ce levier pilote le piston doseur qui coulisse à l'intérieur d'une chemise (jeu de l'ordre du micron garantissant une étanchéité parfaite à l'essence), comportant autant de fentes qu'il y a d'injecteurs. La position du piston, en découvrant plus ou moins les fentes, détermine la section de passage du carburant vers les injecteurs.

La partie supérieure du piston reçoit la « pression de commande » d'essence (p4), pression déviée du circuit d'alimentationdes fentes. Cette pression crée sur le piston un effort antagoniste qui équilibre la force de poussée de l'air sur le plateau sonde. Ainsi à chaque déplacement du plateau-sonde lorsque le débit d'air augmente (augmentation de la section S, vitesse de l'air constante), l'ensemble mobile prend une position stable, parfaitement équilibrée. Plus le débit d'air s'accroît, plus le plateau-sonde se soulève, et plus le piston doseur découvre une hauteur de fente importante. La largeur des fentes étant constante (0,2 mm, usinage par électro-érosion), le débit de carburant est proportionnel à la valeur de déplacement du plateau. Mais, pour conserver cette proportionnalité quelle que soit la hauteur de fente découverte, il faut assurer une chute de pression ($\Delta p = p2 - p1$) constante de l'essence

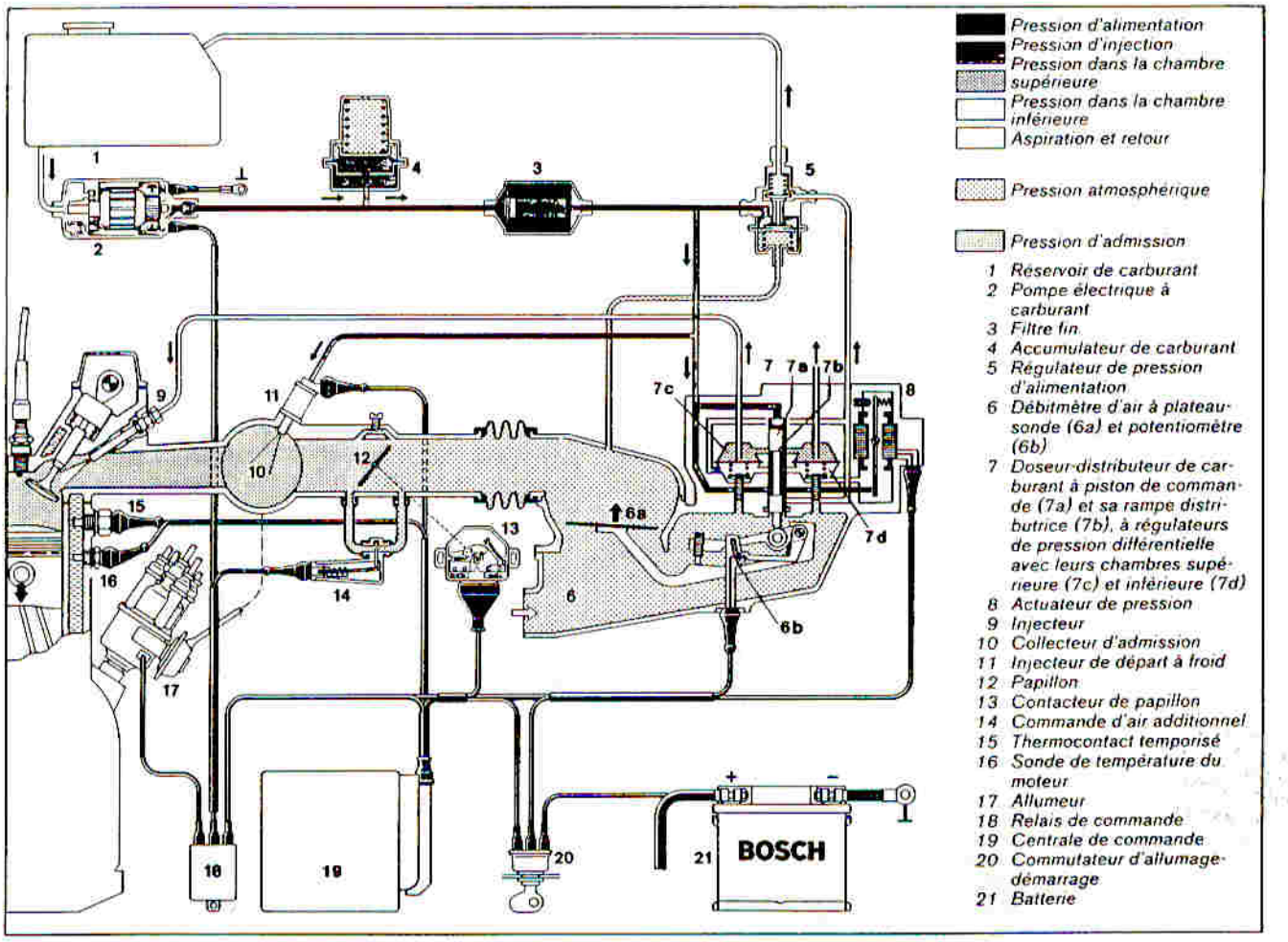


Fig. 102 : Système d'injection « KE-Jetronic » Bosch. (Doc. Bosch).

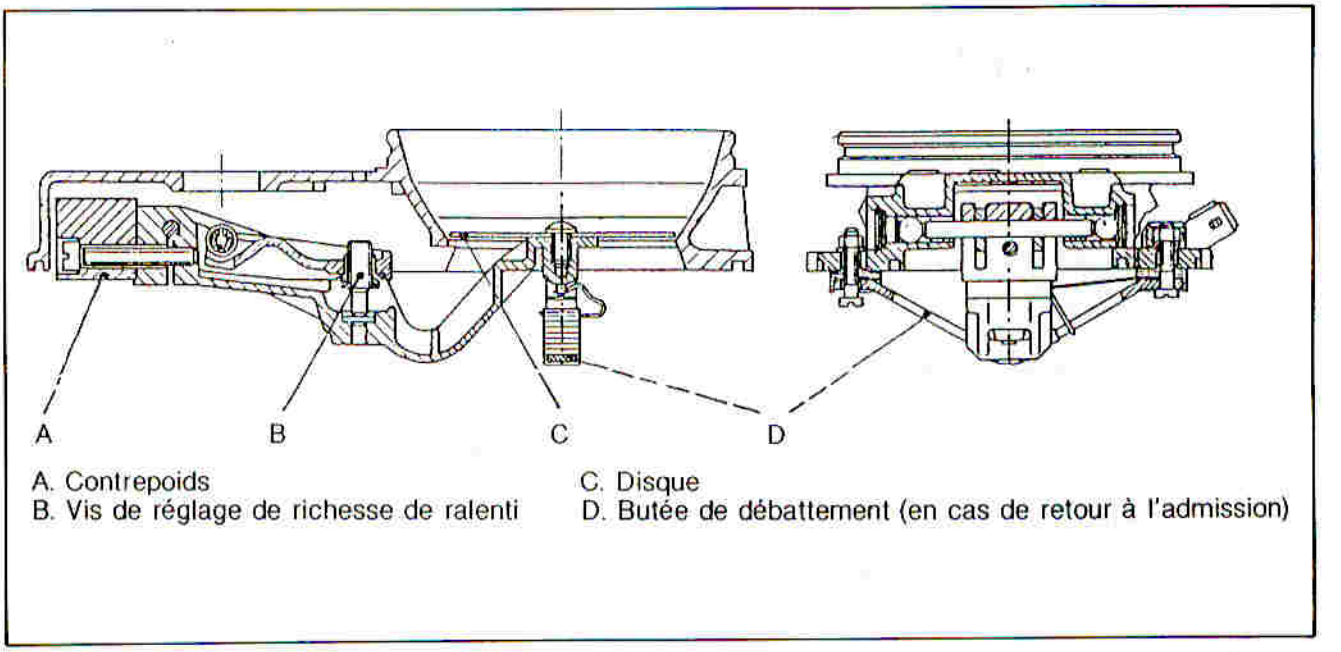


Fig. 103 : Vues en coupe du débitmètre « K-Jetronic ». (Doc. Bosch).

entre l'entrée de la chemise et la sortie. Ce rôle incombe aux régulateurs de pression différentielle (1 par fente, répartis autour du piston doseur), qui maintiennent un « Δp » de 0,1 bar. De ces régulateurs partent les circuits d'alimentation des injecteurs.

Circuit de pression d'essence :

Il comporte 4 niveaux de pression (voir schéma fig. 104) :

— p1 = 4,7 bar, pression d'alimentation générale du distributeur, pression en amont des fentes de dosage ;
— p2 = 4,6 bar, pression en aval des fentes, établie par le régulateur de pression différentielle (Δp = 0,1 bar) ;
— p3 = pression d'alimentation des injecteurs (non fonctionnelle)
— p4 = pression de commande, modulable.

— (Nota : les valeurs de pression indiquées peuvent varier sensiblement suivant les différentes versions de K-Jetronic).

La valeur de la pression de commande joue sur la richesse du mélange puisqu'elle peut modifier l'équilibrage de l'ensemble du plateau mobile. Pour un même débit d'air, une baisse de la pression de commande se traduira par une montée accrue du plateau, par conséquent par un dosage plus riche, le piston doseur découvrant davantage les lumières. A l'inverse, à une augmentation de pression correspondra un mélange plus pauvre (et une perte de charge plus importante au niveau du débitmètre).

Ainsi, à froid, un correcteur de réchauffage fait chuter la pression à 0,5 bar. A chaud, il la remonte à 3,7 bar (valeur en rapport avec les données indiquées plus haut), valeur de fonctionnement normale en charge partielle. Sur les dernières versions, un correcteur « pleine charge » (couplé au correcteur de chauffage), tenant compte de la pression dans le collecteur d'admission, diminue la pression de commande pour enrichir le mélange.

Divergent d'air :

La variation du dosage du mélange en fonction des différents états de charge du moteur est réalisée :

— principalement par la forme conique à plusieurs pentes du divergent d'air,
— en complémentarité, pour le ralenti et la pleine charge, par la pression

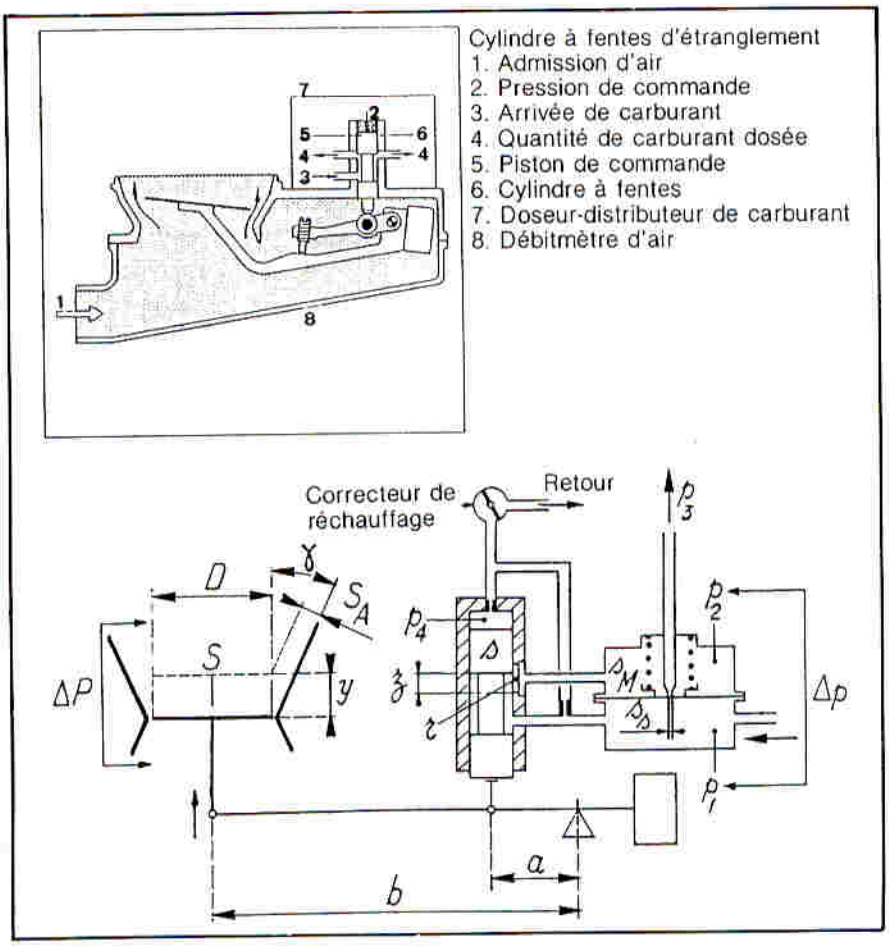


Fig. 104 : Schémas de principe de fonctionnement du doseur-distributeur « K-Jetronic »

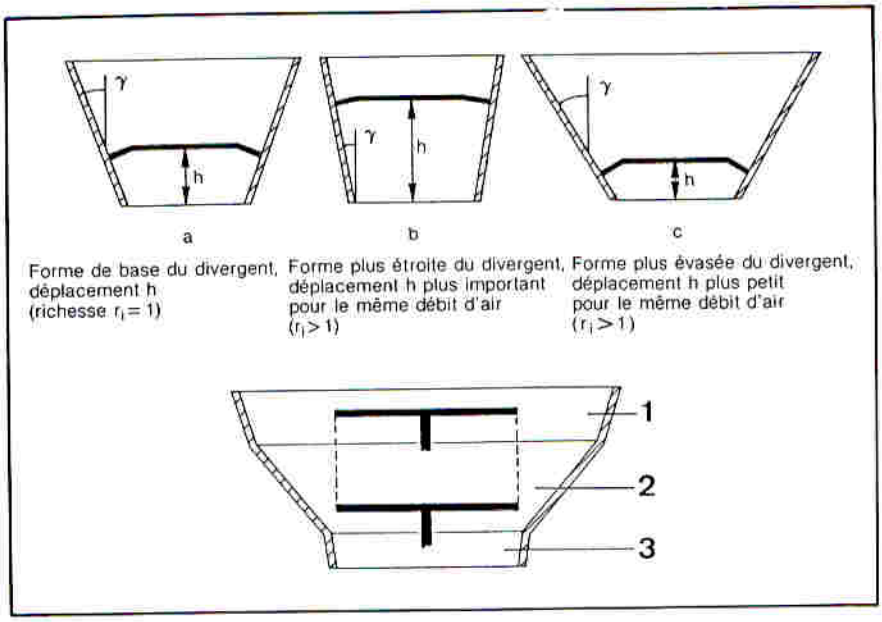


Fig. 105
Influence de l'angle (γ) *du cône du divergent d'air sur le déplacement du plateau-sonde pour un même débit d'air, et principe du divergent à 3 pentes : pour le ralenti (3), les charges partielles (2) et la pleine charge (1).*
La modification des pentes du divergent permet donc de changer la loi d'enrichissement du mélange en fonction de la charge.

de commande comme nous venons de le voir.

On montre en effet que le dosage du mélange dans le système K-Jetronic suit la relation :

$$\frac{Q}{q} = \text{constante} \times tg\gamma \times \sqrt{2 \rho p_4}$$

avec :
Q : quantité massique d'air
q : quantité massique d'essence
ρ : masse volumique de l'air
p4 : pression de commande
γ : demi-angle du cône du divergent.

Une variation de l'angle γ du divergent entraîne donc une modification du dosage. A débit égal, un angle faible donne un mélange plus riche puisque le plateau-sonde doit se déplacer davantage. D'origine, le divergent d'air comporte trois pentes (voir fig. 105) : une pente « ralenti » (γ faible), une pente « charge partielle » (γ important), et une pente « forte charge » (γ faible).

**** Système KE-Jetronic :**

Le « E » supplémentaire signifiant « électronique ». Toute la base du K-Jetronic, débitmètre à plateau-sonde et doseur-distributeur, est conservée ; simplement, la version « KE » se voit dotée de dispositifs supplémentaires de correction du dosage, commandés électroniquement, visant non seulement à améliorer la précision du dosage suivant la diversité des conditions de fonctionnement, mais aussi à augmenter la rapidité de réaction du système.

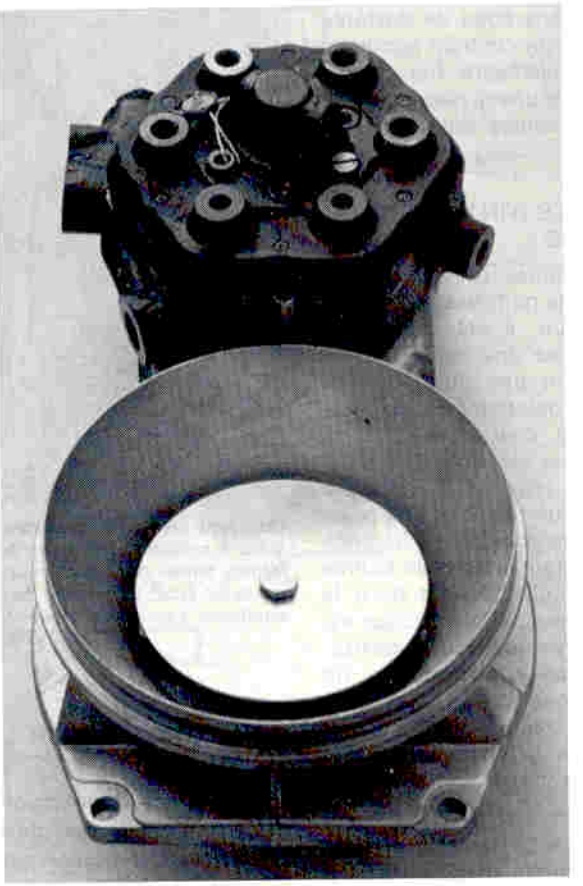
Sont ajoutés sur le KE-Jetronic :
— un régulateur de pression d'alimentation d'essence à correction altimétrique (tenant compte de la différence de pression d'air entre collecteur et atmosphère) ;
— une sonde température d'air d'admission (qui fait cruellement défaut sur le K-Jetronic) ;
— un contacteur de papillon « tout ou rien », pour la régulation de ralenti, la coupure d'alimentation d'essence à la décélération, et l'enrichissement à pleine charge ;
— un potentiomètre linéaire enregistrant la vitesse de déplacement du plateau sonde (pour les phases accélération) ;
— un actuateur électro-hydraulique de pression, qui remplace l'ensemble correcteur de réchauffage-enrichisseur pleine charge ;
— une centrale électronique de commande (calculateur analogique).

L'actuateur, piloté par la centrale en fonction des signaux provenant des différents capteurs, agit sur le dosage au niveau des régulateurs de pression différentielle à membrane : la perte de charge p, qui était maintenue à 0,1 bar sur le K-Jetronic peut être modulée jusqu'à 1,7 bar sur le « KE », le débit d'essence en sortie d'injecteur variant alors dans un rapport de 1 à 2,5. En obstruant, à l'aide des membranes des régulateurs différentiels, les orifices de sortie vers les injecteurs, l'actuateur joue également le rôle de limiteur de régime et de coupure d'alimentation à la décélération.

L'injection K-Jetronic et la préparation :

Nous avons vu que le dosage du mélange dépendait :
— de l'angle (γ) du divergent d'air,
— de la pression de commande (p4).

Cette dernière intervient à la racine carrée, c'est-à-dire qu'à une diminution de pression de commande de 10 % par exemple correspond un enrichissement de 3,3 % du mélange. Une baisse de la pression de commande (par modification du correcteur de réchauffage) contribue à enrichir le mélange sur toute la plage de charge du moteur, puisqu'à chaque débit d'air correspond une levée supérieure du piston doseur. On est là encore limité par la course maxi du piston (fentes totalement découvertes) que l'on risque d'atteindre avant d'être en pleine charge (il n'y a alors plus d'enrichissement possible). D'autre part, on sait que le divergent d'air à 3 pentes est étudié pour appauvrir le mélange dans les cas de charges partielles (pente n° 2, schéma fig. 105). Une diminution de la pression p4 pourrait, rétablir un dosage adéquat dans cette zone de charge, mais se traduirait dans le même temps par un enrichissement par trop élevé en zone



La loi de richesse d'un « K-Jetronic » peut être également modifiée en retravaillant la conicité des différents cônes du corps de débimètre à plateau-sonde (voir texte). Un exercice délicat pas du tout évident (préparation Pierre Ferry).

de pleine charge. Il faut donc jouer aussi avec les pentes du divergent d'air. Certains préparateurs usinent leur propre divergent d'air, en leur donnant une forme évolutive à pentes multiples. Mais le problème n'est pas simple, car l'on est tributaire du diamètre du disque, du cône de ralenti, et de la course maxi du piston. L'inclinaison et le nombre de pentes est à définir en relation avec la pression de commande. De nombreux essais sont nécessaires, mais l'on arrive à obtenir des gains intéressants, notamment dans les reprises et en souplesse moteur.

On peut aussi contourner le problème sans travailler les pentes du divergent d'air, mais en faisant varier la section des fentes de dosage de la chemise du piston doseur (voir fig. 106) en élargissant celles-ci à partir de la course « début de charge partielle » du piston. Ce travail ne peut se faire normalement que par électro-érosion, étant donné l'étroitesse des fentes ; c'est très cher ! Mais à en croire certains préparateurs, on peut y arriver... à l'aide d'une fine cale d'épaisseur (0,15 à 0,2 mm), de pâte à roder, d'une loupe, d'une bonne dose de dextérité et de patience ! Un contrôle rigoureux du débit des injecteurs (au moyen d'éprouvettes graduées), permettant de vérifier si les 4 fentes (ou plus) sont identiques...

• LES SYSTEMES D'INJECTION ELECTRONIQUE :

Dans ces systèmes, l'injecteur prend une fonction toute particulière : du type électromagnétique, il est commandé électriquement par une centrale électronique, pendant une durée (temps d'injection) bien déterminée et variable suivant le débit d'air aspiré par le moteur. L'injecteur est alimenté à pression constante (environ 2 bar) par l'intermédiaire d'un régulateur de pression qui prend en compte la différence de pression existant entre celle fournie à l'injecteur et celle règnant dans le collecteur d'admission ; sa section est constante, la levée de l'aiguille est fixe. Le débit d'essence qu'il délivre ne dépend donc que de la durée de l'impulsion électrique, durée tenant compte du temps de réponse de l'injecteur (de l'ordre de 1 à 1,5 millisecondes).

La fonction de la centrale électronique de commande consiste donc à déterminer, en fonction du débit d'air et des situations particulières de fonctionnement, la durée du signal électrique de commande des injecteurs.

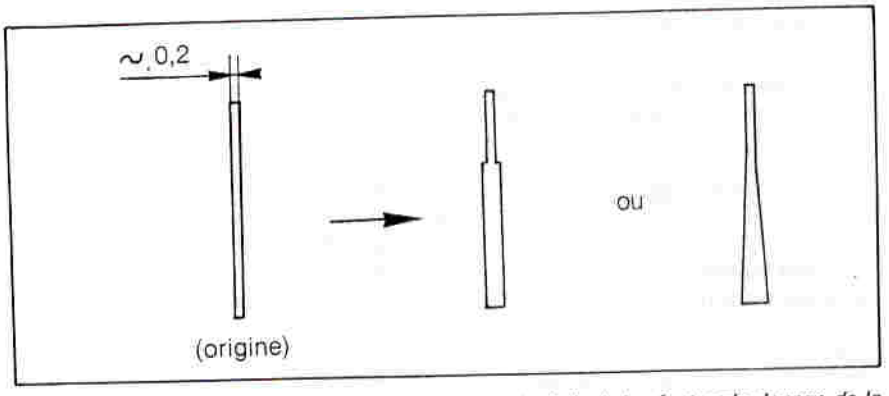
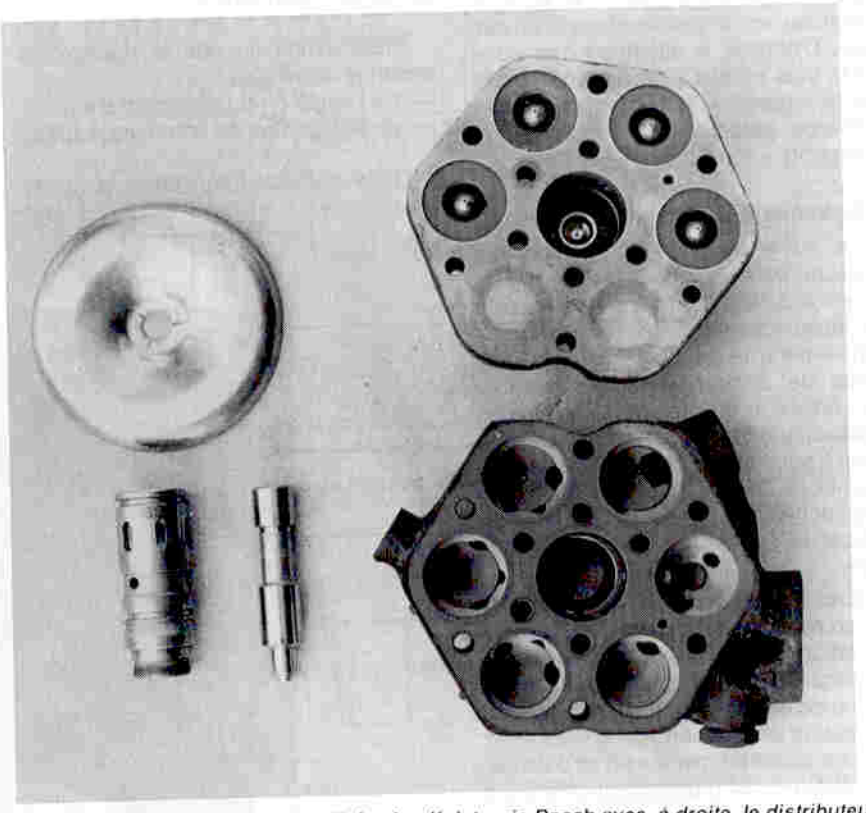


Fig. 106 : On peut également jouer sur la section (évolutive) des fentes de dosage de la chemise du piston doseur, pour enrichir le mélange au fur et à mesure que la charge augmente.



Quelques éléments du système d'injection K-Jetronic Bosch avec, à droite, le distributeur (pour 6 cylindres ici), et en bas à gauche, le piston doseur coulissant dans un cylindre à fentes, fentes dont la largeur peut être modifiée (travail au micron près), pour un surcroît de débit (voir texte) ; en haut à gauche, une pièce « maison » dont le rôle consiste à améliorer l'aérodynamique du plateau-sonde et par conséquent à réduire les pertes de charge dans le débitmètre. (Préparation Sodemo).

•• INJECTION BOSCH L-JETRONIC et LE-JETRONIC :

Le système L-Jetronic est du type discontinu indirect non phasé, contrairement au « D-Jetronic » qui assurait le phasage des injections. Les électro-injecteurs sont alimentés électriquement en parallèle, et débitent simultanément dans les tubulures d'admission. Afin de réduire les écarts entre les phases d'injection et les phases d'ouverture des soupapes d'admission, il y a une injection par tour moteur ; la quantité d'essence injectée correspond donc à la moitié nécessaire par cycle. Le déclenchement du processus d'injection est assuré par le signal d'allumage, ce qui simplifie notablement la concep-

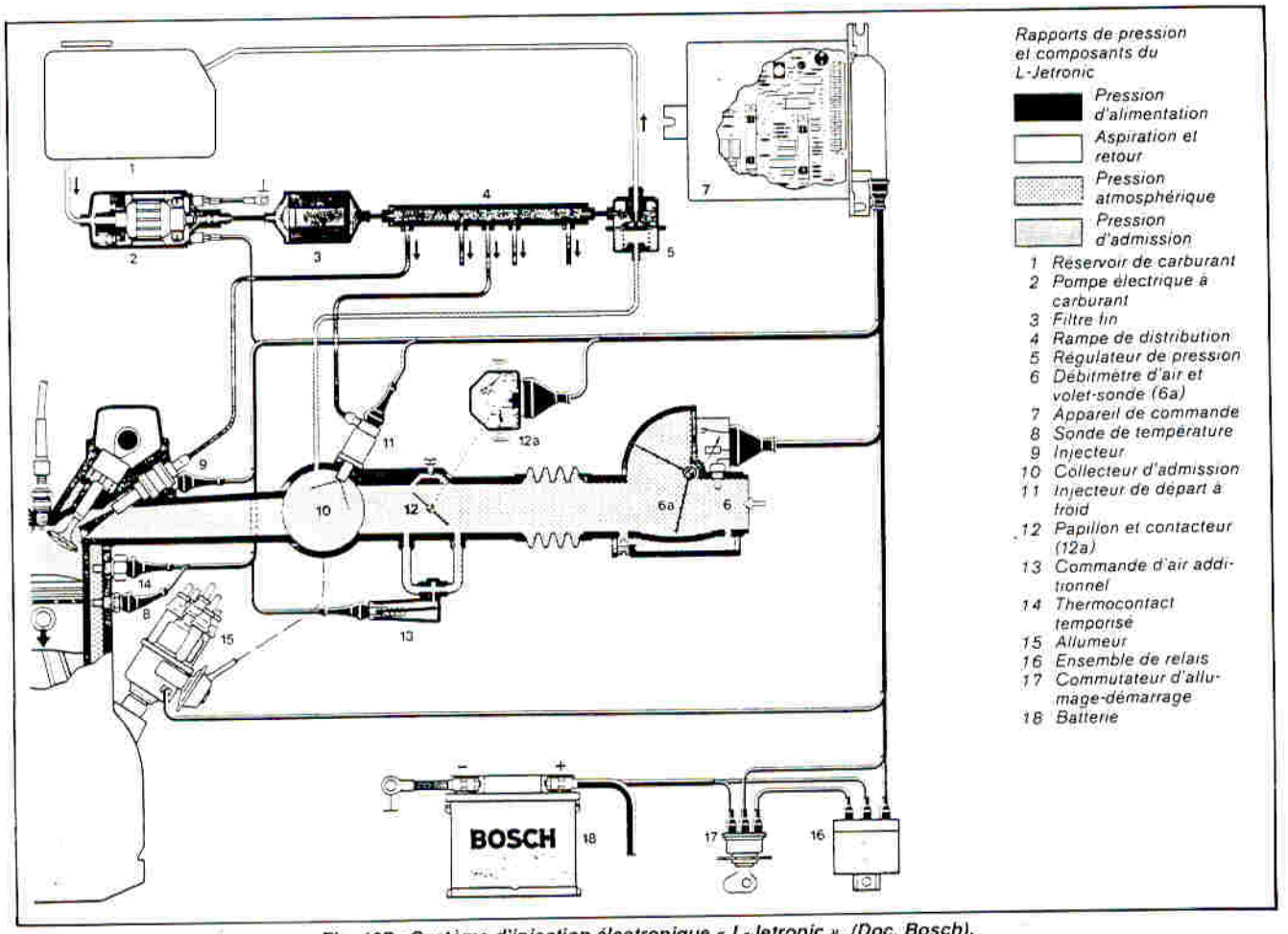


Fig. 107 : Système d'injection électronique « L-Jetronic ». (Doc. Bosch).

tion de la centrale. Les périodes d'injection débutent donc sensiblement à chaque PMH, soit, suivant les cylindres, en phase de croisement des soupapes ou en phase d'explosion (soupape d'admission fermée). Aussi, comme sur un 4 cylindres, l'allumage est déclenché tous les demi-tours, et comme il n'y a que deux injections par cycle, il faut prévoir dans le calculateur un étage diviseur qui divise par 2 (par 3 sur pour un 6 cylindres, par 4 sur un 8...) la fréquence d'allumage détectée. L'injection L-Jetronic Bosch comprend :

— pompe à essence électrique,
— rampe d'injecteurs avec régulateur de pression et retour au réservoir,
— débitmètre à volet-sonde,
— calculateur électronique (technique analogique),
— capteurs de correction : sondes de température air et moteur, contacteur de papillon « tout ou rien » (ouvert-fermé),
— injecteur départ à froid.

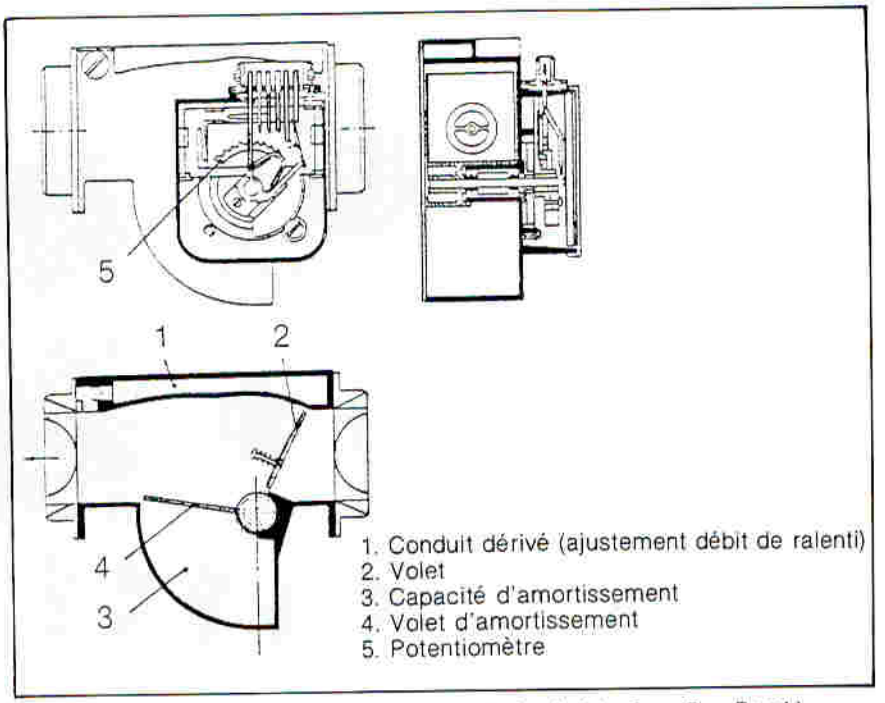


Fig. 108 : Vues du débitmètre à volet-sonde du « L-Jetronic ». (Doc. Bosch).

Débitmètre d'air :

Il comporte un volet-sonde articulé, relié à un potentiomètre angulaire. L'air aspiré par le moteur traverse le débitmètre, et déplace le volet d'un certain angle, que le potentiomètre transforme en signal de tension électrique transmis au calculateur. La pression dynamique de l'air qui agit sur le volet est équilibrée par un ressort spiral. Pour éviter qu'il n'oscille sous l'action des pulsations d'admission, il est relié à un volet-amortisseur, calé à 90°, et débattant dans une capacité d'amortissement.

Calculateur électronique :

Nous passons au lecteur – ce qui soulage également beaucoup l'auteur – le détail brumeux du processus électronique mis en œuvre pour le traitement analogique des informations.

Disons simplement que la centrale traite les signaux d'entrée émis par les capteurs (capteur de régime, potentiomètre de volet-sonde, contacteur de papillon et sondes de température), et détermine la durée d'injection. Le débit d'air et le régime moteur déterminent un temps d'injection de base, sans correction. Il est à noter que ce temps doit être divisé par la vitesse de rotation du moteur puisque le débit d'air mesuré est fonction du régime. Le calculateur procède ensuite à une correction de ce temps de base, à partir de l'état de charge (ralenti ou pleine charge défini par le contacteur de papillon), et des températures moteur (enrichissement à froid) et air d'admission (correction de la densité).

SYSTEME LE-JETRONIC :

Version perfectionnée du L-Jetronic, le boîtier de commande se voyant simplement doté de fonctions auxiliaires telles que :

— coupure d'alimentation d'essence à la décélération,
— limiteur de régime,
— correction altimétrique (appauvrissement du mélange avec l'altitude).

Le « L-Jetronic » et la préparation :

Les possibilités sont limitées. On ne peut en effet augmenter le débit d'essence qu'en élevant la pression de celle-ci (changement ou modification du régulateur de pression). On peut aussi changer la taille des injecteurs si l'on est limité dans les débits maxi.

Il est à noter que l'accroissement de la pression d'essence contribue à enrichir le mélange de façon proportionnelle suivant l'état de charge du moteur, mais elle ne permet pas de faire varier la loi de dosage qui elle est donnée par le programme du calculateur (pour lequel on ne peut avoir accès). D'aucuns « bidouillent » la tension du ressort spiral de rappel du volet-sonde ; cela ne permet que d'enrichir le mélange aux basses et moyennes charges, ainsi que pour les phases accélération, mais l'ouverture maximale du volet est atteinte plus tôt ; à pleine charge, le mélange n'est pas enrichi davantage, il risque même d'être trop riche avant d'atteindre celle-ci.

Il faut savoir également que le temps de réponse des injecteurs varie non seulement avec la tension de batterie qui les alimente, mais aussi avec la pression d'injection. Plus la tension de batterie est faible, moins ils s'ouvrent vite (d'où perte de débit) ; aussi en est-il de même lorsque la pression augmente. Le calculateur corrige les temps d'injection en fonction de la tension de batterie, mais les cœfficients de corrections sont établis sur la base d'une pression d'injection fixée. La modification de celle-ci peut donc entraîner des erreurs dans le calcul de la quantité d'essence à injecter.

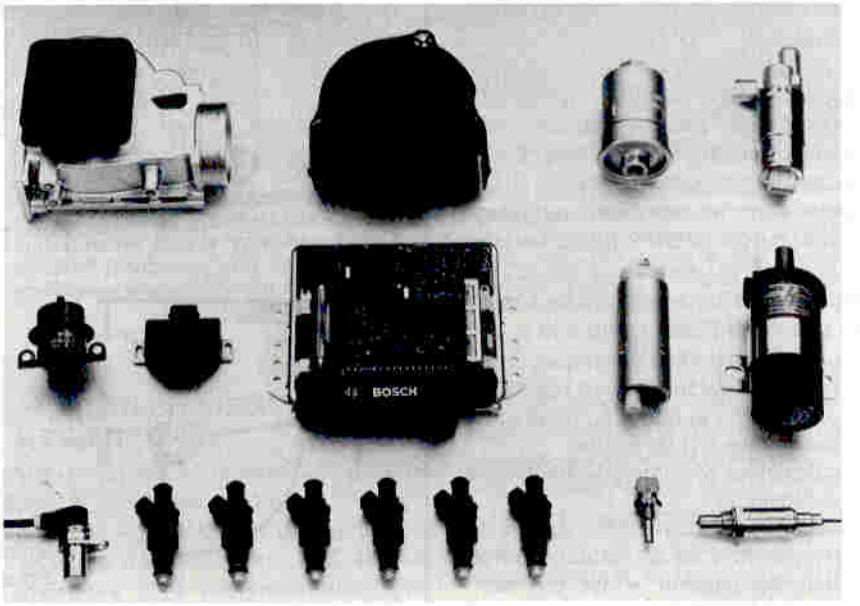
En parlant d'injecteur, signalons qu'une vérification de l'identité des débits est conseillée ; les préparateurs disposent à cet effet de bancs de test, les injecteurs crachant dans des éprouvettes pendant des durées variables et répétées. Des différences peuvent exister, et il est nécessaire dans ce cas de procéder à une sélection.

Il reste encore la possibilité de récupérer un ensemble débit-mètre-rampe d'injecteurs-boîtier de commande d'un autre moteur. A une certaine époque, on a vu par exemple des moteurs d'Alfa GTV Gr.A tourner avec des « L-Jetronic » de BMW 528...

Mais depuis l'injection numérique s'est largement imposée.

**** SYSTEME BOSCH MOTRONIC :**

Apparu en 1979, il est le premier système électronique à gérer en même temps l'injection et l'allumage (voir aussi ce chapitre), à partir d'une seule et unique centrale de commande. Un calculateur à microprocesseurs (technique numérique et non plus analogique) traite en commun les signaux d'entrée pour le calcul de la durée d'injection et du point d'allumage, ce dernier étant déterminé à partir d'une cartographie charge-régime mémorisée. Les mêmes capteurs de mesure sont ainsi utilisés pour le traitement des deux fonctions : capteur inductif de régime, capteur inductif de consigne ou de référence angulaire, déterminant la position du vilebrequin), contacteur de papillon ouvert-fermé (correction ralenti-pleine charge), sonde de température moteur (correction). Quant à la mesure de la quantité d'air, elle s'effectue de la même manière que sur le « L-Jetronic », à partir d'un débitmètre à volet-sonde. Le calcul du temps d'injection de base est donc toujours établi à partir du régime et de la quantité d'air



Composant du MOTRONIC BOSCH
Système de gestion électronique du moteur (injection + allumage)

mesurée. Simplement, la différence essentielle se situe dans le traitement des signaux qui, nous l'avons souligné, fait appel cette fois à la technique numérique, plus rapide que la technique analogique qui traite directement les informations électriques provenant des capteurs. Le calculateur numérique travaille à partir de données transcrites en binaire (chiffres 0 et 1), un convertisseur se chargeant de « digitaliser » les signaux analogiques des capteurs, et peut ainsi procéder à toutes sortes d'opérations (addition, soustraction, division...) à partir d'une logique booléenne (oui/non). Sa rapidité de calcul lui permet d'actualiser pratiquement instantanément le temps d'injection et le point d'allumage, ce qui est loin d'être le cas avec les calculateurs analogiques.

Ajoutons enfin que les centrales de commande Motronic destinées à la compétition se différencient fondamentalement de celles montées sur les moteurs de série, à savoir qu'elles ne mettent plus en œuvre de débitmètre, mais qu'elles calculent le débit d'air à partir de la pression d'admission et du régime. En ce sens, elles se rapprochent des injections numériques cartographiques dont nous allons parler maintenant...

**** L'INJECTION NUMERIQUE CARTOGRAPHIQUE :**

Attardons-nous davantage sur cette nouvelle génération d'injection, qui prend depuis quelques années de plus en plus d'ampleur, et notamment... sur les moteurs de compétition. Moteurs de F1, F3, d'endurance, ou Groupe A, ils font pratiquement tous appel à l'injection numérique.

Les raisons d'un tel engouement ? Elles sont multiples. Jusqu'alors, aucun système n'était en mesure de répondre correctement au problème de l'injection, notamment en terme de rapport puissance spécifique sur consommation spécifique. Les injections mécaniques sont depuis longtemps complètement dépassées : imprécision du dosage, impossibilité d'obtenir une loi d'enrichissement correcte sur toute la page d'utilisation du moteur, installation et réglage complexes, poids, consommation de puissance pour certains systèmes à entraînement mécanique... Performantes lorsqu'elles étaient bien ajustées pour les hauts régimes, elles étaient loin de garantir une souplesse de fonctionnement exemplaire, et ne pouvaient plus répondre aux critères de consommation imposées par certaines réglementations sportives.

Les injections électroniques développées pour les moteurs de série découlent d'un cahier des charges qui se soucie davantage des problèmes de consommation et de pollution, plutôt que de la performance. Le principe de mesure de la charge par l'emploi d'un débitmètre permet de définir des systèmes « standard », adaptables, suivant les fourchettes de puissance, à n'importe quel moteur. Or on le sait, la présence du débitmètre sur le trajet d'écoulement d'air coûte des points en remplissage. Les stratégies mises en œuvre pour le calcul de la quantité d'essence à injecter correspondent à des lois de dosage favorisant l'appauvrissement du mélange dans les charges partielles (les plus sollicitées sur un moteur de série), toujours pour ces raisons de consommation et d'émissions polluantes. Aussi, comme on ne peut avoir accès aux programmes de calcul, la modification des signaux d'entrée, comme de la pression des injecteurs, pour enrichir le mélange dans cette zone de charge, conduit à surdoser le mélange dans les hauts régimes et fortes charges.

L'idéal en matière d'injection, consiste à injecter, pour chaque point de fonctionnement du moteur (régime, charge), la quantité exacte d'essence, en fonction du dosage désiré (légèrement riche lorsque l'on recherche la puissance maximale). L'injection doit donc être parfaitement « adaptée » au moteur qu'elle doit alimenter, ce qui, on en convient, est difficilement compatible avec l'esprit « série » des constructeurs. D'autre part cette injection doit pouvoir actualiser le dosage le plus rapidement possible en fonction des variations de charge ou de la demande du conducteur.

Seule la technologie numérique peut répondre à ces impératifs de performance. Déjà utilisée pour la gestion intégrale de l'allumage, elle trouve ici son prolongement naturel vers la gestion de l'injection. L'avènement des moteurs turbocompressés, très exigeants du point de vue du dosage pour les problèmes thermodynamiques qu'ils soulèvent, a également poussé dans ce sens. Actuellement, les microprocesseurs sont capables de recalculer un temps d'injection plus de mille fois à la seconde!

L'injection numérique conserve le principe de l'injection indirecte et discontinue des systèmes électroniques classiques. Elle comprend toujours une rampe d'électro-injecteurs pilotés en synchronisation avec le cycle moteur, soit tous les tours moteur pour une injection non phasée, soit en phase tous les deux tours moteur pour une injection séquentielle.

Mais, et on s'en doute, la différence fondamentale provient du mode de calcul tout à fait particulier de la durée d'injection :
— Il n'y a plus de débitmètre d'air, ce qui contribue à supprimer une perte de charge non négligeable (environ 3 %).

La mesure de la quantité d'air aspirée est donc définie indirectement, à partir de deux paramètres de base, qui peuvent être :

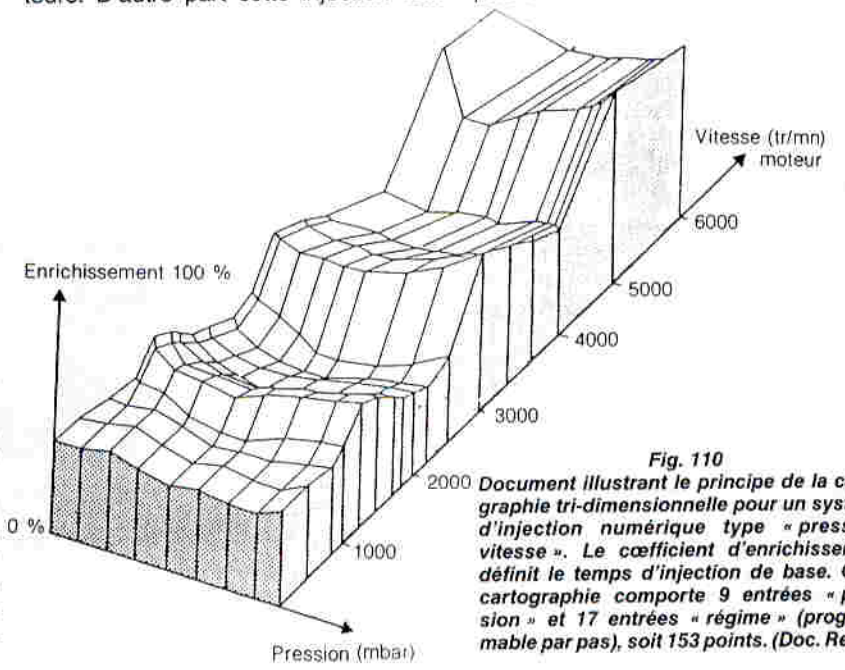


Fig. 110
Document illustrant le principe de la cartographie tri-dimensionnelle pour un système d'injection numérique type « pression-vitesse ». Le cœfficient d'enrichissement définit le temps d'injection de base. Cette cartographie comporte 9 entrées « pression » et 17 entrées « régime » (programmable par pas), soit 153 points. (Doc. Renix).

— régime moteur et dépression dans le collecteur d'admission, c'est le système « **Pression-vitesse** »; en compétition, il est essentiellement utilisé pour les moteurs turbocompressés (capteur de pression placé sur la chambre commune aux conduits du collecteur d'admission, en aval du papillon),
— régime moteur et position du papillon (ou de la guillotine), c'est le système « α **papillon-vitesse** », qui convient davantage aux moteurs atmosphériques, sur lesquels on peut alors, en l'absence de débitmètre, individualiser les conduits d'admission par le montage de trompettes d'aspiration ; le repérage de la position du papillon (ou de la guillotine) est obtenu en mesurant la tension délivrée par un potentiomètre solidaire de l'axe du ou plus exactement des papillons.

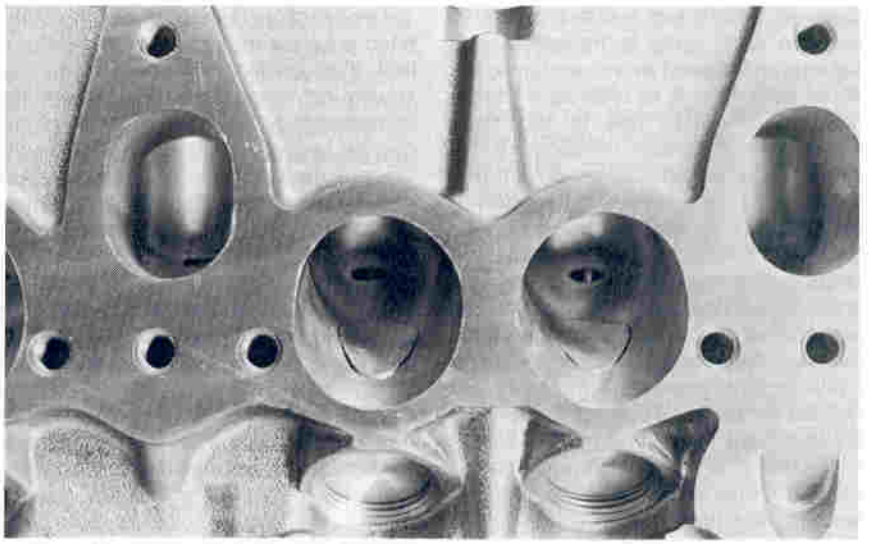
— Nous avons vu que dans le cas d'une mesure indirecte, il fallait prendre en compte le rendement volumétrique du moteur, puisque de la perméabilité de la culasse, des diagrammes de distribution, etc., dépend, suivant le régime, la masse d'air absorbée. Ces variations de remplissage, qui conditionnent l'état de charge, sont déterminées sur banc d'essai, et sont stockées dans une mémoire de calibration sous forme d'une cartographie tri-dimensionnelle indiquant, pour chaque couple (charge, régime moteur), le cœfficient de correction volumétrique à apporter à la quantité d'essence à injecter.

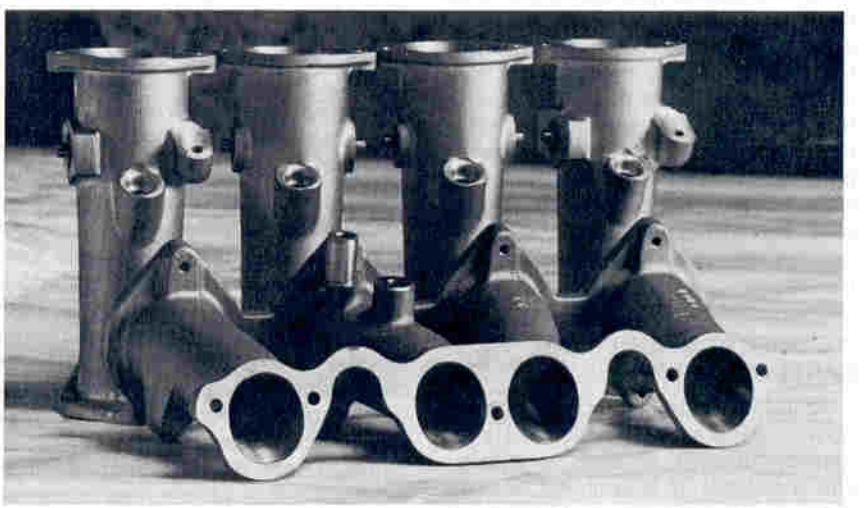
On réalise ainsi une cartographie spécifique au moteur à alimenter, dont les 3 axes correspondent : à la charge (représentée par la dépression dans le collecteur ou l'angle de papillon suivant les systèmes), au régime moteur, et au temps d'injection de base. (voir fig. 110).

Principe d'élaboration d'une cartographie d'injection :

On procède exactement de la même manière que pour une cartographie d'allumage. Le travail s'effectue sur banc de puissance, il est complété ensuite par des essais sur route, c'est un long travail de mise au point, mais très payant !

Etablir une cartographie, c'est donc déterminer pour chaque couple (pression^P, vitesse^N) ou (angle papillon$^\alpha$, vitesse^N) choisi, la durée de pilotage des injecteurs (temps d'injection). On ne peut bien sûr tenir compte de tous les cas de fonctionnement du moteur. On se limite donc à un certain nombre d'« entrées » (P,N) ou (α,N). Non pas pour des raisons de dimensionnement





Sur la culasse des moteurs VW destinés à la F3, l'emplacement des injecteurs du système Bosch d'origine sont obstrués. Les nouveaux injecteurs sont reportés ici sur des pipes d'admission spéciales, moulées en alliage d'aluminium, et s'intègrent à un système d'injection numérique cartographique du type « papillon-vitesse » développé par le préparateur lui-même. (Préparation Bodard-injection « Sybèle »).

Exemple de listing de tout ce que l'on fait ingurgiter dans un langage complexe, aux « puces » qui gèrent les cartographies d'injection et/ou d'allumage. Les circuits intégrés du type Eprom (« Effaçable Programmable Only Memory »), visibles ici sur le boîtier de programmation près de l'écran d'ordinateur, sont reprogrammables à souhait, après effacement des mémoires (par passage sous ultra-violets). (Préparation Bodard).

de cartographie (on pourrait très bien faire des « cartos » de plus de 50 000 points de fonctionnement !), mais parce que cela conduirait à un travail autant fastidieux qu'inutile.

On comprend en effet l'inutilité de vouloir établir des relevés tous les 50 tours moteur par exemple, les corrections à apporter variant de façon trop infime pour être détectées au banc avec suffisamment de précision. On se fixe par exemple 15 entrées « P » ou « α », et 15 entrées « N », ce qui donne alors un tableau de 225 cases, que l'on va remplir de durée d'injection variables. Le calculateur, comme nous le verrons plus loin, fera le reste...

Le moteur tournant sur le banc de puissance, c'est un ordinateur qui pilote, en temps réel, l'injection. Il possède en mémoire le programme de calcul de la durée d'injection, et une cartographie de base définie par le motoriste (plus ou moins « pifométriquement » s'il s'agit d'une première mouture !).

Pour chaque point de fonctionnnement correspondant aux entrées de la cartographie, l'ordinateur affiche le temps d'injection mémorisé, sur lequel le motoriste peut apporter, toujours en temps réel, des modifications : enrichissement ou appauvrissement suivant les indications apportées, et par la balance dynamométrique du banc (mesure du couple), et par l'analyseur de gaz d'échappement (richesse) ; concernant les moteurs « turbo », on prend également en compte la température des gaz en entrée de turbine. On procède ainsi pour tous les points du tableau de la cartographie, en répétant les mesures pour améliorer la précision, et en veillant à maintenir constante les conditions de mesure (température moteur, d'air, pression atmosphérique, degré hygrométrique...).

Cette cartographie de base est établie et mémorisée dans l'ordinateur, il suffit alors de la programmer sur un circuit intégré (EPROM : « Effaçable Programmable Read Only Memory ») qui servira de mémoire morte pour le microprocesseur du calculateur. Seront programmés également des cœfficients correcteurs, relatifs aux variations de température (moteur et air), et de tension de batterie. On peut bien sûr programmer sur plusieurs « EPROM » diverses variantes de cartographie, que l'on testera une à une sur route...

Fig. 112
Ce document montre comment évolue le temps d'injection en fonction du régime et de la charge, sur une injection « L-Jetronic » équipant un moteur 205 GTi de série. ce relevé de cartographie permet d'établir une comparaison avec la cartographie d'injection numérique développée par ce même moteur. (Doc. Sybèle).

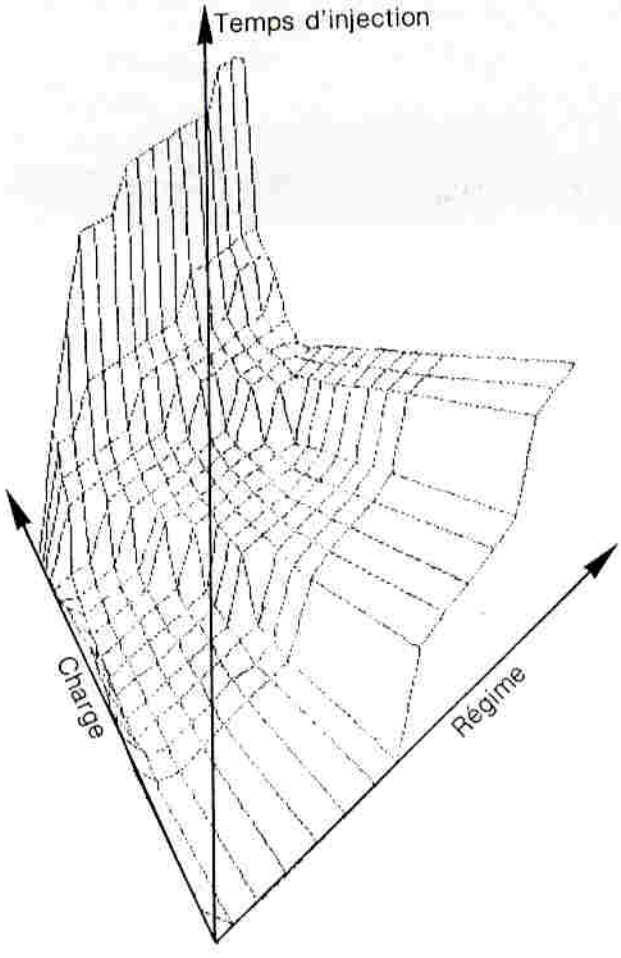
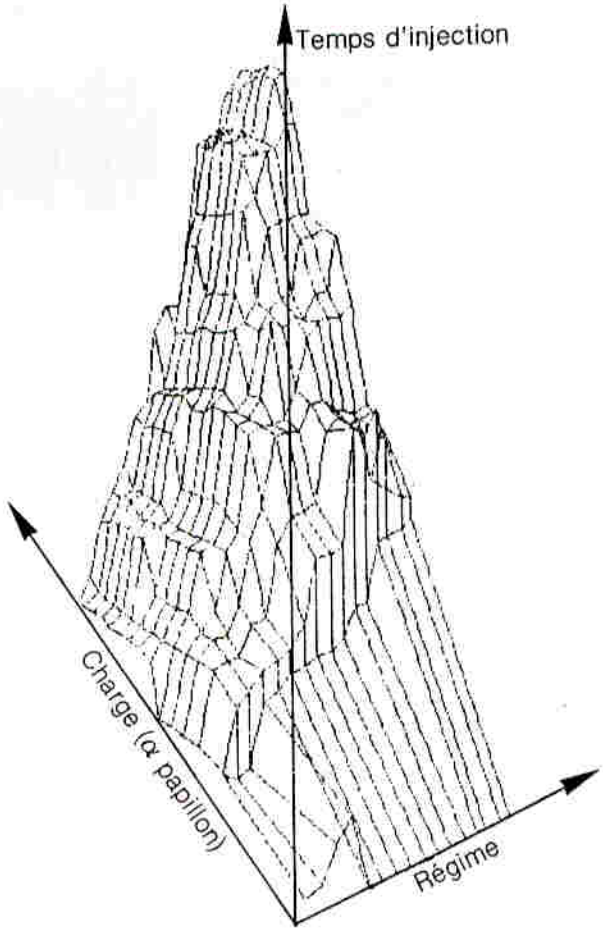


Fig. 113
Cartographie d'injection élaborée pour moteur 205 GTi groupe A. La différence avec celle obtenue à partir d'une injection « L-Jetronic » sur moteur de série est significative. Le gain en couple se chiffre à 1,5 m.kg, par le seul passage à l'injection numérique. (Sytème Sybèle, préparation Bodard Race & Tuning).



Principe du calcul du temps d'injection :

A partir des signaux d'entrée (P ou α, et N) qui lui sont communiqués par les capteurs (signaux analogiques digitalisés), le calculateur cherche sur la cartographie le temps d'injection de base approprié :

— Si les valeurs des signaux correspondent exactement à un couple d'entrée de la « carto », cas de figure plutôt rare on le comprend, il prend alors directement la valeur indiquée pour le temps d'injection.

— Si tel n'est pas le cas, il calcule alors le temps d'injection nécessaire, en effectuant une double interpolation entre les 4 points cartographiques qui entourent le point de fonctionnement (voir fig. 111).

Mais ce n'est pas tout. Ce temps lu ou calculé ne représente qu'une durée de base, sur laquelle le calculateur va effectuer des corrections (à partir des cœfficients mémorisés), en tenant compte des signaux secondaires qui lui sont transmis, tels que :

— température moteur (enrichissement à froid),
— température d'air d'admission (diminution de la richesse si la température augmente),
— tension de batterie (si la tension baisse, le temps d'ouverture des injecteurs augmente et le dosage s'appauvrit, il faut donc augmenter la durée d'injection)

A ces corrections indispensables, on peut encore ajouter : une correction altimétrique (important pour des courses sur circuits à forts dénivelés type course de côte de « Pikes Peak »...), une correction suivant la durée d'ouverture du papillon...

Et toutes ces données de calcul sont traitées dans le millième de seconde, si bien que l'injection numérique actualise le dosage du mélange pratiquement sans aucun retard ! L'injection numérique cartographique diffère donc totalement des autres systèmes. D'emblée, elle s'est montrée nettement plus performante. La possibilité de maîtriser totalement les lois d'enrichissement sur toute la plage d'utilisation du moteur et quel que soit l'état de charge, ceci ajouté au fait d'un meilleur remplissage grâce à la suppression de tout débitmètre, ont permis d'accroître très sensiblement, non seulement la puissance spécifique, mais aussi la consommation spécifique. La courbe de couple est à la fois surélevée et plus plate ; la souplesse moteur est nettement améliorée. La spécificité du principe de mesure (cartographie propre à chaque moteur), rend l'application de ce mode d'injection difficile en série, sur des moteurs amener à « vieillir » (il faudrait revoir les cartographies, notamment celles du type « papillon, vitesse »). Citons toutefois le cas de Renix en France (Division Bendix) qui développe essentiellement pour Renault des injections numériques « pression-vitesse », couplées à l'allumage intégral.

En F1, Magneti-Marelli détient le quasi monopole des systèmes d'injection et d'allumage dont les calculateurs très puissants sont basés sur le couple « papillon-régime ».

En revanche, ce principe d'injection « à la carte » convient tout à fait, pour les multiples possibilités de réglage qu'il procure aux moteurs de compétition. Jamais d'ailleurs un système d'injection n'est devenu, si l'on peut dire, aussi « simpliste » ! Excepté le boîtier de commande et ses capteurs sans lequel il serait dans l'incapacité de fonctionner, il ne reste guère que la rampe d'injecteurs, complétée de son régulateur de pression, la pompe à essence électrique et son filtre ! Ainsi, il devient relativement aisé de transformer par exemple une injection de type L-Jetronic en injection numérique. Suppression du débitmètre d'air, remplacement du contacteur de papillon par un potentiomètre (ou mise en place d'un capteur de pression sur le collecteur)

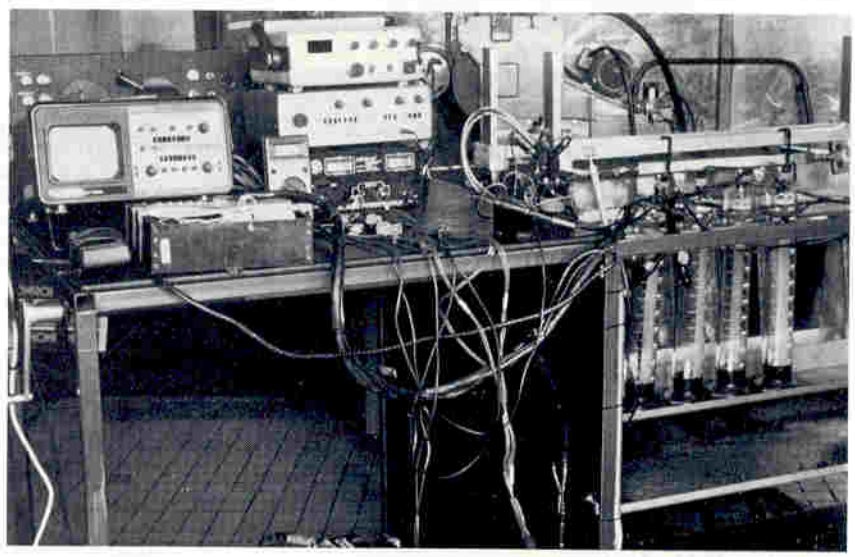


Fig. 111 - Banc d'essai d'injections électroniques chez Sodemo-Moteurs. Il permet de tester les calculateurs, de simuler des variations de régime, de contrôler le débit des injecteurs (chacun d'eux débitant dans des éprouvettes graduées, visibles à droite), et des appareils de contrôle affichent régime moteur, pression atmosphérique ou pression de suralimentation, position pédale d'accélérateur (pour les injections numériques type « papillon-vitesse »), etc...

Signal capteur charge

Signal capteur régime	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	
N_1	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
N_2	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
N_3	×	×	×	×	×	⊗	⊗	×	×	×
N_4	×	×	×	×	×	⊗	⊗	×	×	×

Pour définir le temps d'injection de base, le calculateur procède à une double interpolation entre les 4 points entourant le point de fonctionnement, correspondant aux signaux de charge et de régime.

et bien sûr changement de boîtier de commande.

Une certaine absurdité dans la réglementation Groupe A des voitures de tourisme veut en effet que, si l'on doit conserver le système d'alimentation originel, on puisse en revanche changer de boîtier électronique (du moment qu'il n'inclut pas davantage de données) le règlement précisant en outre que le dispositif de mesure du débit d'air doit rester en place (laquelle ?). On comprend que ces ingénieux préparateurs aient très vite su lire entre ces lignes grossières... pour entrevoir la possibilité, non explicitement interdite, de « numériser » le système d'injection. Le débitmètre d'origine est toujours en place, mais il ne sert strictement à rien !..

L'extension rapide prise par l'injection numérique dans le domaine de la compétition a amené de plus en plus de préparateur à s'octroyer les services d'informaticiens et électroniciens, dans le but de concevoir leurs propres systèmes d'injection. Parallèlement, la mise au point de ces systèmes s'est vue grandement facilitée par l'élaboration d'« outils de développement » sans cesse plus performants. Des bancs de test permettent de travailler sur le calculateur seul, en simulant les signaux (régime, charge, températures...) que le microprocesseur reçoit normalement du moteur. Des appareils d'« aide à la mise au point » (citons le « AMAP » de chez Renix) permettent de retoucher, en temps réel, les données de la

MOTEUR : FORD SIERRA

Injection électronique : SODEMO/SYTEL

Référence(s) : table fin essai

TABLE NUMERO 1

TEMPS D'INJECTION EN MICROSECONDE

REG.	MOTEUR	: 0	800	1600	2400	3200	4000	4800	5600	6400	7200	8000	8800	9400
P	(0.00)	: 3100	1900	1500	1600	1500	1000	1000	1000	800	800	800	1800	1800
P	(6.25)	: 3200	2200	1600	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000	900	1900	1900
P	(12.50)	: 3300	3000	2500	2000	2400	1900	2400	2200	2200	2200	2000	2200	2200
P	(18.75)	: 3400	3200	3100	2700	2800	2700	2400	2400	2300	2100	2100	2400	2400
P	(25.00)	: 3500	3300	3200	2900	3400	3400	3300	2600	2100	2400	2100	2900	2900
P	(31.25)	: 3600	3400	3600	3100	3200	3400	3300	2800	2700	2600	2200	3200	3200
P	(37.50)	: 3700	3500	3400	3300	3400	3500	3300	3200	3100	3900	2900	3900	3900
P	(43.75)	: 3800	3600	2800	3500	3600	3700	3700	3900	3800	3700	3500	4500	4500
P	(50.00)	: 4000	3800	3700	3700	3700	3800	3800	4200	4300	4100	3900	3800	3600
P	(56.25)	: 4000	4000	4000	4000	4500	4100	4300	4400	4500	4500	4300	5000	5000
P	(62.50)	: 4000	4000	4800	4400	4500	4600	4600	4600	4700	4800	4800	4800	4600
P	(68.75)	: 4000	4100	3100	3400	4700	4700	4700	4700	5400	5300	5300	5300	5100
P	(75.00)	: 4000	3100	3100	3400	4800	4800	4800	4800	5800	5600	5600	5600	5400
P	(81.25)	: 4000	3100	3200	3400	4900	4800	4800	4800	5800	5600	5600	5600	5400
P	(87.50)	: 4000	3100	3200	3400	5000	4800	4800	4800	5800	5600	5600	5600	5400
P	(93.75)	: 4000	3100	3300	3400	4500	4800	4800	4800	5800	5600	5600	5600	5400
P	(100.00)	: 4000	4000	4300	4400	4500	4800	4800	4800	5800	5600	5600	5600	5400

COMPENSATION TEMPERATURE D'EAU

0 1 2 3 5 12 23 38
45 48 48 48 48 48 48 48 48 1000

COMPENSATION TENSION BATTERIE

48 1000 1000 1000 1000 1000 1000 900 800 660 600 580 560 540 520 500

REGIME MAXI : 8499.

Fig. 114 : Cartographie injection électronique numérique Sodemo/Sytel, type (papillon, vitesse) élaborée pour moteur Ford Sierra Cosworth. (Préparation Sodemo Moteurs).

cartographie mise en mémoire dans le calculateur ; ainsi ils peuvent lire et mémoriser la cartographie programmée, modifier en temps réel les données de calibration tout en gèrant simultanément le fonctionnement du moteur, et reprogrammer une nouvelle cartographie dans la mémoire du microprocesseur ; ils peuvent entre autre afficher en temps réel divers paramètres moteur tels que les reçoit le calculateur...

Mais il est un outil très prisé des motoristes, et très en vogue aujourd'hui : le système d'acquisition de données. Embarqué à bord du véhicule, ce boîtier de mesure, connecté au calculateur d'injection, permet, à partir des données qu'il enregistre au cours des séries d'essais de peaufiner par la suite les réglages et les données de calibration. Pourvu d'une importante mémoire de stockage, il peut mémoriser toutes sortes d'informations, non seulement la valeurs des signaux qui parviennent au calculateur (régime, pression...), mais aussi les temps d'injection calculés en correspondance avec ces signaux. Et ce pour ne parler que des relevés en rapport avec l'injection. Mais le dispositif d'acquisition de données peut également enregistrer les points d'avance à l'allumage, l'évolution de la pression de suralimentation, la température d'air en sortie de compresseur, celle des gaz en entrée de turbine, les surrégimes éventuels... Il affiche même l'heure à laquelle se produisent exactement tous ces évènements !

Le dépouillement de toutes ces informations, enregistrées sur un tour de circuit par exemple, ouvrent des possibilités de mise au point encore inconcevables il y a peu.

On est loin de l'injection Kugelfisher et de sa « patate » interchangeable...

1.5 L'arbre à cames et les diagrammes de distribution

L'arbre à cames joue un rôle essentiel dans le remplissage A lui seul, il modifie les performances et le comportement du moteur, et l'on ne peut imaginer de préparation valable qui n'ait recours à une modification ou à un changement de cette pièce maîtresse. A moins que l'arbre à cames d'origine soit un modèle du genre, ce dont nous doutons beaucoup...

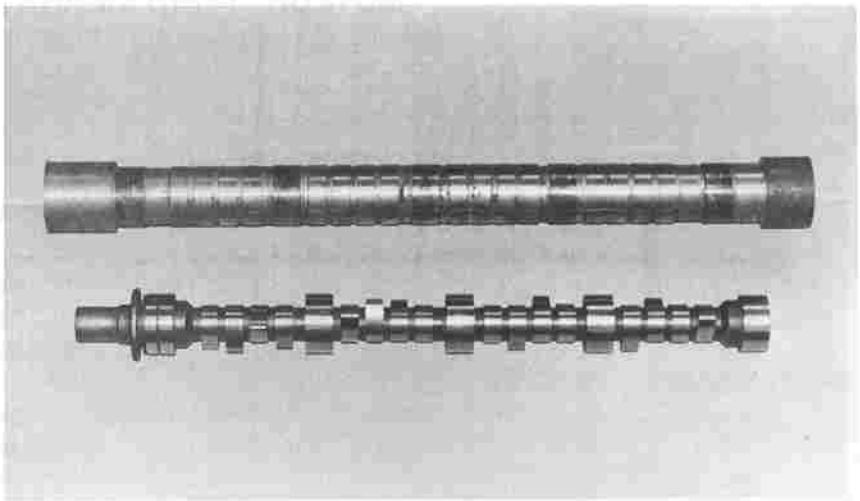
L'arbre à cames doit assurer :
— la levée de soupape,
— la durée d'ouverture de la soupape (admission et échappement bien sûr),
— le phasage de cette durée dans le cycle (diagrammes de distribution).

A. LA LEVÉE DE SOUPAPE

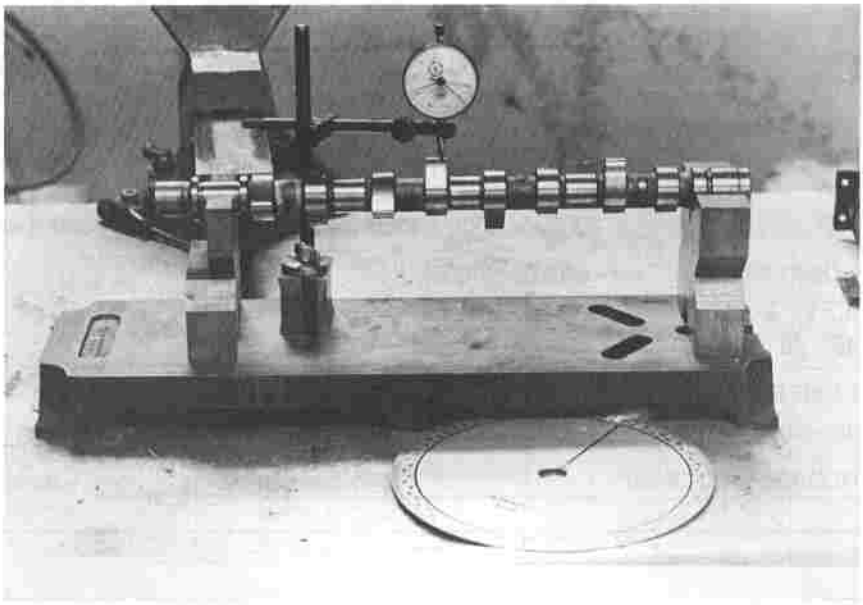
Nous l'avons vu, la levée conditionne, avec le diamètre du siège de la soupape, la section de passage des gaz. Mais, et c'est très important, plus que la valeur de la levée maxi, c'est la façon dont s'ouvre la soupape qui compte énormément. Ce point est crucial, car il est bien évident, et c'est une règle de base dans la définition de tout arbre à cames performant, que pour une levée maxi et un temps d'ouverture identiques, une soupape s'ouvrant très rapidement laissera passer plus de gaz qu'une soupape s'ouvrant et se fermant lentement ! Intervient ici la surface du diagramme de levée ; on parle encore d'efficacité de la loi de levée...

*** Efficacité de la loi de levée :**

Pour un angle d'ouverture et une levée donnée, les préparateurs s'évertuent à optimiser l'efficacité du diagramme, c'est-à-dire à étendre le plus possible sa surface.



Certains arbre à cames spéciaux sont entièrement taillés dans la masse (préparation Pierre Ferry)



Contrôle des levées de came et de la cylindricité des portées de tourillon au moyen d'un marbre, de deux vés et d'un comparateur.

La figure 115 montre comment on exprime le pourcentage d'efficacité d'une loi donnée. On raisonne généralement sur le demi-angle d'ouverture de la soupape, étant donné que la grande majorité des diagrammes présentent une symétrie à la levée et à la fermeture.

Le degré d'efficacité traduit le rapport entre la surface d'étalement de la loi de levée et la surface rectangulaire de référence ABCD, correspondant à une loi idéale théorique (ouverture et fermeture instantanées de la soupape), impossible à réaliser bien sûr. Naturellement, plus ce rapport est élevé, mieux c'est. Dans le meilleur des cas, on arrive à atteindre des efficacités de 60 %, valeur difficile à dépasser compte-tenu des critères d'accélération , de décélération, de pression de Hertz, etc... Nous rejoignons là ce que nous avons soulevé concernant l'amélioration du mécanisme de fermeture des soupapes, à propos des cames dites à « attaque rapide ». Une loi de levée efficace fait apparaître une forte accélération de la soupape dès l'ouverture, pendant un intervalle de temps très court, suivie d'une longue période de décélération pour éviter tout risque d'affolement à la levée maxi. En matière d'accélération, on reste tributaire de la rigidité des éléments de distribution. Une visualisation au moyen d'un stroboscope permet de se rendre compte de l'importance des déformations de ceux-ci (ligne d'arbre à cames essentiellement). Il ne faut pas non plus que la soupape, sous l'effet de l'inertie, se désolidarise du profil de came au moment où l'accélération imprimée diminue (encore que certains voient par là une manière d'ouvrir encore plus rapidement la soupape!!!). De même il faut empêcher le rebondissement de la soupape sur son siège à la fermeture : perte d'étanchéité à l'admission, génération de vibrations avec risque de rupture des clavettes ou coupelle de ressort ; les sièges en bronze participent de ce point de vue davantage à l'amortissement de la soupape que ceux en fonte ou en acier.

• Loi de levée et C.A.O :

Il n'y a pas si longtemps, le préparateur « dessinait », au vrai sens du terme, un nouvel arbre à cames à partir de la loi de levée. En se fixant une levée maxi, en essayant tel angle d'ouverture, et suivant le type de distribution du moteur, il traçait à la main le « bon » profil ou celui qui était sensé l'être. On vérifiait à tout hasard, par une rapide construction géométrique, si les accélérations positives et négatives n'étaient pas trop fortes, et l'on procédait ensuite à la réalisation de la came-mère, qui servirait au taillage de l'arbre à cames. L'essai de l'AC sur le moteur révèlait si la brutalité relative du profil ne mettait pas à mal la rampe de distribution, et si le régime maxi envisagé était atteint sans affolement de soupapes. Au besoin on retouchait la came-mère... où l'on en redessinait une autre. Les préparateurs disposaient d'un stock de came-mères qui leur permettait, pour tel moteur, tel type de préparation, et à partir de leur grande expériemce, de choisir telle loi de levée...

Certes si cette manière de faire survit encore chez quelques préparateurs, il faut avouer que ses jours sont comptés, tant les énormes possibilités et facilités offertes par l'informatique et ses logiciels, sans cesse plus performants, rend toute comparaison déplacée. Aujourd'hui, de plus en plus de préparateurs, principalement ceux travaillant en collaboration avec les constructeurs, sont parfaitement équipés en matériel informatique et œuvrent comme les ingénieurs motoristes.

La recherche constante d'une meilleure efficacité de la loi de levée, les capacités de résolution « éclair » des logiciels mathématiques, ont quelque peu bouleversé les méthodes de détermination d'un profil d'arbre à cames. Désormais, on ne travaille plus directement et uniquement sur la loi de levée, mais sur la loi d'accélération. L'ordinateur, lui, procède à la double intégration pour remonter à la loi de levée. Sans chercher à s'enliser dans des considérations mathématiques tant fumeuses qu'ennuyeuses, il est toutefois intéressant de passer en revue les méthodes de calcul actuelles, pour assez surprenantes qu'elles soient. Pour illustrer nos propos, nous donnons en exemple une procédure « dernier cri » utilisée chez « Sodemo Moteurs »...

Une loi de levée se décompose en deux parties :

— la rampe de silence, qui permet de rattraper le jeu de dilatation de la distribution, et de mettre en vitesse dans une relative douceur (choc et bruit minimisés) la soupape,

— la loi de levée proprement dite.

A une loi de levée donnée correspond une loi d'accélération (obtenue

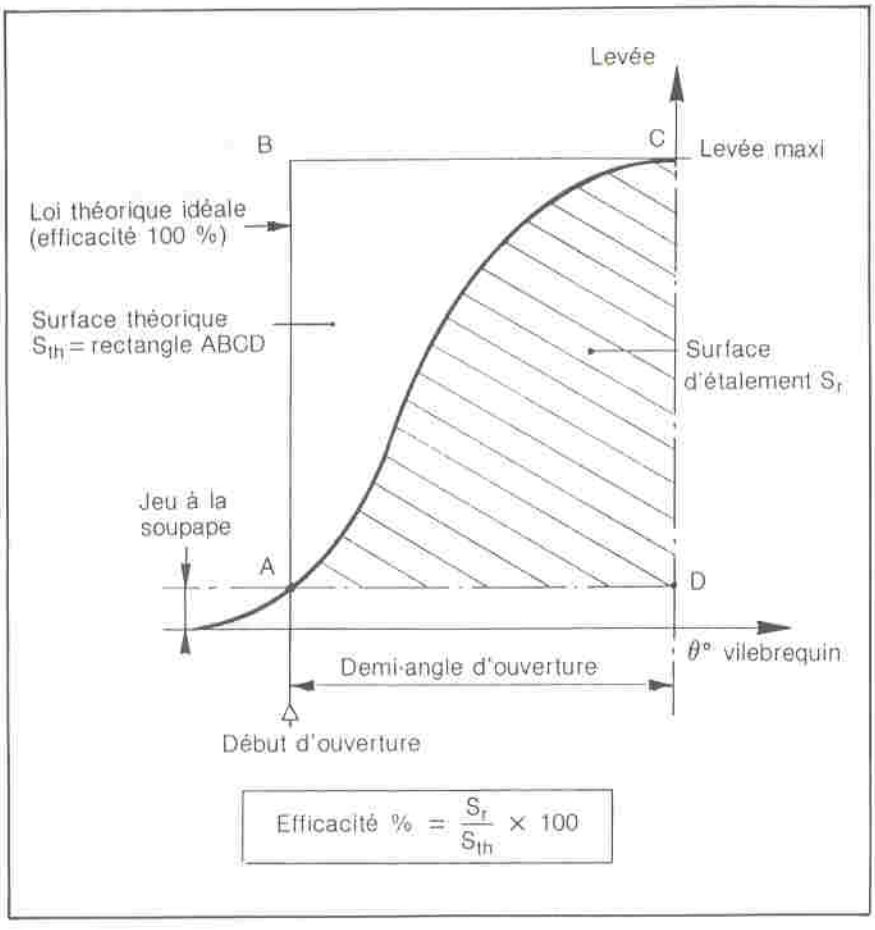


Fig. 115 : Définition de l'efficacité de la loi de levée.

par double dérivation) d'équation complexe, trop complexe pour que l'on puisse la paramétrer et s'aider de logiciels de calcul qui traitent rapidement et efficacement des équations simples.

Une des premières idées consiste alors à décomposer la courbe d'accélération (qui a toujours la même allure quelle que soit celle exprimant la levée) en plusieurs portions assimilables à des courbes simples telles que sinusoïdes ou paraboles. Ainsi peut-on généraliser une courbe représentative de l'accélération d'une soupape en une succession de portions paraboliques ou sinusoïdales, voire à un panachage des deux ; plusieurs méthodes existent dans ce domaine. Les résultats montrent qu'à partir de cette loi « de substitution » paramétrée, l'ordinateur détermine une loi de levée très proche de celle correspondant à la loi d'accélération réelle. Ils mettent également en évidence le fait que, pour aboutir à une même loi de levée, la méthode des « sinus » impose des accélérations de soupapes supérieures, ce qui est gênant.

Il existe une autre méthode numérique très répandue qui consiste à représenter le diagramme de levée par une fonction « polynomiale » de l'angle de rotation de l'arbre à cames. Pour éclaircir les idées, si on appelle Y(x) cette fonction, x étant la variable en degré de rotation de came, celle-ci peut s'écrire, en tenant compte des singularités telles que vitesse nulle et décélération maximale au point de levée maxi, accélération nulle en fin de rampe de silence, etc... :
$Y(x) = C_o + C_2.X^2 + C_p.X^p + C_q.X^q$ (avec p et q supérieurs à 3, les facteurs « C » étant des constantes).

Ainsi, en fixant une levée maxi et un demi-angle d'ouvertucre (loi symétrique), en choisissant arbitrairement des valeurs pour les exposants p et q, le programme de calcul pourra résoudre l'équation Y(x) et proposer autant de lois de levée que de couple p et q.

La procédure devient la suivante. On rentre dans l'ordinateur :
— le demi-angle d'ouverture,
— la levée maxi,
— la levée en fin de rampe de silence,
— la vitesse de la soupape en fin de rampe de silence,
— la durée angulaire de la rampe de silence (qui peut-être une constante pré-programmée).

On fixe également une limite supérieure aux valeurs que peuvent prendre p et q (par exemple 50 ou 60, les essais montrant qu'ils ne sert à rien de prendre plus). Le programme passe alors en revue toutes les combinaisons possibles de deux nombres compris entre 4 et cette limite supérieure, et détermine, pour chaque couple (p,q), une loi de levée. Il calcule degré par degré de rotation de came, l'accélération, la vitesse, et la levée de la soupape. Au passage, il élimine les lois présentant des accélérations et vitesses trop élevées (les limites critiques, définies par expérience, étant mémorisées dans le programme). L'ordinateur ressort ainsi toutes les courbes jugées acceptables, en précisant pour chacune d'elle le degré d'efficacité. Au motoriste de choisir.

Voici pour le principe du déroulement du logiciel de base. Ce dernier peut être assorti d'amènagements spécifiques, et calculer en plus, par exemple, le régime d'affolement, les efforts sur came, les pressions de Hertz.

Cette décomposition en loi polynomiale, qui débouche sur des cames dites « polydynes », permet de gagner environ 5 points en efficacité de diagramme par rapport aux méthodes « sinus ».

Chez Sodemo Moteurs, atelier de préparation réputé et collaborant notamment avec Renault Sport, on a encore amélioré l'efficacité des lois de levée en... simplifiant la procédure de calcul numérique. Le programme ne travaille qu'à partir de la loi d'accélération qui, programmée en partie, prend ici une allure des plus simplistes, puisque, comme le montre la figure 116, elle ne correspond plus qu'à une succession de segments de droite ! Quant à la levée maxi... elle n'est plus imposée.

Les données à programmer deviennent :
— durée de l'accélération montante (θ1)
— durée du palier d'accélération constante (θ2)
— durée d'accélération descendante (θ3)
— accélération maxi positive (γ^+)
— durée du premier segment d'accélération négative (θ4)
— durée du segment horizontal d'accélération négative constante (θ5)
— valeur de l'accélération négative du premier segment (γ_i)
— demi-angle de levée (θ), non tenu compte de la rampe de silence
— vitesse et levée en fin de rampe.

Cette méthode a été appliquée pour la détermination d'une came d'admission pour un 4 cylindres 16 soupapes de Mercedes 2.3-16 préparé pour la « Production », et pour laquelle nous reproduisons ici les résultats établis par l'ordinateur (fig 117).

Les données indiquées dans cet exemple comprennent en plus les caractéristiques de la came (matériau, rayon de base, largeur) et celles des éléments

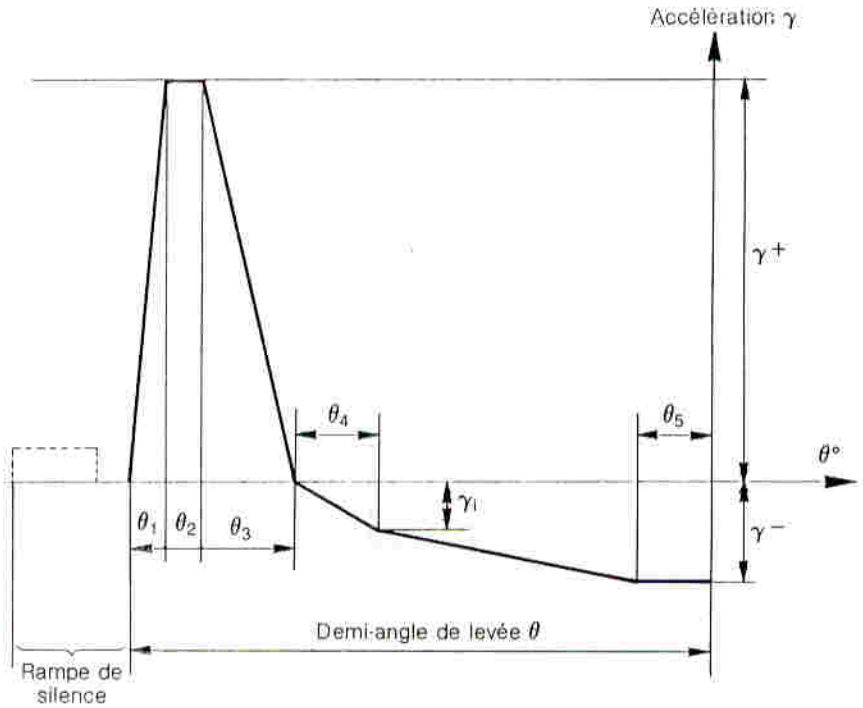


Fig. 116 : Paramétrage de la loi d'accélération de la soupape pour la détermination de la loi de levée sur ordinateur. (Méthode numérique utilisée chez Sodemo Moteurs).

de distribution (ressort, masses alternatives), ainsi que le régime maxi. La loi de levée de came est ici identique à celle de la soupape étant donné la commande directe par poussoir.

Le traitement est extrêmement rapide. L'ordinateur calcule, degré par degré (de came), et ce depuis l'origine de la rampe de silence jusqu'à la levée maxi : la levée, la vitesse et l'accélération de la soupape, le rayon de courbure de la came, la pression de Hertz et l'effort sur la came. En résultat final, il indique le pourcentage d'efficacité du diagramme (59,85% en l'occurrence pour notre exemple), et récapitule les valeurs essentielles.

La loi proposée sera jugée satisfaisante dès lors que :

— l'efficacité paraît optimale,

— la levée maxi n'est pas trop importante, et reste compatible par exemple avec les tests en soufflerie de perméabilité de la culasse,

— la pression de Hertz maxi reste en deçà des limites du matage des matériaux,

— l'effort maxi sur la came est compatible avec les déformations de la ligne de distribution (flexion de l'AC, des culbuteurs...),

— aucun risque d'affolement n'est à craindre (effort sur came toujours positif avec garde suffisante)...

Merci l'ordinateur !

On est loin des retouches à la lime des cames-mères...

*** Le profil de came :**

Par rapport à la loi de levée de soupape, celle relative à la levée de came dépend du mode de distribution :

— ACT à attaque directe : la came attaque un poussoir « plan », les deux lois sont identiques.

— ACT avec linguet ou culbuteur : la came appuie sur un patin « courbe » ; la cinématique came/soupape est beaucoup plus complexe ; si l'on veut une loi de levée symétrique pour la soupape, celle de la came ne l'est alors plus du tout, et l'on a affaire à une came au profil dissymétrique ; il faut de plus tenir compte du rapport de démultiplication de l'élément à patin courbe.

— ACL : la came attaque un poussoir plan ; son profil reste symétrique ; il faut là aussi prendre en compte le rapport démultiplicateur du culbuteur.

DONNÉES

Came symétrique :

Demi-étalement de la loi de levée (°) : 77.

Vitesse en fin de rampe (mm/°) : .028.
Hauteur en fin de rampe (mm) : .3.

A l'accélération positive

Durée de l'accél. montante (°) : 1.
Durée du palier d'accél. constante (°) : 3.4.
Durée de l'accél. descendante (°) : 10.
Accélération MAXI positive (µ/°2) : 26.000.

A l'accélération négative

Durée du 1er segment (°) : 11.8.
Durée du segment horizontal (°) : 10.
Fraction de l'accél. négative au 1er segment : .6.

Largeur de came (mm) : 13.
Déport de l'axe came/axe de poussoir (mm) : 0.
Diamètre utile du poussoir (mm) : 34.5.

Rayon de base de la came (mm) : 14.5.

Module de YOUNG de la came (N/mm²) : 200000.

Module de YOUNG du poussoir (N/mm²) : 200000.

Tare du ressort (N) : 300.
Raideur du ressort (N/mm) : 65.

Masse réduite à la soupape (kg) : .156.

Régime MAXI du moteur (tr/mn) : 8600.

RÉSULTATS

Levée totale (mm) : 12.390.

Pourcentage d'efficacité : 59.85.
Surface efficace géométrique (mm/°) : 1114.38.

Surface efficace/section débitante (cm²x°) : 0.00.
Vitesse MAXI disponible (µm/°) : 291.415 → 7,5 m/s.
Vitesse MAXI atteinte (µm/°) : 259.402 → 6 m/s.

Accélération MAXI (µm/°²) : 26.000 → 17306 m/s².
Accélération MINI (µm/°²) : – 5.617 → – 3740 m/s².

Garde mini (N) : 300.00.
Pression de HERZ MAXI (N/mm²) : 590.794.
Effort MAXI sur la came (N) : 3017.54.

Fig. 117 :
Exemple de calcul en CAO d'un profil de came d'admission pour moteur Mercedes 2,3 litres 16 soupapes. Tableau de données, de calcul degré par degré (de came et non vilebrequin) et de résultats. On notera que les vitesses et accélérations ne sont pas données respectivement en m/s et m/s², mais en mm/° (millimètre par degré came) et en µm/°² (micron par degré carré de came), ceci pour les exprimer indépendamment du régime moteur. Pour effectuer les conversions, il faut savoir que :

$$1 m/s = 1 mm/° * \frac{3.N}{1000} \quad \text{et que : } 1 m/s^2 = 1 \mu m/°^2 * \frac{9\,N^2}{1\,000\,000}$$

(avec N en t/mn)

(')	levée (mm)	Vit. µm/'	Acc. µm/'²	R mm	PHz N/mm²	Fcame N
99	0.0000	0.000	0.000	14.5000	235.944	300.00
98	0.0000	0.034	0.154	15.0044	232.028	315.96
97	0.0002	0.357	0.488	16.1016	224.158	350.65
96	0.0008	0.998	0.788	17.0871	217.750	381.81
95	0.0023	1.921	1.054	17.9613	212.517	409.41
94	0.0048	3.094	1.285	18.7245	208.253	433.48
93	0.0085	4.481	1.483	19.3768	204.811	453.99
92	0.0138	6.048	1.646	19.9185	202.084	470.96
91	0.0207	7.762	1.776	20.3498	199.991	484.38
90	0.0293	9.588	1.871	20.6708	198.476	494.26
89	0.0399	11.492	1.932	20.8815	197.500	500.59
88	0.0523	13.440	1.959	20.9821	197.038	503.38
87	0.0668	15.398	1.951	20.9725	197.080	502.62
86	0.0831	17.331	1.910	20.8527	197.626	498.32
85	0.1014	19.206	1.834	20.6228	198.690	490.47
84	0.1215	20.988	1.724	20.2826	200.298	479.07
83	0.1433	22.644	1.581	19.8321	202.493	464.13
82	0.1667	24.138	1.403	19.2710	205.334	445.64
81	0.1915	25.437	1.190	18.5992	208.907	423.61
80	0.2175	26.507	0.944	17.8165	213.324	398.03
79	0.2445	27.314	0.664	16.9227	218.742	368.90
78	0.2721	27.823	0.349	15.9174	225.378	336.23
77	0.3000	28.000	0.000	14.8000	233.541	300.00
76	0.3324	41.000	26.000	100.1840	95.363	3001.90
75	0.3864	67.000	26.000	100.2393	95.830	3005.45
74	0.4664	93.000	26.000	100.3193	96.517	3010.65
73	0.5724	119.000	26.000	100.4235	97.418	3017.54
72	0.7043	144.532	24.440	95.4361	100.829	2864.12
71	0.8606	167.672	21.840	87.0573	106.518	2604.31
70	1.0387	188.212	19.240	78.7003	113.234	2345.91
69	1.2361	206.152	16.640	70.3625	121.212	2088.76
68	1.4502	221.492	14.040	62.0414	130.798	1832.69
67	1.6782	234.232	11.440	53.7343	142.522	1577.54
66	1.9178	244.373	8.840	45.4386	157.247	1323.13
65	2.1661	251.913	6.240	37.1518	176.485	1069.29
64	2.4207	256.853	3.640	28.8712	203.180	815.86
63	2.6790	259.194	1.040	20.5943	244.110	562.66
62	2.9383	259.350	−0.171	16.8757	274.111	453.70
61	3.1975	259.036	−0.457	16.1973	284.634	440.89
60	3.4563	258.436	−0.743	15.5185	295.647	428.05
59	3.7143	257.551	−1.028	14.8389	307.211	415.16
58	3.9713	256.380	−1.314	14.1583	319.396	402.21
57	4.2270	254.923	−1.599	13.4763	332.286	389.17
56	4.4811	253.181	−1.885	12.7928	345.981	376.03
55	4.7332	251.153	−2.171	12.1074	360.602	362.76
54	4.9833	248.840	−2.456	11.4198	376.294	349.35
53	5.2308	246.241	−2.742	10.7297	393.241	335.79
52	5.4756	243.356	−3.028	10.0369	411.669	322.04
51	5.7174	240.186	−3.313	9.3411	431.864	308.10
50	5.9559	236.804	−3.414	9.2473	439.168	313.09

(')	levée (mm)	Vit. µm/'	Acc. µm/'²	R mm	PHz N/mm²	Fcame N
49	6.1910	233.362	−3.469	9.3016	442.877	322.65
48	6.4226	229.865	−3.524	9.3524	446.523	331.99
47	6.6507	226.313	−3.580	9.3998	450.113	341.10
46	6.8753	222.706	−3.635	9.4435	453.651	349.97
45	7.0961	219.043	−3.690	9.4836	457.144	358.61
44	7.3133	215.326	−3.745	9.5200	460.597	367.01
43	7.5268	211.554	−3.800	9.5527	464.015	375.17
42	7.7364	207.727	−3.855	9.5815	467.404	383.07
41	7.9422	203.844	−3.910	9.6065	470.768	390.73
40	8.1441	199.907	−3.965	9.6276	474.113	398.14
39	8.3420	195.914	−4.020	9.6448	477.442	405.28
38	8.5359	191.866	−4.075	9.6579	480.761	412.17
37	8.7257	187.764	−4.130	9.6669	484.074	418.79
36	8.9114	183.606	−4.185	9.6718	487.386	425.14
35	9.0929	179.393	−4.240	9.6725	490.701	431.22
34	9.2702	175.125	−4.295	9.6690	494.025	437.02
33	9.4431	170.802	−4.351	9.6612	497.360	442.55
32	9.6118	166.424	−4.406	9.6490	500.713	447.79
31	9.7760	161.991	−4.461	9.6325	504.089	452.74
30	9.9357	157.503	−4.516	9.6114	507.491	457.41
29	10.0910	152.960	−4.571	9.5859	510.924	461.78
28	10.2416	148.361	−4.626	9.9558	514.395	465.86
27	10.3877	143.708	−4.681	9.5210	517.908	469.63
26	10.5290	138.999	−4.736	9.4816	521.469	473.10
25	10.6656	134.236	−4.791	9.4374	525.083	476.26
24	10.7975	129.417	−4.846	9.3885	528.756	479.11
23	10.9245	124.543	−4.901	9.3347	532.496	481.65
22	11.0465	119.615	−4.956	9.2760	536.307	483.86
21	11.1637	114.631	−5.011	9.2123	540.198	485.76
20	11.2758	109.592	−5.066	9.1437	544.176	487.33
19	11.3828	104.498	−5.122	9.0699	548.248	488.57
18	11.4848	99.349	−5.177	8.9911	552.424	489.47
17	11.5815	94.145	−5.232	8.9070	556.711	490.04
16	11.6730	88.886	−5.287	8.8178	561.121	490.27
15	11.7593	83.571	−5.342	8.7232	565.663	490.16
14	11.8402	78.202	−5.397	8.6233	570.349	489.70
13	11.9156	72.778	−5.452	8.5180	575.191	488.89
12	11.9857	67.298	−5.507	8.4073	580.202	487.72
11	12.0502	61.764	−5.562	8.2910	585.398	486.20
10	12.1092	56.174	−5.617	8.1692	590.794	484.31
9	12.1626	50.557	−5.617	8.2225	589.838	487.78
8	12.2103	44.940	−5.617	8.2703	588.991	490.89
7	12.2524	39.323	−5.617	8.3124	588.250	493.62
6	12.2890	33.705	−5.617	8.3489	587.614	496.00
5	12.3199	28.088	−5.617	8.3798	587.079	498.01
4	12.3451	22.471	−5.617	8.4051	586.644	499.65
3	12.3648	16.854	−5.617	8.4248	586.307	500.93
2	12.3788	11.237	−5.617	8.4388	586.067	501.84
1	12.3873	5.620	−5.617	8.4473	585.924	502.39
0	12.3901	0.000	−5.617	8.4500	585.877	502.58

Fig. 117 - Suite : Tableaux de calculs

*** L'influence du rayon de base de la came :**

On sait qu il ne faut pas confondre cames pointues et arbre à cames « pointu » qui lui, possède des cames... arrondies. Dans le jargon des préparateurs, l'expression « pointu » employée au sujet d'un arbre à cames provient du fait que celui-ci se caractérise par des angles d'ouvertures très larges, qu'il correspond à une définition « haut régime », et que par conséquent il rend l'utilisation du moteur plus... « pointue » !

Les cames « pointues » font généralement partie des AC de moteurs de série, pour lesquels on ne recherche pas des vitesses de rotation élevées, et parce qu'on désire avant tout limiter la période de croisement des soupapes, pour une bonne régularité de fonctionnement au ralenti, et surtout, pour une réduction des émissions polluantes.

Mais la seule « vue » du profil de came ne peut suffire à se faire une idée précise de la loi de levée, surtout si l'on compare des cames de rayons de base (ou rayon de dos de came) différents.

A levée maxi et angle d'ouverture identiques, le rayon de base de la came influe en effet de façon décisive sur les accélérations et décélérations de la soupape, et sur les rayons de courbure du profil. Pour simplifier, nous ne considérerons que des profils symétriques pour poussoirs « plans », les plus usités. Le demi-profil de came s'inscrit dans un quadrilatère Oabc (voir fig. 118-a et c) dont l'étendue dépend, pour une levée (Oc) fixée, de l'angle α correspondant à la demi-ouverture, et du rayon de base de la came. Plus la surface Oabc est importante, et plus on a de liberté pour dessiner une came « large » très arrondie à son sommet ; une telle came, nous l'avons vu, donnera de plus faibles décélérations à la levée maxi ; de plus, ses rayons de courbure plus grands, particulièrement dans la zone de tête, contribuent à réduire les pressions de Hertz : elle n'en supportera que mieux les hauts régimes et les charges de ressort élevées. Toutes choses égales, une came de rayon de base plus faible sera forcément plus pointue et subira des pressions de Hertz beaucoup plus importantes (fig. 118-a). En revanche, il est possible d'obtenir des lois de levée absolument identiques à partir de deux cames de rayons de base différents (fig. 118-b). A ce titre nous pourrions dire que ces cames ont un comportement aussi « pointu » l'une que l'autre. Autre point à méditer : entre une came pointue d'angle d'ouverture faible, et une came de même levée et de rayon de base identiques mais plus arrondie étant donné un angle de levée plus important (fig. 118-c), la première sera généralement à l'origine d'accélération et décélération beaucoup plus fortes... et mériterait davantage le qualificatif de came « méchante » ! Mais il convient de raisonner aussi en régime de rotation. En effet, de par son temps d'ouverture plus limité, la came pointue dont nous parlons ne pourra convenir pour des régimes moteur élevés (problème de remplissage). Et si pour un régime de rotation donné, les accélérations imprimées à la soupape sont plus fortes avec la première came, à leurs régimes maxi respectifs, ces accélérations seront du même ordre de grandeur.

Ceci explique pourquoi les spécialistes préfèrent parler de vitesse et d'accélération, non pas comme on le fait habituellement en terme de m/s et m/s2, mais plutôt en terme de « micron par degré (d'angle de came) » pour les vitesses et « micron par degré carré » pour les accélérations ! Les valeurs exprimées dans ces unités sont ainsi indépendantes du régime moteur...

Pour limiter les accélérations positives et négatives, ainsi que les pressions de Hertz, on a donc tout intérêt dans la définition d'un arbre à cames, et sans trop pénaliser le poids, à partir d'un rayon de base optimal. Nous disons optimal, car on est forcément tributaire de l'architecture de la culasse, des éléments de distribution (longueur de soupape, hauteur de poussoir...), et du diamètre des paliers pour les AC enfilés. La largeur de la came peut contre-balancer en partie les rayons de courbure faible.

Enfin, les faibles rayons de base sont le problème des arbres à cames retaillés, pour lesquels on prévoit des vitesses de rotation accrues.

B. ANGLE D'OUVERTURE ET DIAGRAMME DE DISTRIBUTION :

Dans l'étude du cycle réel, nous avions parlé de la nécessité de décaler les temps d'ouverture et de fermeture des soupapes par rapport au PMH et PMB du piston (angles AOA, RFA, AOE, RFE).

La période de croisement des soupapes, donnée par le « AOA » et le « RFE » a pour but d'améliorer le balayage « remplissage-vidange » du cylindre : vider complètement le cylindre des gaz brûlés pour que les gaz frais en occupent tout le volume est une condition essentielle de bon remplissage. L'efficacité du balayage n'est pas chose aisée à maîtriser ; elle repose sur la durée de croisement bien sûr, mais aussi sur la parfaite harmonie qu'il faut réaliser entre formes de conduits et de chambre, disposition des conduits par rapport à la chambre, etc. Certains moteurs sont mieux pourvus que d'autres de ce côté. Mais surtout, cette efficacité, loin d'être constante, ne sera optimale que pour un seul régime : celui pour lequel l'accord acoustique entre admission et échappement aura été calculé. A ce régime, on peut s'attendre à une nette amélioration du remplissage, et à une augmentation de la PME. On essaie généralement d'accorder l'échappement avec l'admission dans les hauts régimes, là où le remplissage subit les effets d'étranglement. On comprend que dans ce cas, l'effet de balayage soit plus ou moins affecté dans les autres régimes. Des contre-balayage peuvent même se produire dans les bas régimes, les gaz d'échappement passant à l'admission. Sur les moteurs suralimentés par turbo-

Série d'arbre à cames pour moteur 205 GTi. De gauche à droite : versions « Groupe N » (?), « routière » (45/75/75/45), « rallye » (55/80/80/55) et « circuit » (65/95/95/65). (Préparation Ruggeri).

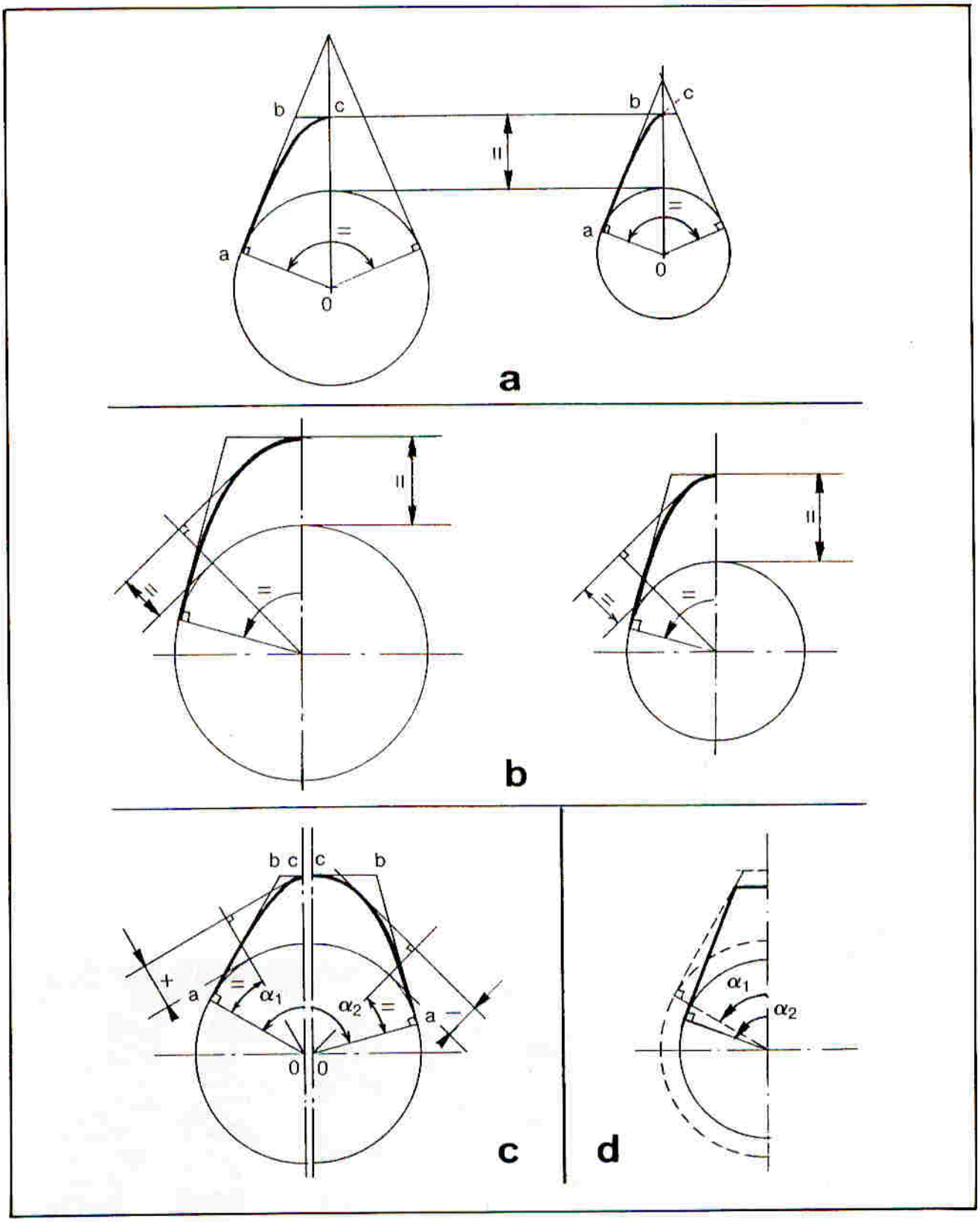


Fig. 118 : L'influence du rayon de base de la came sur le profil :
a. Les rayons de courbure du sommet de came diminuent avec le rayon de base - b. 2 cames de loi de levée identique, celle de droite supporte des pressions de Hertz plus élevées - c. La came « pointue » de gauche engendre des accélérations positives et négatives plus importantes que celle de droite, d'angle plus ouvert (à régime égal) - d. Principe du retaillage des cames.

compresseur, le problème se pose différemment. Nous verrons en effet un peu plus loin, que la présence de la turbine sur le circuit des gaz brulés engendre une contre-pression qui augmente avec le régime moteur ; le gros problème des moteurs « turbo » !

A partir d'un certain régime, la contre-pression à l'échappement dépasse la valeur de la pression de suralimentation, si bien que l'on assiste à un contre-balayage des gaz en période de croisement. De ce point de vue, nous y reviendrons, les diagrammes de distribution d'un moteur « turbo » se composent quelque peu différemment de ceux d'un moteur atmosphérique, avec notamment, un angle de croisement réduit.

Mais revenons d'abord sur les angles d'ouverture...

• La durée d'ouverture :

Les angles d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement s'écrivent donc comme suit :
— θa = 180° + AOA + RFA
— θe = 180° + AOE + RFE.

L'angle de croisement :
θc = AOA + RFE (schéma fig. 119).

La durée d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement dépendent en toute logique des deux facteurs suivants :
— angles d'ouverture θa et θe,
— régime moteur.

Pour un θa donné, la durée d'ouverture diminue donc proportionnellement au régime moteur. Par exemple, pour un θa de 240°, la durée d'ouverture de la soupape d'admission est de 6,7 millième de seconde à 6 000 tr/mn ; à 7 000 tr/mn, elle n'est plus que de 5,7 ms ; à 8 000 (en supposant que le moteur puisse atteindre ce régime avec cet angle d'ouverture)... 5 ms ! Or les gaz frais doivent toujours remplir le même volume ! Par des conduits qui ne varient pas en section, et une levée de soupape fixe. On sait d'autre part que les pertes de charge varient avec le carré de la vitesse des gaz. Dans ces conditions, le taux de remplissage ne peut être constant. Maximal au régime de couple, il décroît constamment au fur et à mesure que le régime grimpe. En attendant les arbres à cames à distribution variable (voir encadré) — ce ne sont pas les idées qui manquent mais les meilleures d'entre elles débouchent sur des solutions techniques encore trop compliquées — on ne sait pas faire autrement, pour améliorer le remplissage dans les hauts régimes, que d'accroître les angles d'ouverture des soupapes. Un « θa » de 300°, c'est

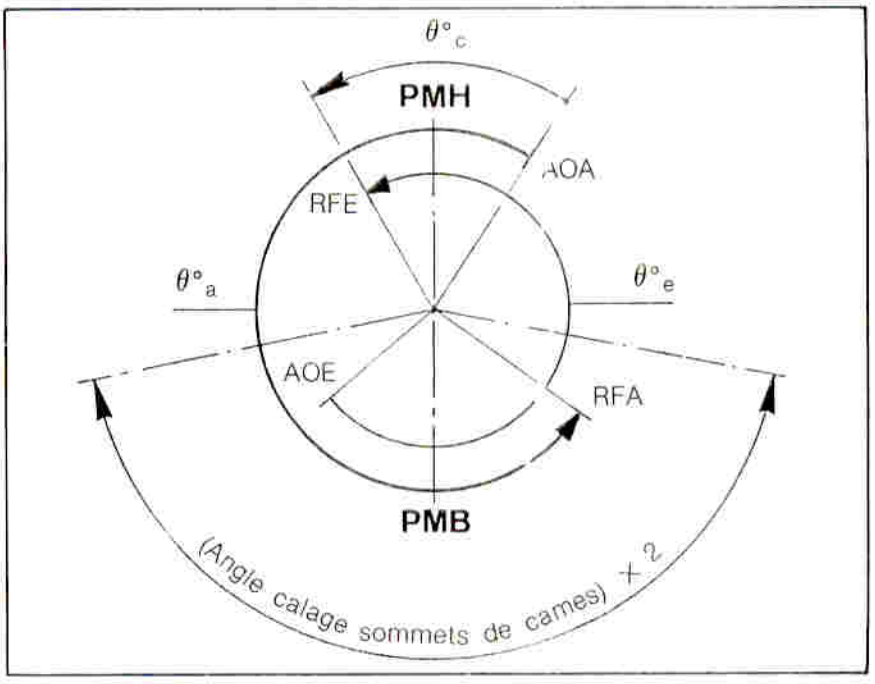
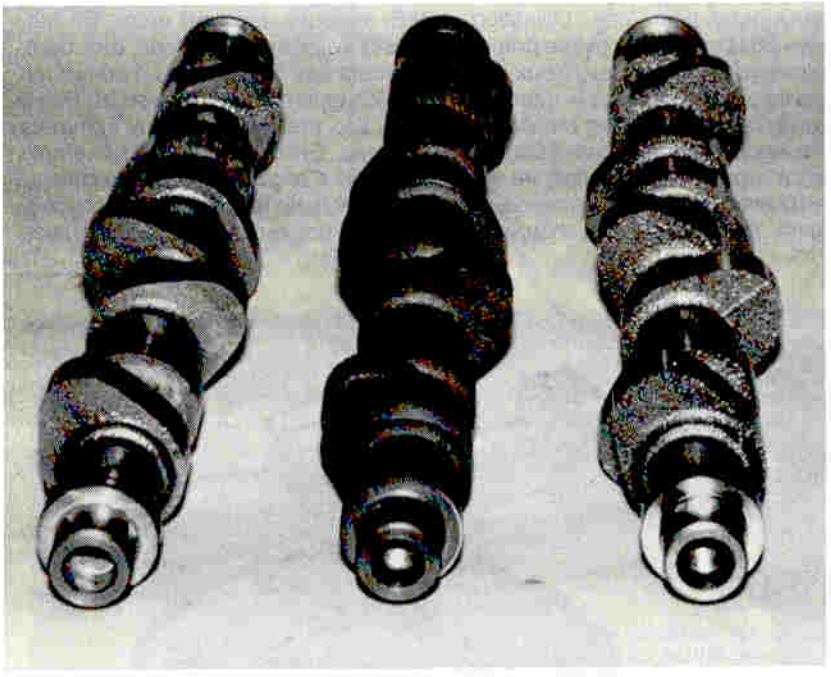


Fig. 119 : Schématisation des angles d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement



Trois AC très spéciaux pour moteur Golf GTi. De gauche à droite : pour le 1800, gr. A « Rallye » (48/78/78/48), pour les anciennes versions 1600 gr. 2 « circuit » (67/87/87/67) et enfin pour le 1800 gr. A « circuit » (56/80/80/56). Le très méchant « gr. 2 » au centre autorise une levée maxi de 13,5 mm (contre 11,5 sur les deux autres) et permettait au 1600 Golf d'atteindre 185 ch à 8500 tr/mn. (Préparation Bodard).

à 8 000 tr/mn, une durée d'ouverture de 6,3 ms, soit presqu'autant que celle que procure un θa de 240° à 6 000. On ne peut toutefois pas parler de conditions de remplissage identiques, la pression cinétique des gaz, à cause des pertes de charge, ne variant pas dans le même rapport. D'un autre côté, nous avons vu qu'une augmentation de l'angle d'ouverture permettait d'optimiser l'efficacité du diagramme.

Quelles valeurs donner aux angles

d'ouverture ? Il n'y a pas vraiment de recette. Dans ce domaine, c'est avant tout l'expérience du préparateur qui prime. Lorsqu'on lance la définition d'un premier arbre à cames, on travaille beaucoup par comparaison d'architecture et de géométrie entre moteurs qui ont déjà fait leurs preuves. On compare les rapports alésage/course, les rapports diamètre de soupape/alésage, les perméabilités de culasse par des tests en soufflerie, les régimes maxi possibles suivant les valeurs de course et les types de distribution... On procède ainsi à divers essais d'angle d'ouverture. Mais tout dépend bien sûr des caractéristiques moteur recherchées, difficilement compatibles : couple à bas régime, ou puissance maxi à haut régime. Pour les problèmes de calage de diagramme que nous détaillons ci-après, des temps d'ouverture très longs se traduiront par des moteurs très « pointus », cafouillant à bas régimes à cause d'un croisement et d'un « RFA » important. Sur ces moteurs, le couple est déplacé vers les haut régimes, ce qui réduit la plage d'utilisation ; plus puissants « en haut », ils conviennent essentiellement pour une utilisation « circuit » où la vitesse de pointe prime, et il convient d'ajuster au mieux les rapports de boîte pour rester « dans les tours ». En revanche, si l'on recherche plutôt la souplesse à défaut d'obtenir la plus forte puissance, on limitera les angles d'ouverture, et par conséquent le régime maxi. C'est davantage la philosophie de l'arbre à cames « rallye ».

Pour fixer les idées, disons que les 300° d'angle d'ouverture sont monnaie courante sur des arbres à came « course » dignes de ce nom ; 270/280° sont à considérer comme des valeurs minimales (AC « souple »), alors qu'à partir de 310/320°, ça commence à devenir très très « pointu » ! On dépasse rarement les 330°... car encore 30°, et c'est l'ouverture continue sur un tour moteur ! Il faut quand même conserver un peu de course de compression !!! Concernant les angles d'ouvertures respectifs des soupapes d'admission et d'échappement, certains adoptent pour des angles identiques, d'autres non, l'angle « échappement » étant alors légèrement plus faible que celui relatif à l'admission. Tout dépend des rapports existants entre diamètre et levée de soupape.

Nous donnons quelques exemples en fin de chapitre.

*** Le calage des diagrammes :**

On a coutume de représenter les diagrammes de distribution par les quatre angles AOA, RFA, AOE, et RFE, indiqués dans cet ordre. En fait, ceux-ci résultent du calage des deux sommets des diagrammes d'admission et d'échappement par rapport au PMH, ou, si l'on préfère, des deux sommets de came. En conservant par exemple le calage d'origine, si on étale davantage les lois de levée par un accroissement de l'angle d'ouverture, les angles d'« AO » et de « RF » augmenteront de façon égale. Ces angles ne varieront dans des rapports différents que si l'on modifie le calage.

Faire varier le calage, cela signifie :

— Soit « écarter » les diagrammes d'admission et d'échappement, c'est-à-dire écarter les sommets de came : on enregistre alors des AOE et RFA plus grands, des RFE et AOA en diminution, un croisement réduit.

— soit « resserrer » les deux diagrammes, c'est-à-dire rapprocher les sommets de came : d'où un AOE et un RFA plus faible, des RFE et AOA en augmentation, un croisement plus grand. (voir fig. 120).

On sait par expérience que le calage par rapport au PMH des sommets de diagramme doit se situer entre 100 et 115° (degré de rotation « moteur »), soit un angle total de 200 à 230° entre sommets de diagramme, ce qui correspond à 100-115° entre sommets de came.

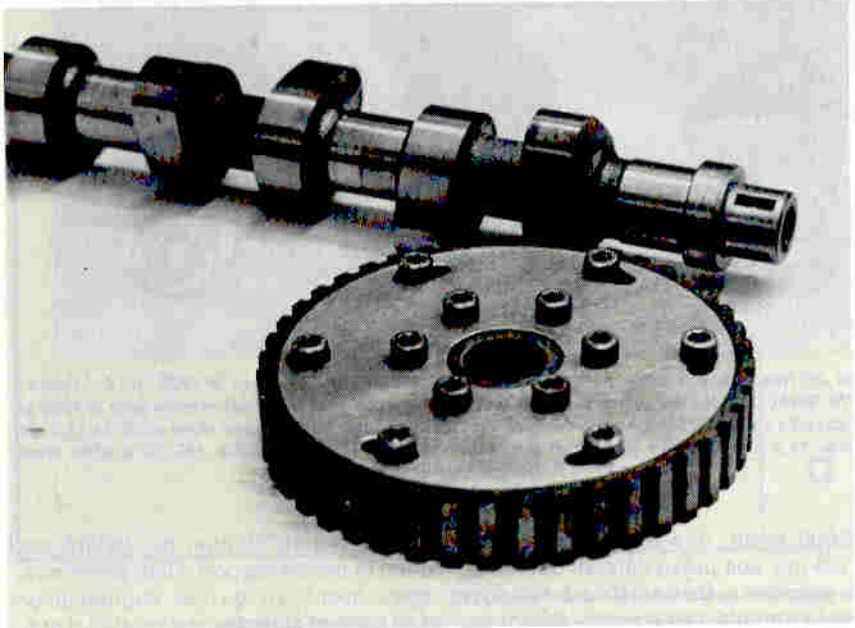
En faisant varier le calage, à l'intérieur de cette fourchette, symétriquement par rapport au PMH, on peut aussi établir qu'en règle générale :

— un angle de calage réduit (augmentation du croisement) apporte une augmentation sensible du couple dans les bas régimes. Mais après avoir atteint sa valeur maximale, le couple s'écroule rapidement avec le régime, faute d'un RFA suffisant.

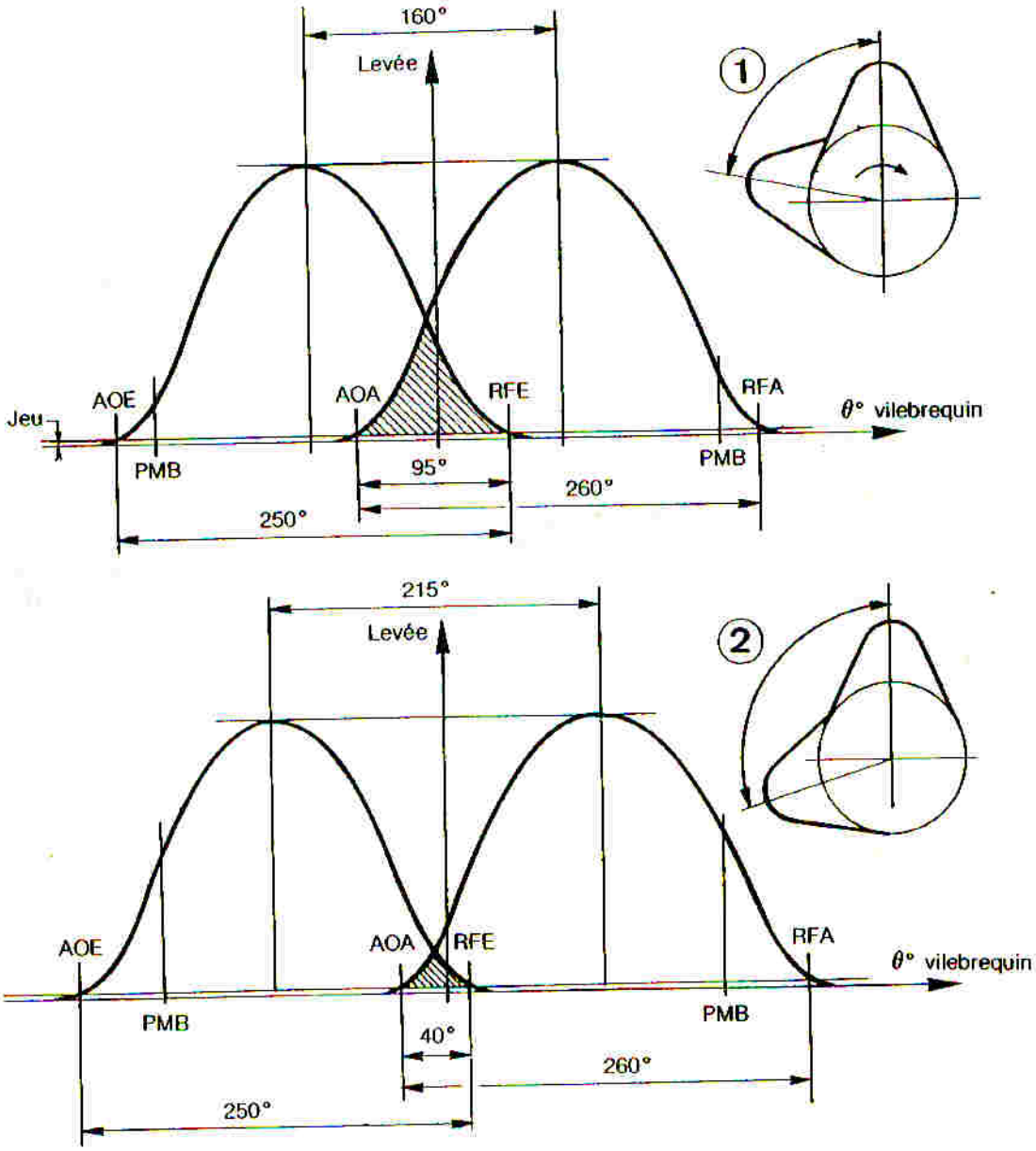
— un angle de calage optimal permet d'atteindre une puissance maxi plus élevée, avec une courbe de couple plus plate, mais un maximum inférieur au cas précédent.

Ces constatations ne valent, rappelons-le, que pour des angles d'ouverture fixés au départ. Si elles se vérifient généralement, elles peuvent être mises en défaut dans certains cas, suivant le type de moteur.

L'expérience a également mis à jour le fait que sur un moteur atmosphérique, les meilleurs résultats étaient obtenus avec un calage symétrique des diagrammes. Ce n'est en revanche pas le cas sur un moteur turbocompressé qui, nous l'avons évoqué plus haut, connaît des problèmes de contre-pression à l'échappement, à l'origine de contre-balayages nocifs dans les hauts régimes. Le calage est alors dissymétrique, dans le but de réduire la période de croisement. La plupart du temps, on « recule » le diagramme d'échappement par rapport à celui d'admission, c'est-à-dire qu'on le fait glisser dans le sens des avances (AOE



Pignon d'entraînement d'arbre à cames à calage angulaire variable, permettant de parfaire le calage dudit arbre à cames sur le banc de puissance.



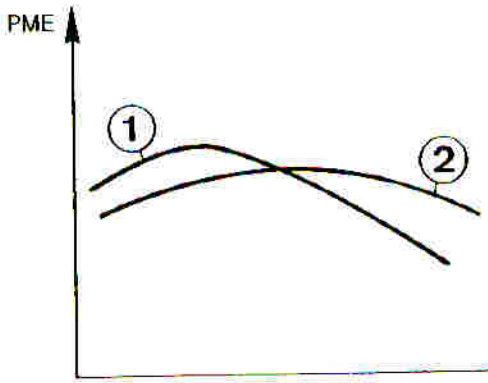


Fig. 120 : Influence du calage des digrammes par rapport au PMH sur la PME (les valeurs ne sont indiquées qu'à titre d'exemple).

plus grand, RFE plus petit). Le décalage entre cames (ouverture) devient ainsi d'autant plus important que ne l'est la contre-pression à l'échappement. Il ressort de tout ceci que plus les angles d'ouverture seront grands, plus les diagrammes seront efficaces, plus on aura des avances et des retards à la fermeture et importants. Les angles « AOE » et « RFA » ont une influence primordiale dans la recherche de la puissance maximale. Pour des questions de rendement du cycle, on ne peut exagérer l'ouverture anticipée de la soupape d'échappement (réduction de la surface de travail moteur). De même, une augmentation du RFA va dans le sens d'une réduction de la course de compression (diminution du rapport volumétrique effectif, voir ce chapitre). Aussi convient-il, pour compenser cette perte, d'augmenter le rapport volumétrique (théorique), et ce d'autant plus fort que le RFA est élevé. Mais, il faut aussi qu'on ne fait pas forcément ce que l'on veut en matière d'angle de croisement. La levée de soupape au croisement peut poser des problèmes si la garde au piston est insuffisante et si, pour telle ou telle raison, on ne peut y remédier. La levée maxi au croisement peut alors devenir un critère limitatif dans le choix du calage.

Déterminer le meilleur calage de distribution n'est pas si évident. Le préparateur est loin d'élaborer du premier coup de crayon ou de logiciel, l'arbre à cames idéal. Il en essaiera peut-être une vingtaine avant de tomber sur le « bon », celui qui correspond mieux à l'objectif fixé. Après avoir déterminé un angle d'ouverture de base, on procède à divers essais de calage que l'on teste au banc. Si la distribution ne comporte qu'un seul AC, le préparateur usinera plusieurs AC pourvus de calage de sommets de came différents et ce dans la fourchette d'angle citée plus haut. Sur le banc, une poulie d'AC à calage angulaire réglable (poulie à vernier) permettra également de faire varier le calage de l'AC par rapport au vilebrequin (diminution des avances ou augmentation des retards, et inversement). Les possibilités de réglages sont multiples, et les essais longs. De ce point de vue, un moteur « double arbre » est... plus économique, et plus rapide à régler. Rien ne sert de tailler une tripotée d'AC, puisque pour modifier le calage « entre cames », il suffit de décaler les AC l'un par rapport à l'autre, au moyen des poulies réglables.

Ce n'est que lorsque les caractéristiques attendues ne sont pas au rendez-vous qu'éventuellement on reconsidèrera les angles d'ouverture. Mais comme nous l'avons déjà évoqué, la grande expérience du préparateur lui permet en général de « débroussailler » rapidement le terrain

Exemples d'AC pour 4 cylindres Golf GTI 2 soupapes (préparation Bodard) :
— AC Gr.A "Rallye" : $\theta_a = \theta_e = 306°$ 48/78/78/48 (AOA/RFA/AOE/RFE)
— AC Gr.A : $\theta_a = \theta_e = 316°$ 56/80/80/56
— AC ex. Gr.2 "circuit" : $\theta_a = \theta_e = 334°$ 67/87/87/67
(valeurs d'angle données pour le jeu de fonctionnement).

Angles de distribution et calage d'arbre à cames...

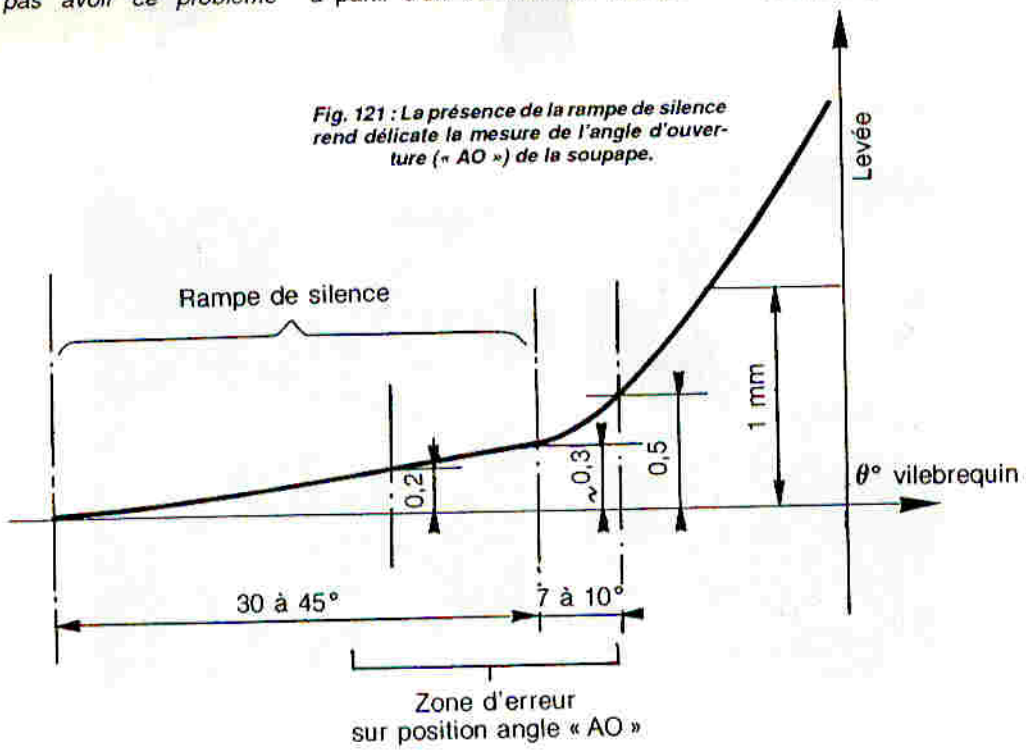
Impérativement, les angles d'ouverture (AOA et AOE) et de fermeture (RFA et RFE) doivent être donnés en correspondance avec un certain jeu de fonctionnement aux soupapes. La valeur de ce jeu influe de façon très importante sur les angles de distribution. En effet, à cause de la rampe de silence qui permet à la came d'attaquer en douceur la soupape, il est difficile de repérer avec exactitude l'instant d'ouverture. Dans cette zone, le passage d'une levée de 0,1 à 0,2 mm peut correspondre à une rotation de la came, de plus de 5°, soit plus de 10° moteur ; le passage de 0,1 à 0,3 mm, à près de 20° moteur ! On comprend que si l'on ne précise pas le jeu aux soupapes, les diagrammes de distribution ne veulent plus dire grand chose. Ils ne peuvent avoir de signification que s'ils sont donnés avec le jeu de fonctionnement effectif des soupapes. Il n'y a que dans ces conditions que l'on puisse comparer valablement les arbres à cames entre eux. De ce point de vue, il faut se méfier des diagrammes qu'indiquent les constructeurs sur leurs moteurs de série. Bien souvent, pour ne pas avoir ce problème d'incertitude dans le relevé des angles effectifs d'ouverture et de fermeture des soupapes, ils adoptent des jeux importants (jusqu'à 1 mm), ce qui permet une attaque plus franche de la soupape, facilement détectable. Les relevés dans ces conditions deviennent pour le moins assez farfelus, puisque dans certains cas, les « RF », peuvent se transformer en « AF », les « AO » en « RO », et les croisements disparaître !

Les préparateurs ne parlent jamais, ou rarement, en termes d'angles de distribution, mais plutôt en angle d'ouverture (θa et θf) et en angle de calage des sommets de came, comme nous l'avons vu. D'ailleurs, pour réaliser le calage rigoureux de (ou des) l'arbre à cames sur le moteur, opération extrêmement importante, il n'existe qu'une seule manière de faire, qui ne soit pas tributaire de la valeur du jeu aux soupapes : c'est se baser sur les angles de calage des sommets de came et donc des levées maxi de soupape, par rapport au PMH.

Même avec des comparateurs de grande sensibilité, un calage défini à partir d'un « AOA » ou « AOE » *ne peut être exact à cause des dispersions existantes d'un cylindre à l'autre sur les jeux de soupape (réglés à la cale d'épaisseur). Pour contrôler le calage des arbres à cames, on procède généralement de la sorte :*

- *On fixe un disque gradué (360°), de grand diamètre pour améliorer la précision, en bout de vilebrequin ; sa position angulaire n'a aucune importance.*
- *On place un premier comparateur (1) longue tige dans un fût de bougie (par exemple celui du cylindre 1), dans le but de repérer avec exactitude la position PMH du piston ; il suffit alors de tourner le vilebrequin jusqu'à ce que le palpeur détecte le PMH en phase croisement des soupapes ; dans cette position, on place un index fixe en face du « 0 » du disque gradué ; toutes les mesures d'angles seront faites à partir de ce « 0 ».*
- *Cas des moteurs simple arbre : un deuxième comparateur (2), est positionné sur la coupelle de ressort d'une soupape (adm. ou éch.) du cylindre 1.*

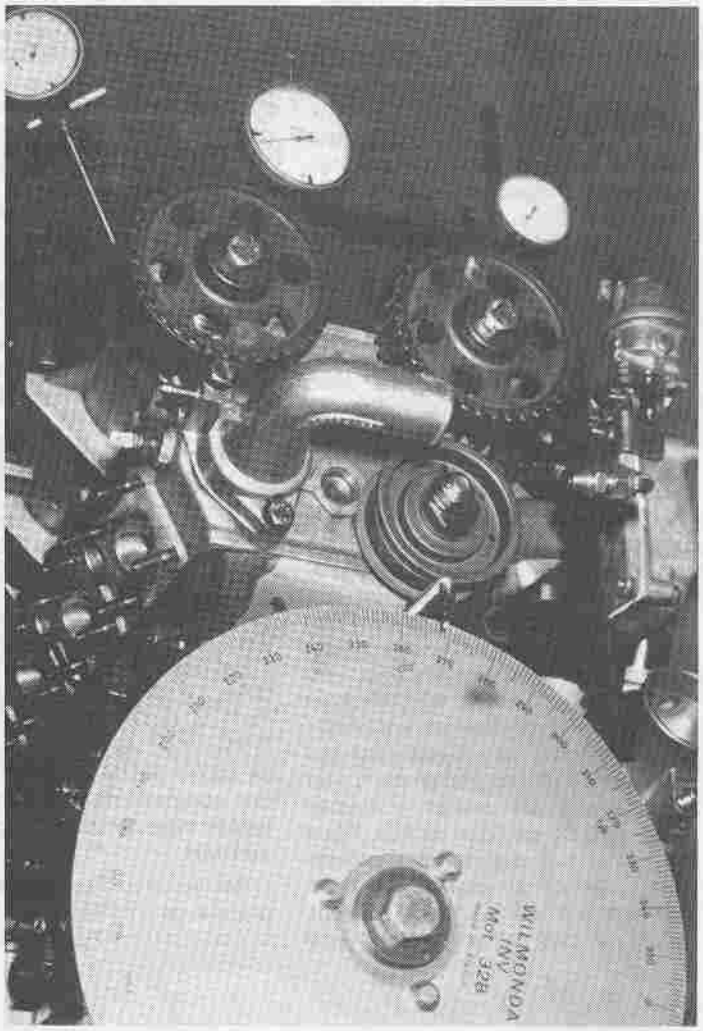
Fig. 121 : La présence de la rampe de silence rend délicate la mesure de l'angle d'ouverture (« AO ») de la soupape.

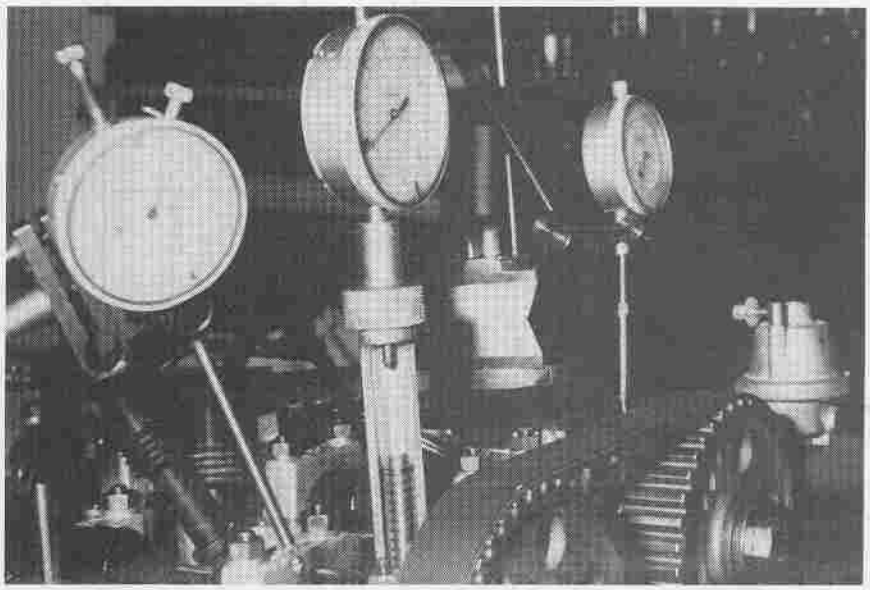


— *Cas des moteurs double arbre : il faut alors avoir recours à 2 comparateurs, un pour chaque arbre, l'un positionné comme précédemment sur la soupape d'admission, l'autre sur celle d'échappement.*

Ainsi, cylindre 1 au PMH (phase croisement), disque au « 0 », si l'on désire contrôler le calage de la came d'admission, il faut faire tourner le vilebrequin dans le sens de marche, pour amener la soupape d'admission à la levée maxi (aiguille du comparateur 2 au « maxi ») ; l'angle de rotation lu sur le disque doit correspondre à ± 2° maxi, à la valeur de calage indiquée par le préparateur ; pour le calage de la came d'échappement, on procède de la même manière mais en imprimant au vilebrequin une rotation en sens inverse. A l'évidence, sur un moteur simple arbre, le calage de l'admission implique celui de l'échappement. En revanche, sur un double arbre, il faut travailler avec les deux comparateurs 2 et 3.

On utilise exactement la même méthode pour le relevé complet des diagrammes de levée.





Disque gradué et comparateurs sont de mise et l'on procède exactement comme pour le relevé des diagrammes. Sur la photo, l'un des comparateurs, vissé sur le puits de bougie, permet la détermination exacte du PMH, les deux autres, placés sur les poussoirs de soupape, repèrent l'orientation (calage) des AC par rapport au vilebrequin.

Fig. 122, 123 et 124 : Comparaison des diagrammes de levée de deux arbres à cames pour moteurs R21 Turbo, préparés l'un pour les « Rallyes-raid », l'autre pour les courses de « Super Tourisme ». L'illustration des courbes de puissance et de couple montre clairement les objectifs fixés (Préparation Sodemo).

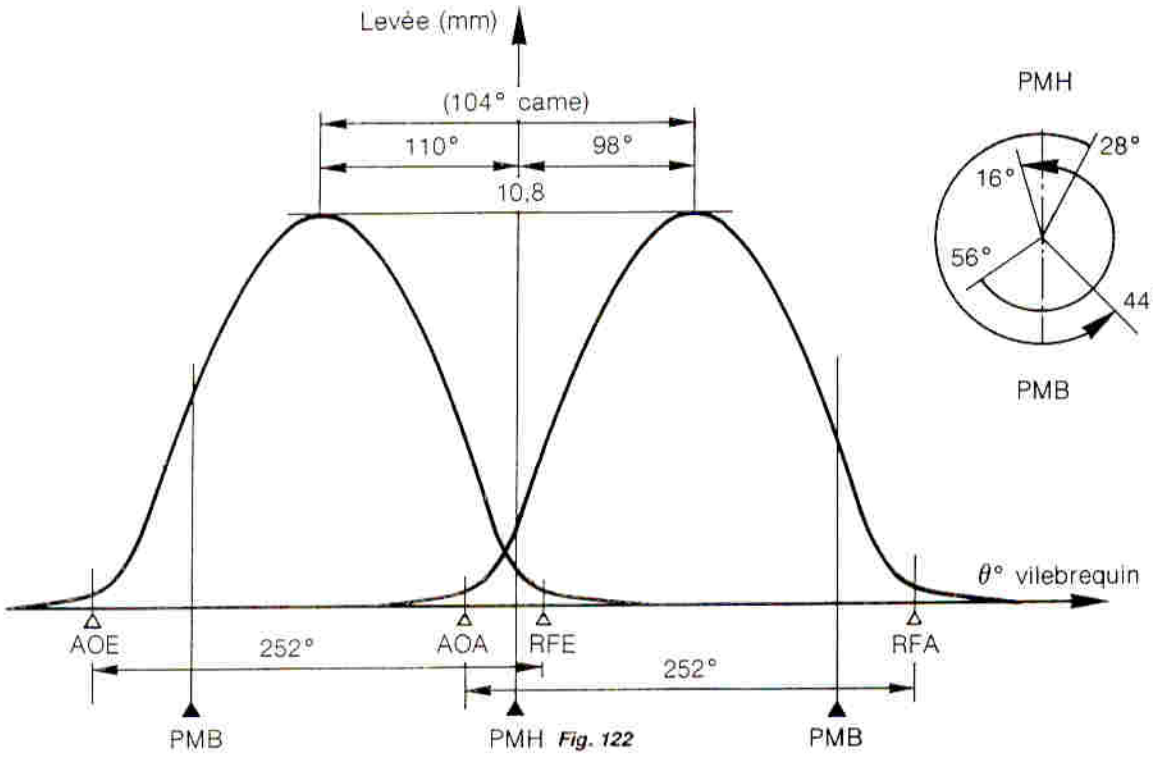


Fig. 122

R 21 Turbo « Grand Raid »

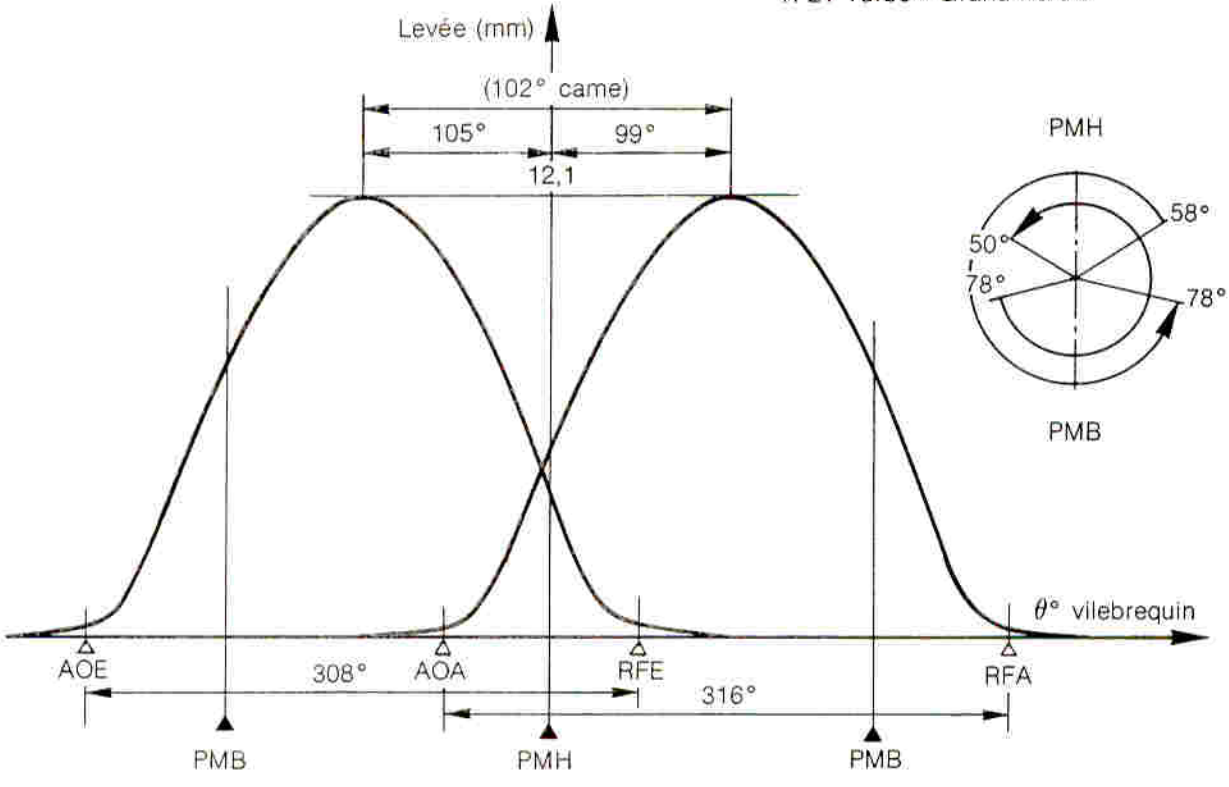


Fig. 123

R 21 Turbo « Super Tourisme »

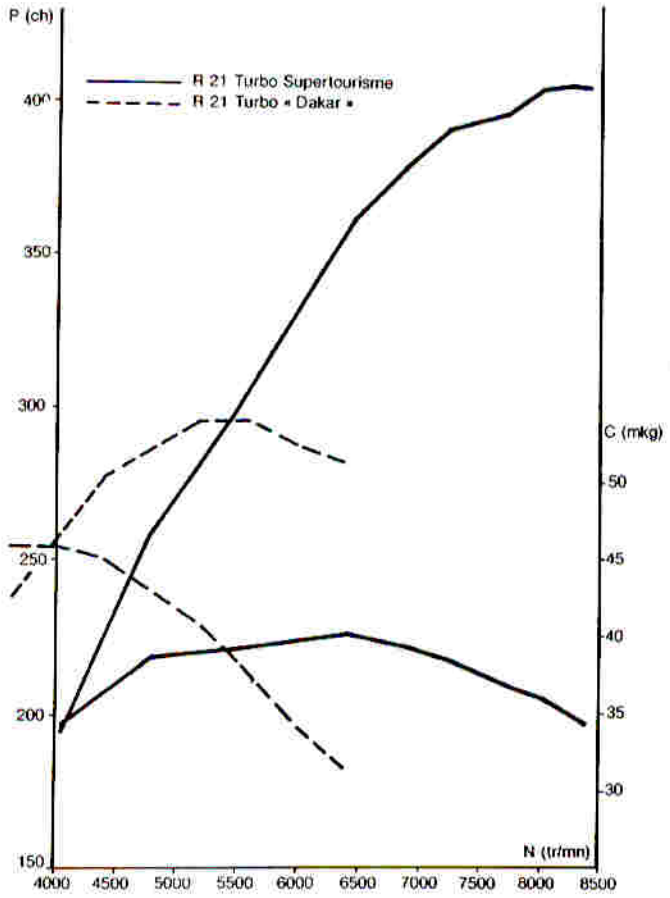


Fig. 124

RALLY-RAID

Régime (tr/mn)	Couple (m.kg)	Puissance (ch)	C.S. (g/ch/h)	Echap.	Collecteur		Quant. d'air (g/s)	Richesse
				T.3 (°C)	T.2 (°C)	P.2 (mb)		
6380	31,6	282,0	252,0	955	33,4	1100	231	1,31
6010	34,2	287,0	245,0	950	30,9	1140	230	1,28
5590	37,8	295,0	231,0	960	20,6	1150	228	1,25
5180	40,8	295,0	235,0	950	15,0	1220	228	1,30
4860	42,4	288,0	235,0	950	24,3	1260	219	1,29
4400	45,0	276,0	250,0	950	20,2	1350	211	1,33
4040	45,7	257,0	250,0	960	19,2	1390	199	1,34
3580	46,1	231,0	236,0	970	16,1	1360	175	1,31

SUPER TOURISME

Régime (tr/mn)	Charge (kg)	Couple (m.kg)	Puiss. (ch)	Echap.	Admission		C.S. (g/ch/h)	Quant. d'air (g/s)	Richesse
				T.3 (°C)	T.2 (°C)	P.2 (mb)			
8410	47,9	34,3	403,0	1049	35,7	1000	252	333	1,28
8260	48,9	35,0	404,0	1037	35,9	1000	247	322	1,32
8000	50,4	36,1	403,0	1021	34,5	1000	255	319	1,35
7680	51,5	36,9	395,0	1016	34,4	1000	251	312	1,33
7230	53,8	38,5	389,0	1020	33,1	1000	264	302	1,42
6850	55,1	39,4	377,0	1029	31,8	1000	236	295	1,26
6440	56,0	40,1	360,0	1033	31,6	990	231	283	1,24
5450	54,6	39,1	297,0	1036	24,8	950	216	223	1,21
4780	53,9	38,6	258,0	990	21,3	890	222	197	1,22
4060	48,1	34,4	195,0	958	20,9	820	207	159	1,06

Arbre à cames à diagramme de distribution variable...

De plus en plus nombreux sont les motoristes à se pencher sur le cas ô combien épineux mais à la fois très excitant de la distribution à diagramme variable. On le sait un diagramme « fixe » favorise le remplissage pour une plage de régime donnée très limitée. Un diagramme qui « remplit » bien à haut régime rend le moteur « creux » aux basses vitesses et à l'inverse, un bon remplissage à bas régime se traduira par un moteur souple mais limité en vitesse maxi.

Faire varier continûment le diagramme de distribution avec le régime moteur est très flatteur, mais le problème est très complexe à résoudre. Jusqu'ici on a vu fleurir des dispositifs consistant essentiellement à décaler angulairement l'arbre à cames par rapport au vilebrequin. Ces systèmes jouent essentiellement sur la liaison entre l'arbre à cames et la poulie ou pignon entraîneur, liaison généralement réalisée par cannelures ou rampes hélicoïdales ; ainsi, un déplacement axial de l'arbre à cames conduit automatiquement à un décalage angulaire de celui-ci ; le déplacement de l'AC étant le plus souvent piloté par un dispositif hydraulique ou électro-hydraulique régulé en fonction du régime moteur. Mais ces solutions, qui restent encore très discrètes quant à leur application, ne peuvent véritablement recevoir le qualificatif de « distribution variable » puisque ni les angles d'ouverture, ni la levée, ni le croisement des soupapes ne sont modifiés ; les diagrammes de levée restent identiques, seuls les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes se voient décalés (dans le même sens) par rapport aux positions PMH et PMB (ce qui revient à faire « glisser » les diagrammes de levée sur l'axe correspondant aux angles de vilebrequin) ; ainsi, une augmentation de l'angle A.O.A se traduit par une diminution correspondante de l'angle R.F.A, et inversement.

Récemment, un système astucieux et relativement simple à mettre en oeuvre, permettait, sur des moteurs pourvus de deux arbres à cames en tête entraînés par chaîne ou courroie crantée à partir du vilebrequin, de modifier non seulement comme précédemment les instants d'ouverture et de fermeture des soupapes, mais aussi la durée de croisement. Et ce simplement en jouant sur... la tension de la chaîne ou de la courroie. En effet, sur chacun des trois brins de l'élément de transmission (voir schéma fig. 125) est placé un tendeur hydraulique, et le pilotage de ces trois tendeurs est assuré par un microprocesseur. L'astuce saute aux yeux : la détente de l'un des brins conjuguée à une augmentation de la tension dans les deux autres (les possibilités sont multiples) permet de décaler angulairement les AC à la fois par rapport au vilebrequin mais aussi l'un par rapport à l'autre. Par exemple, suivant la disposition des AC et leur sens de rotation donnés sur la figure 125, une tension accrue du brin situé entre les deux AC se traduira par une augmentation du croisement. Le microprocesseur peut donc, suivant les exigences, générer des diagrammes de distribution sensiblement différents ; au motoriste de bien le programmer ! Un système intéressant qui sera certainement amené à se développer, à condition de le doter de capteurs de tension pour tenir compte de l'usure de l'élément de transmission, et apporter d'éventuelles corrections. A noter que, de par le principe mis en jeu, les variations angulaires enregistrées restent assez limitées. D'autre part, et comme pour les dispositifs cités plus haut, la levée des soupapes et donc leurs moyennes d'ouverture restent inchangées.

Or nous savons que le remplissage des cylindres chute essentiellement dans les hauts régimes à cause d'une vitesse de gaz trop élevée à l'admission. Vouloir réduire cette vitesse de gaz, c'est accroître la section de passage de ceux-ci, c'est pourquoi il est intéressant de pouvoir augmenter la levée de soupape lorsque le régime augmente, pas simple du tout ! Des solutions existent pourtant.

La figure 126 illustre une approche du problème vue par Honda pour ses moteurs à 4 soupapes par cylindre des années 90. Chaque arbre à cames comporte trois cames par paire de soupapes ; les deux cames extérieures actionnent les

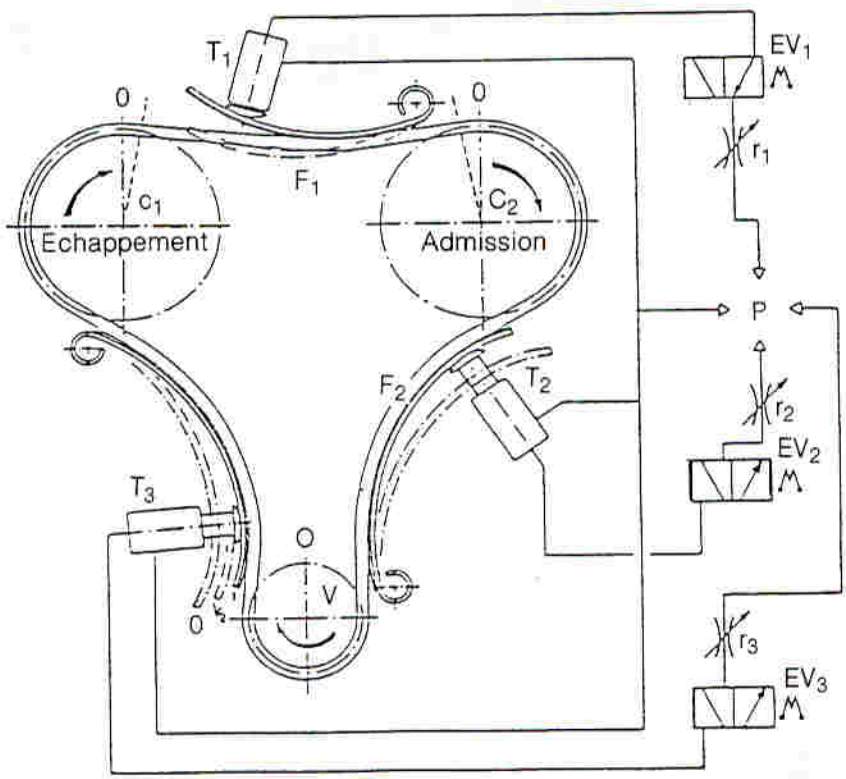


Fig. 125 : Distribution variable vue par la société Sachs-Huret.

deux soupapes par l'intermédiaire de basculeurs articulés autour d'un axe, tandis que la came centrale manœuvre un basculeur « fou » rappelé par un ressort. La particularité du système réside dans le profil différent de ces cames. Si les cames latérales comportent un profil disons « calme » convenant aux bas et moyens régimes, le profil de la troisième came est au contraire étudié pour les hauts régimes (diagramme plus étalé et levée plus forte). Aussi, le régime moteur augmentant, deux doigts latéraux logés à l'intérieur du basculeur central viennent sous l'action d'une pression hydraulique, solidariser l'ensemble des trois basculeurs, ceux-ci n'étant plus alors commandés que par la came centrale.

Ce dispositif possède le gros avantage de proposer un diagramme de distribution spécifique aux hauts régimes, diagramme modifiant et la levée et les angles d'ouverture. Toutefois ce mode de distribution variable est à classer parmi les types « tout ou rien » puisqu'il n'y a pas de variation progressive du diagramme de distribution des soupapes au fur et à mesure que le régime augmente.

L'idéal en ématière de distribution variable consiste en fait à rechercher un profil de came complexe, progressivement variable en levée comme en durée d'ouverture.

Fiat, en collaboration avec Ferrari, ont, depuis le début des années 70, travaillé longuement sur un tel type de came. A ce jour, le système de distribution variable qu'ils développèrent, ilustré ici par les figures 127 apparaît comme le plus complet, mais comme le plus sophistiqué aussi. L'arbre à cames prend une allure pour le moins originale puisque les cames adoptent une forme « conique », c'est-à-dire que leurs génératrices, dans leur partie excentrée, sont inclinées par rapport à l'axe de l'arbre. Il n'y a pas si longtemps, l'obtention d'un tel profil n'était pas pensable, mais l'apparition sur le marché des machines à commande numérique (programmées par ordinateur) a remis en cause bon nombre d'impossibilités d'usinage. La came proprement dite comprend donc plusieurs profils juxtaposés qui vont permettre de modifier de façon continue la loi de levée de soupape en fonction du régime moteur, ceci par déplacement axial progressif de l'arbre à cames.

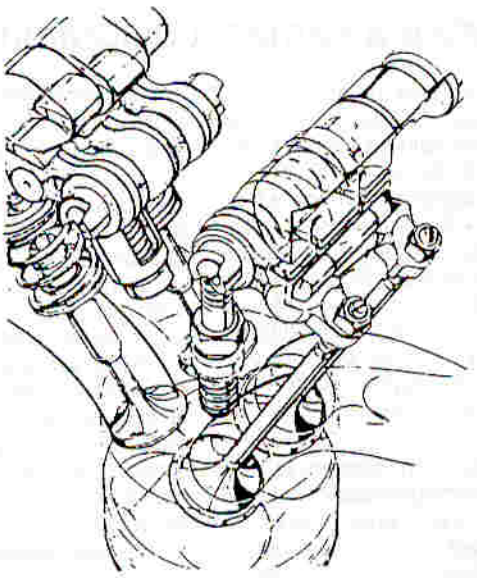


Fig. 126 : Distribution semi-variable vue par Honda pour ses moteurs 4 soupapes.

Ce déplacement est commandé en effet par une sorte de vérin hydraulique, placé en bout d'arbre à cames, utilisant l'huile sous pression dérivée du circuit de graissage. Un dispositif centrifuge interne (à galets), entraîné par l'AC, fait varier plus ou moins en fonction du régime moteur, le passage de l'huile à l'intérieur du vérin (voir fig. 127 C et 127 D). Le déplacement axial de l'AC peut atteindre 25 mm sur un moteur à 2 soupapes par cylindre, 18 mm dans le cas d'un « 4 soupapes », course correspondant à une plage de régime comprise entre 2 500 et 5 000 tr/mn. La figure 127 B détaille les pièces particulières interposées entre le poussoir de la soupape et la came : afin de compenser la pente évolutive de cette dernière et ainsi améliorer le contact came-poussoir, le mouvement est transmis à un patin articulé sur un socle coulissant avec le poussoir ; un axe fendu, vissé dans le bloc, guide ce socle pour lui éviter tout pivotement autour de l'axe de la soupape.

En outre, ce système de distribution variable peut être encore amélioré en combinant au déplacement axial de l'arbre à cames un décalage angulaire de celui-ci, simplement par la mise en place d'une liaison hélicoïdale entre la poulie d'entraînement et l'arbre à cames (fig. 127 E).

Une telle distribution a été expérimentée sur plusieurs moteurs de diverses cylindrées, et notamment sur un V8 Ferrari de 4 litres et 4 soupapes par cylindre (les figures ci-jointes faisant référence à ce moteur), sur lequel on enregistra, sur toute la plage de régime moteur, une amélioration de la PME d'au moins 1,5 bar, et une courbe de couple beaucoup plus plate.

Le développement des distributions à diagramme variable reste encore très confidentiel. Si comme nous l'avons vu des solutions existent, elles ne conviennent pas encore totalement. Soit parce que leur fonction est incomplète (cas des premières citées), soit parce que leur trop grande sophistication conduit à des coûts de réalisation élevés, voire à des problèmes de fiabilité, mais surtout à de trop nombreuses pièces en mouvement dévoreuses d'énergie !

Toutefois, dans ce domaine, comme dans celui des conduits d'admission de longueur variable, le champ d'investigation n'a peut-être jamais été si ouvert. Surtout depuis l'interdiction de tout mode de suralimentation en F1. Gageons que fleuriront sur les futurs 3,5 litre atmosphériques de nombreuses distributions variables pour lesquelles la gestion électronique aura certainement son rôle à jouer. Et, pourquoi pas, des poussoirs hydrauliques « démultiplicateurs » auront peut-être aussi leur mot à dire ?...

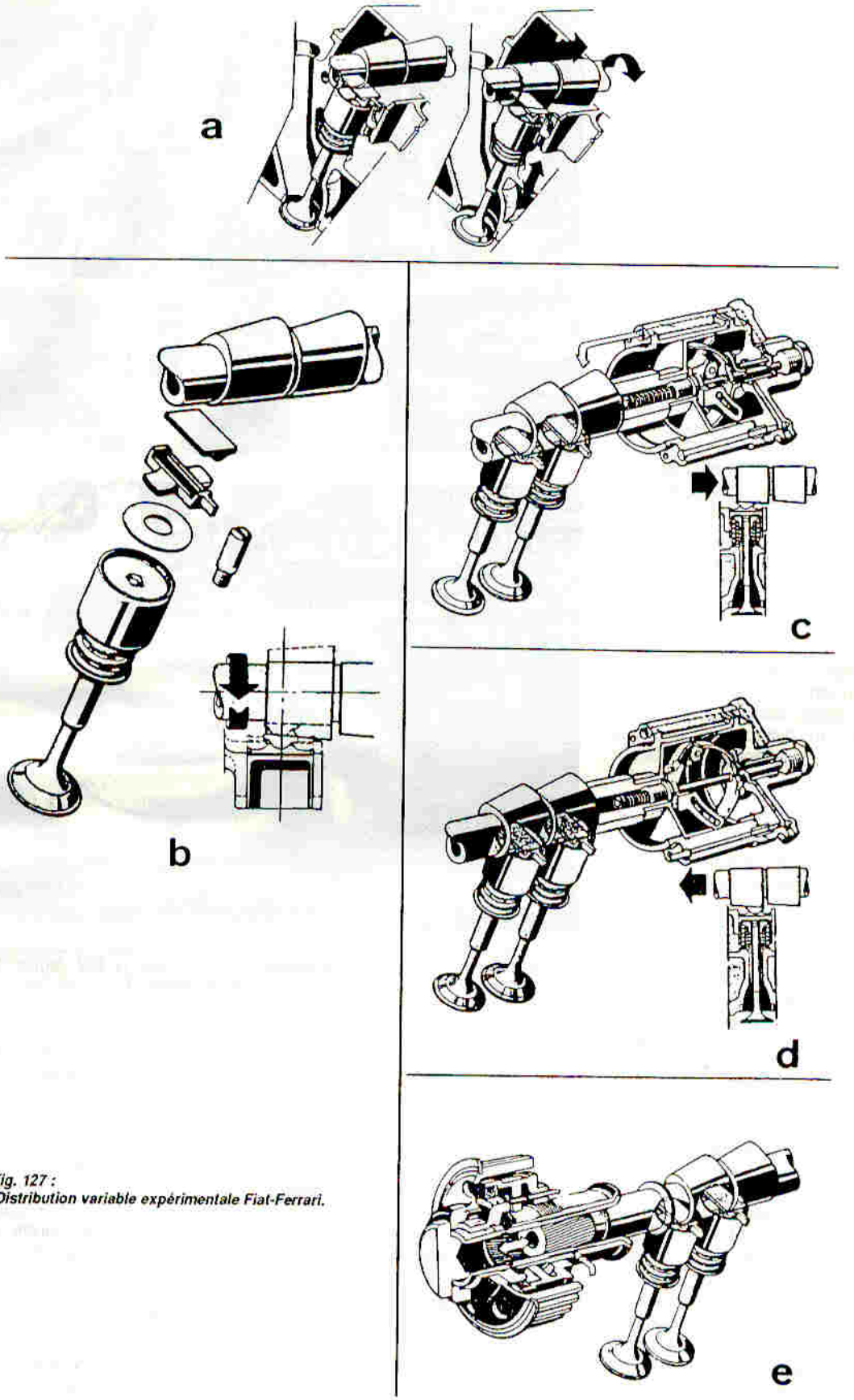


Fig. 127 :
Distribution variable expérimentale Fiat-Ferrari.

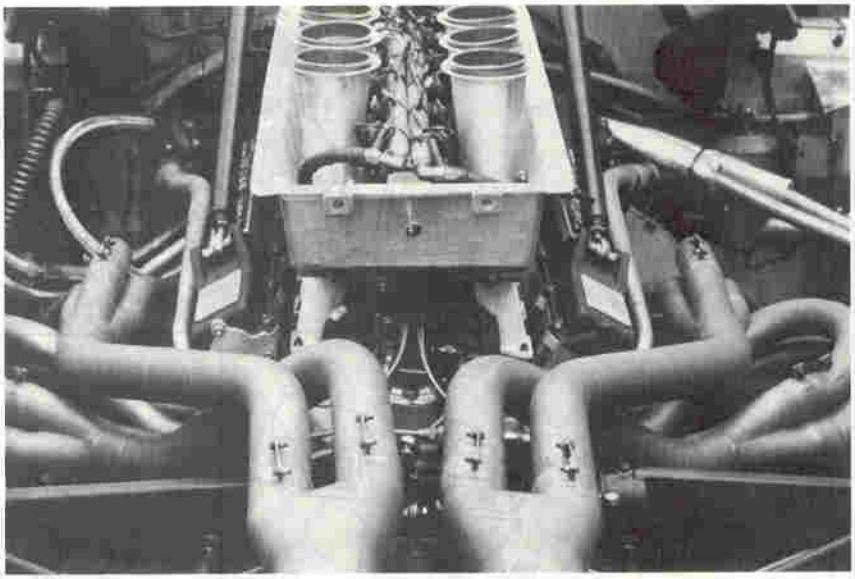
1.6 L'échappement

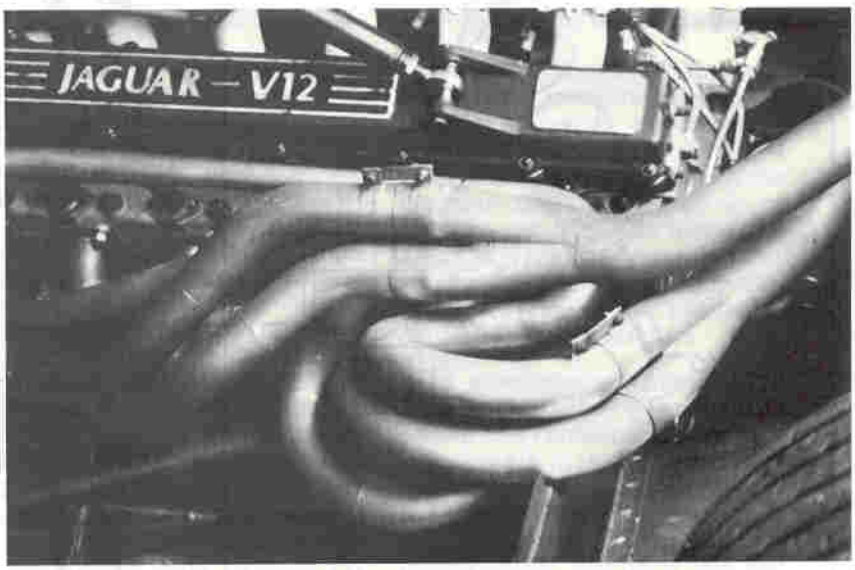
Une adaptation adéquate du dispositif d'échappement permet de glaner quelques points en remplissage. Le principe consiste à utiliser l'énergie importante des gaz brûlés due à l'effet de bouffée (surpression élevée) au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement, afin d'activer la vidange du cylindre et par suite le balayage de la chambre. Naturellement, comme pour le cas de l'admission étudiée précédemment, cette adaptation reposant sur la propagation des ondes de pression, elle ne peut être valable qu'à un régime prédéterminé. Pour assurer un balayage efficace du volume mort de la chambre, il importe de disposer, lors de la période de croisement des soupapes, à la fois d'une surpression à l'admission au moment de l'« AOA », et d'une dépression à l'échappement (piston au PMH) par rapport à la pression règnant dans la chambre.

La qualité du balayage est également grandement influencée par l'instant de fermeture de la soupape après le PMH : un « RFE » exagéré peut entraîner la réintroduction des gaz brûlés, tandis qu'un « RFE » insuffisant sera à l'origine d'un contre-balayage possible (contre-pression dans la chambre). Etant donné l'invariabilité des angles de distribution, ces cas néfastes au rendement se produiront forcément à certains régimes. En revanche, si l'échappement est correctement « accordé », on pourra bénéficier d'un surcroît de remplissge intéressant. Cet accord de l'échappement se définit généralement, en ce qui concerne les moteurs préparés, pour un régime voisin du régime de puissance, afin de redonner un peu de couple.

L'étude de la propagation des ondes de pression à l'échappement est elle aussi très complexe. Bien que relativement simple à interpréter et à exploiter dans le cas d'un monocylindre, le phénomène n'en demeure pas moins plus compliqué encore qu'à l'admission dès lors que le système d'échappement raccorde plusieurs cylindres ; les interactions entre ces derniers pouvant, suivant les régimes, soit favoriser, soit contrarier leur vidange. On conçoit que le problème soit d'autant plus délicat à résoudre que le nombre de cylindres à raccorder est grand. Nous verrons un peu plus loin que le couplage des cylindres ne peut se faire au hasard.

Il est un autre élément qui ajoute à la difficulté de l'étude : la température des gaz brûlés. Celle-ci est très élevée, ce qui est bénéfique du point de vue énergie d'onde. En revanche, les échanges de chaleur sont très importants (un des gros problème de la suralimentation par turbocompresseur...), et la température des gaz d'échappement baisse régulièrement, au fur et à mesure qu'ils s'éloignent de la soupape (on peut enregistrer des baisses de température de l'ordre de 150 à 200° C sur le premier mètre parcouru). L'énergie des ondes, c'est-à-dire leur amplitude (niveau de pression ou de dépression dans le conduit), chute donc progressivement, tout comme leur vitesse de propagation, puisque l'on sait que celle-ci ne dépend que de la nature du gaz (γ) et de sa température.





Sans aucun doute, l'une des plus belles réalisation acoustiques de ces derniers temps que ces splendides tubulures d'échappement qui équipent le V12 Jaguar Sport Proto, 4 collecteurs « 3 en 1 » regroupés en deux « Y », un par banc.

En conséquence, non seulement les effets bénéfiques escomptés s'en trouvent amenuisés (baisse d'énergie), mais les calculs de mise en phase des ondes ne peuvent être rigoureux (vitesse variable).

Ce constat met l'accent sur le fait que si des calculs théoriques existent, ils peuvent être sévèrement contredits dans la réalité, sinon lors d'essais statiques au banc, lors d'essais dynamiques sur piste, où l'air ambiant et rla vitesse du véhicule contribuent à refroidir de manière non négligeable les tubulures d'échappement.

Ceci pour dire que là encore, dans ce domaine pointu, les préparateurs préfèrent de loin accorder les systèmes

d'échappement de leurs moteurs sur le banc de puissance plutôt que de procéder à de fumeux calculs qui, finalement, ne donnent pas toujours les résultats escomptés.

Néanmoins, la connaissance du phénomène mis en jeu peut éviter de commettre certaines erreurs dans la conception d'un collecteur, et l'application de la théorie d'effectuer un calcul approché d'une première longueur de tuyau.

Raisonnons d'abord sur un cas simple.

a - Cas du monocylindre :

A l'ouverture de la soupape d'échappement, l'énergie de pression (bouffée) des gaz provoque l'ébranlement de toute la colonne gazeuse contenue dans le tuyau. L'onde de pression engendrée progresse tout au long du tuyau, pour aboutir à l'extrémité ouverte (air libre) où elle s'y « détend » et se réfléchit en onde de dépression. Cette onde de dépression, qui remonte vers la soupape, favorisera la vidange du cylindre à la condition qu'elle atteigne la chapelle d'échapppement et la chambre de combustion avant que la soupape ne se ferme. On compte en effet sur la dépression apportée par l'onde réfléchie pour activer la sortie des gaz brûlés dont l'énergie cinétique a fortement diminué au moment où le piston atteint le PMH. En phase de croisement des soupapes, cette dépression peut s'ajouter à celle créée par la descente du piston, et ainsi accélérer la pénétration des gaz frais à l'admission. Entre l'ouverture et la fermeture de la soupape d'échappement, le vilebrequin effectue une rotation de :

$$\theta_e = 180^\circ + AOE + RFE.$$

L'onde émise au moment du AOE doit parcourir deux fois la longueur L du tuyau avant que le vilebrequin n'ait tourné de θ_e°. Pour obtenir une dépression importante avant le PMH, considérons que l'onde de dépression atteint la chapelle après que le vilebrequin ait tourné de : $\theta'_e = 180^\circ$. En fait, plus l'angle de croisement est important, et plus il est intéressant d'augmenter θ_e' pour retarder l'onde de dépression vers le PMH.

Donc, si on appelle C la vitesse de propagation de l'onde (ou célérité du son), le temps mis par celle-ci pour effectuer un aller-retour (2L) dans le conduit doit être égal au temps mis par le vilebrequin pour tourner de l'angle choisi θ_e'. Il vient donc :

$$\frac{2L}{C} = \frac{\theta e'}{360 \times N/60} = \frac{\theta e'}{6N}$$

D'où :

$$L = \frac{\theta' e \times C}{12N}$$

(θ'_e en °, C en m/s, N en t/mn, L en m)

On remarque que le régime moteur intervient au dénominateur, et que par conséquent la longueur théorique du tuyau (mesurée depuis la soupape ne l'oublions pas) devrait diminuer avec le régime. D'où la nécessité d'accorder l'échappement sur un régime moteur bien particulier.

Prenons un exemple numérique, calculons la longueur de tuyau « idéale » pour un régime de 7 000 tr/mn.

Calcul de la vitesse moyenne de propagation de l'onde si la température moyenne des gaz brûlés est de 900° (1 173° K)

$$C = \sqrt{\gamma \times R \times T} \text{ avec } \gamma = 1{,}45$$

$C = \sqrt{1{,}45 \times 289 \times 1173} = 700$ m/s.

Calcul de L pour un angle $\theta'_e = 180^\circ$:

$$L = \frac{180 \times 700}{12 \times 7000} = 1{,}5 \text{ m}$$

La détermination de L pour un autre régime d'accord nécessite de recalculer la célérité C du son car la température des gaz varie avec le régime. Des calculs rigoureux ne peuvent donc être entrepris que si l'on connaît parfaitement l'évolution de la température des gaz (et si possible en dynamique comme nous le soulignions plus haut) en fonction du régime.

b - Le couplage des cylindres :

Le problème devient beaucoup plus ardu lorsqu'il s'agit de raccorder les échappements de plusieurs cylindres. La conception d'un collecteur d'échappement exige de tenir compte :

— de la façon dont doivent s'agencer les tuyaux entre eux (ordonnancement),

— de l'encombrement du collecteur, fonction de l'espace disponible sur le véhicule, le manque d'espace pouvant devenir un réel problème sur certaines voitures de tourisme, et aller à l'encontre d'une recherche de performances optimales. C'est souvent ce qui se passe sur les moteurs de grande production. En général, le collecteur d'origine n'est pas un modèle de performance, bien qu'il arrive qu'il soit calculé pour pallier en partie une sous-alimentation gênante à un certain régime (trou sur la courbe de remplissage).

Le couplage des cylindres ne peut se faire n'importe comment, sous peine de contrarier les flux de gaz entre eux et nuire alors à la vidange et au balayage des cylindres en question. Pour tirer profit des phénomènes pulsatoires, et de l'énergie contenue dans les ondes de dépression réfléchies, il convient dans un premier temps de tenir compte de l'ordre d'allumage des cylindres. Aussi, suivant leur disposition (en ligne ou en V,... voire en W !!!) et leur nombre, cela peut conduire à des combinaisons alambiquées.

*** Cas du 4 cylindres en ligne :**

Prenons le cas simple (pas tant que ça !) et très répandu du 4 cylindres en ligne, dont l'ordre d'allumage est :1-3-4-2.

La grille des cycles ci-contre nous montre qu'il faut raccorder deux à deux les cylindres décalés en phase d'allumage de 360° (1 avec 4, et 2 avec 3), afin d'espacer au maximum celles d'échappement.

1	3	4	2
↓*	↑C	↓A	↑E
↑E	↓*	↑C	↓A
↓A	↑E	↑*	↑C
↑C	↓A	↑E	↓*

A : admission
C : compression
* : explosion-détente
E : échappement
↑↓ : montée-descente du piston

En effet, il apparaît que si l'on raccorde deux à deux les cylindres adjacents (1 et 2 d'une part, 3 et 4 d'autre part), les phases échappement interfèrent : la vidange du cylindre 2 (ou 3) se voit contrariée par la bouffée provenant du cylindre 1 (ou 4 respectivement), puisque la soupape d'échappement de ce dernier s'ouvre (AOE) bien avant que le cylindre 2 ne finisse d'échapper. Il en va de même si l'on couple le cylindre I avec le 3, le 2 avec le 4.

En fait, on rencontre deux types de tubulures déchappement sur un moteur à 4 cylindres en ligne :

— Tubulures « 4 en 1 » : les 4 tuyaux d'évacuation, de même longueur, se regroupent en un seul. Ce n'est pas la solution la plus performante en raison des interactions entre les bouffées signalées plus haut, mais elle se révèle la solution « passe-partout », car la

plus simple à mettre au point sur le banc d'essai. La contre-pression élevée dans la tubulure permet en outre d'obtenir un frein moteur important, ce qui peut se révéler intéressant dans certains cas.

Lorsque le collecteur est court, le « 4 dans 1 » s'avère essentiellement performant dans les hauts régimes, à la condition d'avoir des sections de conduit importantes (voir plus loin). Mais si l'on recherche un maximum de souplesse avec un tel collecteur, les conduits doivent être suffisamment longs. Seuls des essais au banc permettent de cerner avec efficacité le bon choix.

— Tubulures « 3 Y » : comme expliqué plus avant, deux « Y » assurent le couplage des cylindres « 1-4 » et des cylindres « 2-3 » (pour un allumage 1-3-4-2), un troisième « Y » permettant le raccordement des deux tuyaux de couplage. Cette solution est théoriquement la plus performante du point de vue vidange et balayage des cylindres, mais elle est très difficile à mettre au point car elle nécessite de déterminer deux longueurs de tuyau (fig. 129) :

— la longueur L1 des branches de chacun des deux « Y » de couplage (mesurée à partir de la soupape s'entend) ;
— la longueur L2, mesurant la distance entre la soupape et le point de jonction des deux tubes de couplage.

Aussi l'adaptation de ces longueurs peut-elle être effectuée pour un même régime caractéristique (régime de puissance dans ce cas), ou encore pour deux régimes différents : accord de L1 sur le régime de puissance, de L2 sur le régime de couple par exemple. De ce fait, un collecteur « 3Y » bien pensé se révèle supérieur à un collecteur « 4 en 1 », notamment en matière de couple à bas régime, et donc de souplesse. Mais une nouvelle fois, ne cachons pas que la détermination par le calcul de ces longueurs repose sur une théorie somme toute assez complexe, ainsi que sur des hypothèses relativement fragiles. Seule une connaissance approfondie du moteur en question, pour lequel de nombreuses mesures au banc ont été effectuées – ne serait-ce qu'au niveau de la température des gaz d'échappement qui rappelons-le varie avec le régime et la charge – permet de peaufiner la théorie et de déboucher sur des résultats cohérents. Cela fait partie du « savoir-faire » propre à chaque constructeur, savoir-faire développé dans la plus grande confidentialité, par des logiciels puissants. Quant aux préparateurs, de l'avis général « on peut toujours faire des calculs, mais on tombe très souvent à côté... ». Pour eux, tester diverses longueurs de tube, sur banc et sur piste, représente encore le meilleur ordinateur qui soit.

Nous donnons néanmoins ci-dessous une approche de calcul des longueurs de tuyau dans un collecteur « 3Y », afin d'illustrer la théorie mise en jeu sur la propagation et la réflexion des ondes de pression. Le schéma de la figure 130 fait apparaître la complexité du phénomène de propagation des ondes dans un tel collecteur. En effet, en raisonnant à partir de l'onde de pression (bouffée) émise lors de l'échappement du cylindre n° 1, on

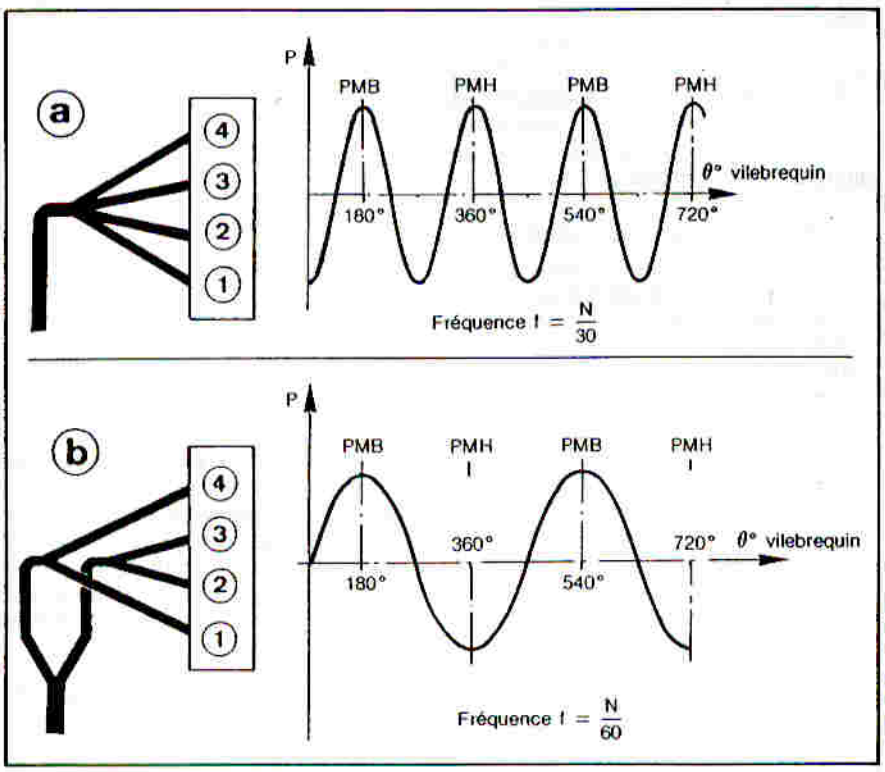


Fig. 128 : Deux possibilités de couplage des échappements sur un moteur 4 cylindres en ligne.
a : solution « 4 en 1 », la plus simple, mais le diagramme de la pression des gaz dans le collecteur montre qu'il y a une élévation de la pression à chaque PMH, ce qui est nuisible au balayage, particulièrement dans les bas régimes.
b : solution « 3Y », en couplant les cylindres les plus écartés en phase échappement, la fréquence de la vibration est réduite de moitié ; celle-ci correspond à une dépression au voisinage de chaque PMH. En accordant les longueurs de tuyau à un régime requis, le remplissage peut être amélioré.

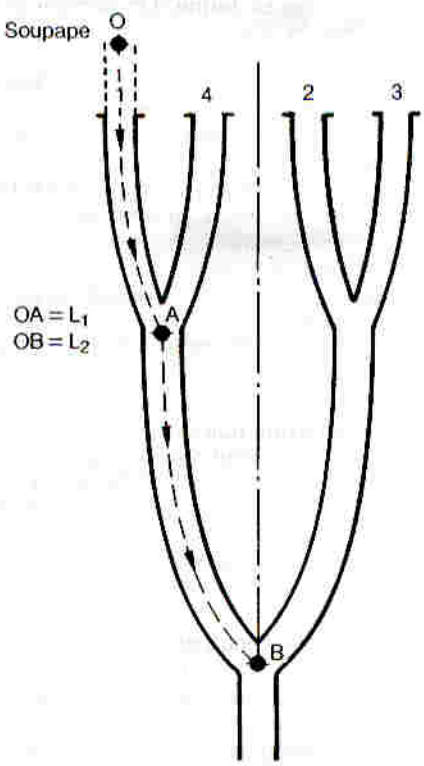


Fig. 129 :
La conception d'un collecteur « 3Y » repose sur la détermination des deux longueurs L_1 et L_2, valeurs accordées pour des régimes prédéterminés (pour simplifier le chéma, l'ordres des cylindres n'a pas été respecté).

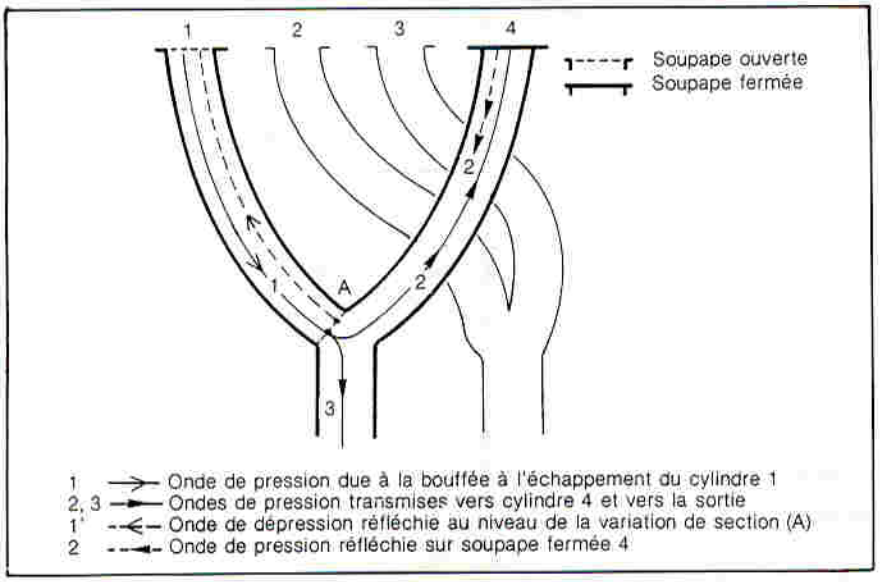


Fig. 130 : Phénomène de propagation et de réflexion des sondes de pression dans un collecteur « 3Y », illustré ici pour le couplage 1-4, il en va de même pour le couplage 3-2.

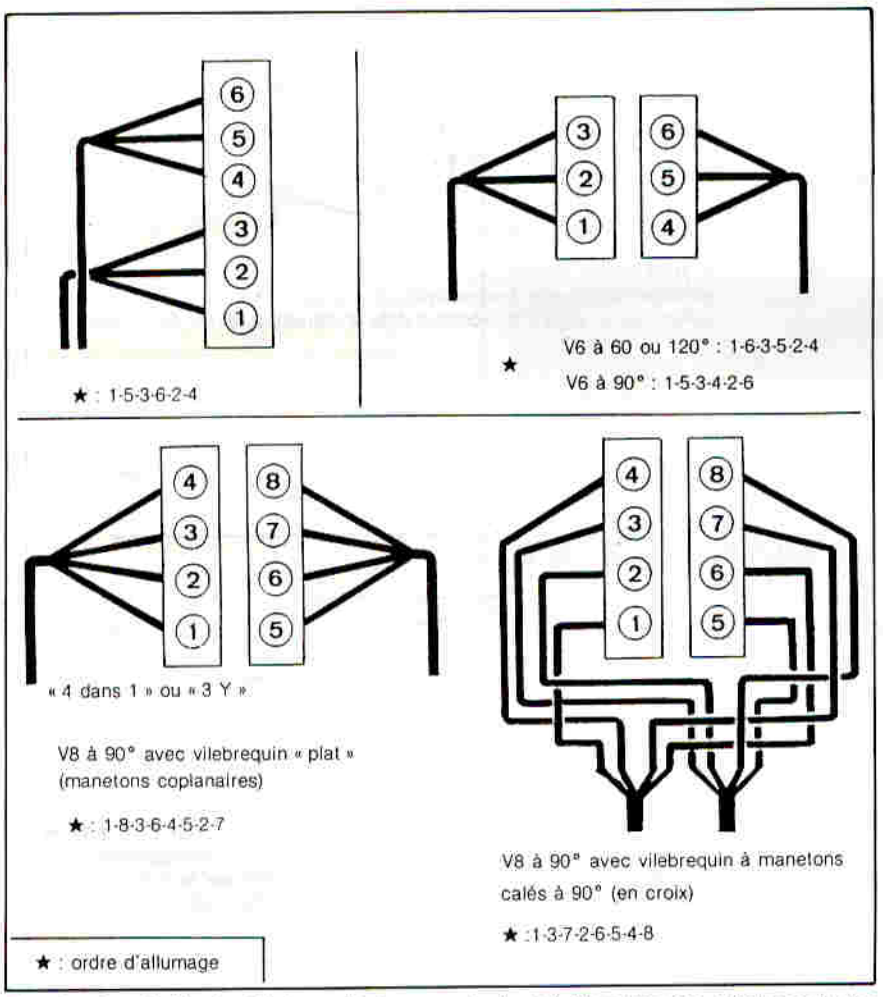


Fig. 131 : Organisation des tubulures d'échappement suivant la disposition des cylindres et l'ordre d'allumage. A remarquer l'agencement alambiqué des tuyaux dans le cas d'un V8 à 90° avec vilebrequin en croix...

Nota : bien que cela n'apparaisse pas sur les schémas, il est entendu que la longueur de chaque tuyau doit être rigoureusement identique.

constate que la propagation s'effectue avec :

— réflexion partielle au niveau du cœur (A) du premier « Y » (élargissement de section),
— transmission partielle vers le conduit du 4e cylindre, avec réflexion de l'onde sur la soupape 4 fermée,
— transmission partielle vers la sortie, c'est-à-dire vers le 3e « Y »...

Au point A, l'énergie de l'onde (amplitude) se décompose donc, de façon non équitable, en trois. On ne peut donc mettre à profit la totalité de l'énergie contenue dans l'onde émise. Comme dans le cas du monocylindre, la vidange du cylindre 1 peut être activée en fin de phase échappement (θ voisin de 180°, variable suivant croisement) en utilisant les ondes réfléchies en A et sur la soupape encore fermée du cylindre 4. Cela détermine une première longueur L1, accordée généralement pour le régime maxi (des régimes d'accord trop faibles conduisent à des valeurs de L1 très/trop grandes). En revanche, et c'est l'un des avantages du collecteur « 3Y », la détermination de L2 peut se faire pour un régime d'accord différent de celui de L1. Cette longueur est calculée dans ce cas pour accentuer la chute de pression dans le conduit en début de phase d'échappement du cylindre 2 (qui échappe 540° après), en utilisant la vibration produite vers ces deux cylindres. Vous suivez toujours ? Pas évident du tout hein ? Les schémas et exemples page 144 tentent d'éclaicir ces propos.

*** Cas des 6 cylindres et plus :**

Les schémas des figures 131 illustrent comment doivent se raccorder les tubes d'échappement suivant le nombre et la disposition des cylindres.

6 cylindres en ligne : avec une explosion tous les 60° et un ordre d'allumage 153624, on espace les phases échappement dans les tubulures en regroupant les cylindres 1, 2 et 3 d'une part, les cylindres 4, 5 et 6 d'autre part. On obtient donc deux collecteurs à 3 branches, qui peuvent être couplés ou non par un « Y ».

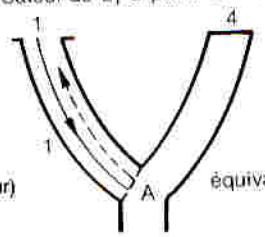
6 cylindres en V : ne pose pas de problème, comme pour son homologue en ligne, deux collecteurs à 3 branches symétriques, deux tuyaux de sortie.

8 cylindres en V : le cas est plus ennuyeux ; on retombe ici sur les remarques faites à propos du 4 cylindres en ligne. L'ordre d'allumage d'un V8 à 90° dépend en effet de la configuration de son vilebrequin, le calage des

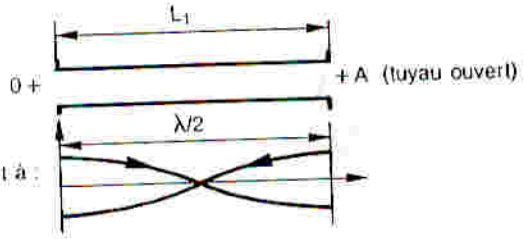
Fig. 132 : exemple de détermination des longueurs L_1 et L_2 sur un collecteur type « 3Y ».

Calcul de L_1 à partir de l'onde réfléchie en A :

Fig. 132-A



équivalent à :



$L_1 = \frac{\lambda}{2} = \frac{C_1 T}{2}$ et $2L_1 = C_1 t$ (t = temps mis pour faire l'aller-retour)

avec $t = \frac{\theta}{6N}$

$\rightarrow L_1 = \frac{C_1 \theta}{12N}$

Exemple : accord pour N = 7000 tr/mn.

Température des gaz d'échappement : t°c = 850 °C, d'où T°k = 1123 °k

$C_1 = \sqrt{1,45.289.1123} = 685$ m/s

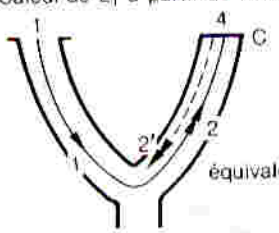
en prenant $\theta = 180°$ (fonction de l'importance du croisement).

$L_1 = \frac{685.180}{12.7000} = 1,47$ m longueur trop importante

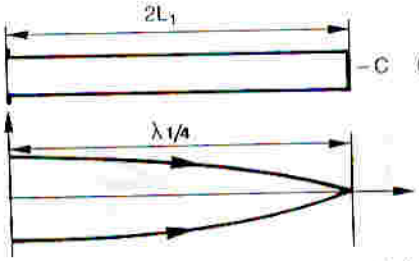
→ accord sur harmonique 2 de la vibration (fréquence double) : $L_1 = \frac{1,47}{2} = 0,735$

Calcul de L_1 à partir de l'onde réfléchie en C, sur la soupape 4 encore fermée :

Fig. 132-B



équivalent à :



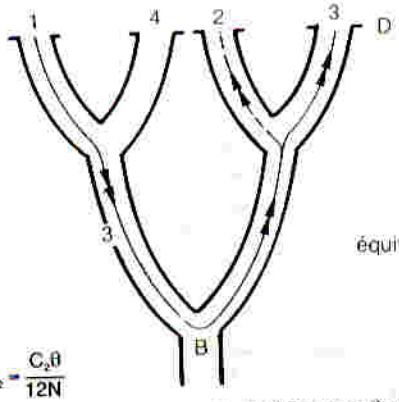
$2L_1 = \frac{\lambda}{4} = \frac{C_1 T}{4}$ ou $4L_1 = \frac{C_1 T}{2} = C_1 \frac{\theta}{6N}$

$\rightarrow L_1 = \frac{C_1 \theta}{24N}$

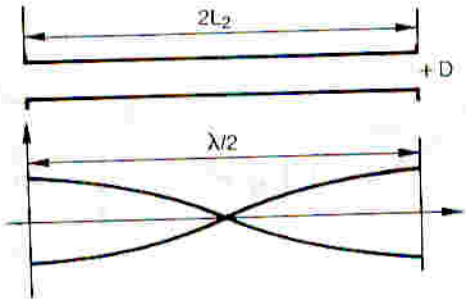
Exemple : N = 7000 tr/mn.
$C_1 = 685$ m/s
$\theta = 180°$.
$\rightarrow L_1 = 0.735$ m

A 7000 tr/mn, la longueur L_1 = 0,735 m permet donc d'améliorer la vidange du cylindre 1 en récupérant une partie de l'énergie des ondes réfléchies, et en A (harmonique 2 de la vibration), et sur la soupape 4.

Fig. 132-C



équivalent à



$2L_2 = \frac{\lambda}{2} = \frac{C_2 T}{2} = \frac{C_2 \theta}{6N} \rightarrow L_2 = \frac{C_2 \theta}{12N}$

Avec : accord sur cylindre 3 (début d'ouverture soupape d'échappement) : $\theta_3 = 180°$

accord sur cylindre 2 : $\theta_2 = 540°$ (d'après cycle d'allumage)

Exemple : température moyenne des gaz sur trajet 1-3 : 700 °C → T°k = 973 °k
→ $C_2 = 640$ m/s

Accord sur cylindre 3 pour N = 7000 tr/mn : $L_2 = \frac{640.180}{12.7000} = 1,37$ m

Accord sur cylindre 2 pour N = 7000 tr/mn : $L_2 = \frac{640.540}{12.7000} = 4,1$ m trop élevé

→ harmonique 2 : $L_2 = 2,05$ m
→ harmonique 3 : $L_2 = 1,37$ m

A 7000 tr/mn, la longueur L_2 = 1,37 m améliore à la fois l'échappement du cylindre 3 (accord sur le fondamental) et celui du cylindre 2 (accord sur l'harmonique 3).

Nota : la longueur L_2 peut être accordée par des régimes plus faibles (amélioration du couple). Plus le régime d'accord est bas, plus L_2 sera important.

manetons pouvant différer suivant les moteurs. Citons :

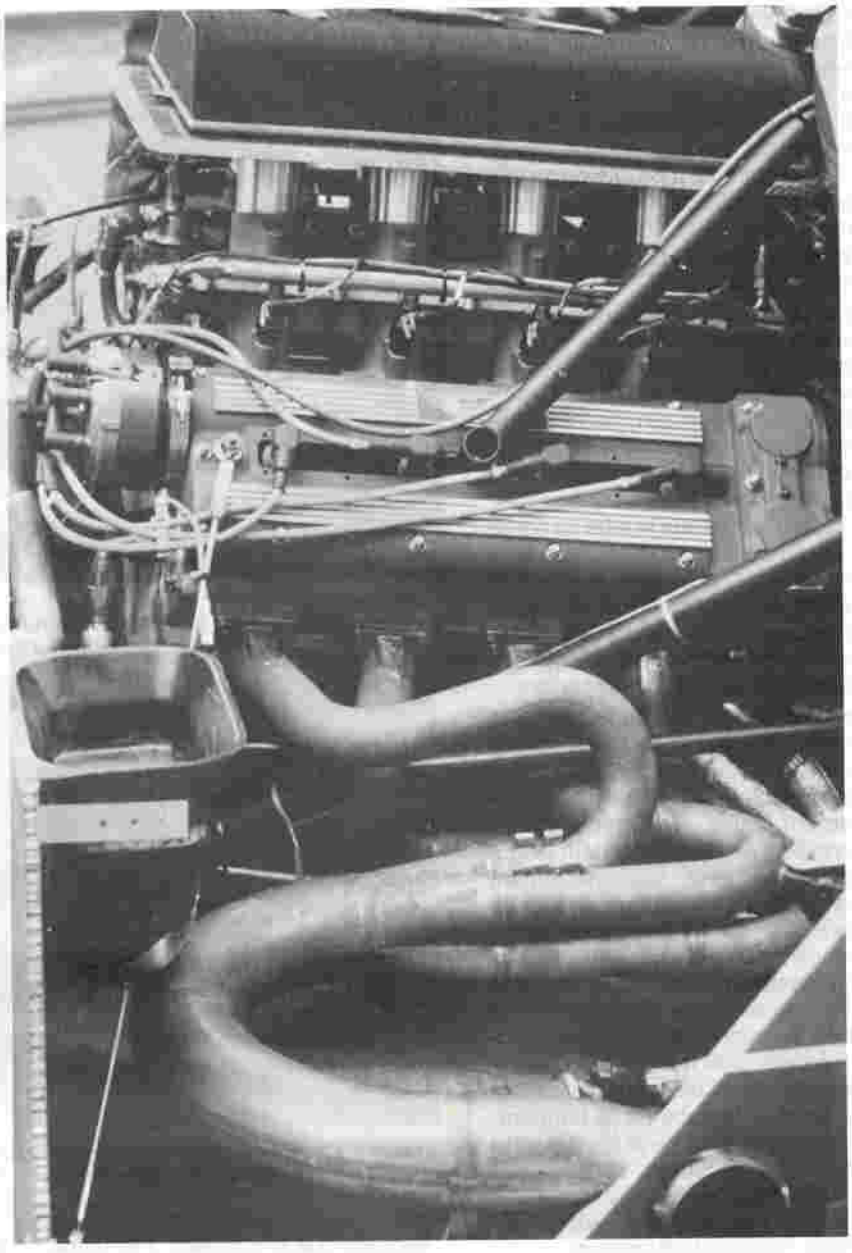
* Le cas du vilebrequin « plat » : celui-ci est constitué de 2 vilebrequins de moteur 4 cylindres en ligne, déphasés de 180°, tous les manetons sont dans le même plan, et l'ordre d'allumage des cylindres est semblable à celui du 4 cylindres 18364527. L'ordonnancement des échappements s'effectue alors simplement : deux collecteurs symétriques, soit de type « 4 en 1 », soit de type « 3Y », comme pour le 4 cylindres.

L'équilibrage dynamique d'un tel V8 n'est pas des meilleures. L'ingénieur Keith Duckworth avait pourtant retenu cette solution sur pour son V8 Cosworth DFV, principalement pour la simplicité de la forme des tubulures d'échappement qu'elle autorise.

Aussi ce fabuleux moteur fut-il tant remarqué par son palmarès inégalé que par l'importance de ses vibrations...

* Le cas du vilebrequin « en croix » : les deux vilebrequins sont ici phasés à 90°, ce qui améliore considérablement l'équilibrage dynamique. Les séquences d'allumage ne sont plus les mêmes 13726548, ce qui ne manque pas en contrepartie de compliquer singulièrement le système d'échappement si l'on ne veut pas d'interactions néfastes entre les cylindres. Il faut dans ce cas coupler les cylindres 1-4 d'un même banc avec les cylindres 2-3 (c'est-à-dire 6-7 sur le schéma) de l'autre, et vice-versa. On imagine la complexité de la réalisation, celle-ci débouchant sur des tubulures très enchevêtrées, encombrantes et lourdes, dites « nœuds de serpent »... Le V8 Ford 7 litres de la superbe « GT 40 », le V6 1500 Coventry-Climax de Formule 1 (années 61-65) furent dotées de pareilles tubulures, pour le moins spectaculaires.

12 cylindres en V : aucune difficulté, le système étant assimilable à celui de deux V6 accolés, regroupant 4 collecteurs de 3 cylindres successifs, avec soit 4 sorties d'échappement, soit deux groupées (une par banc).



Filtre à air mousse à forte perméabilité et (double) « 4 en 1 » tortueux sur le V8 de l'éphémère Aston Martin Sport-Proto 89.

c - La réalisation des tubulures :

Si la réglementation sportive l'autorise, le collecteur d'origine en fonte doit être remplacé par un collecteur spécifique plus performant, tout au moins adapté pour des régimes supérieurs. Mais la fabrication des tubulures d'échappement n'est pas à la portée de tous, d'autant plus que leur adaptation correcte exige un certain nombre d'essais. Règle fondamentale : les tubes d'échappement doivent avoir des longueurs rigoureusement identiques. C'est sans aucun doute le point le plus épineux à observer. Si cela pose peu de problème sur une monoplace ou une voiture conçue expressément pour la course, il n'en va toujours de même sur un véhicule de série, suivant la position du moteur et suivant l'endroit où doit sortir l'échappement. Il est parfois impossible de respecter cette règle, ou alors on ne peut l'observer que pour des longueurs ne correspondant plus au cas idéal. Dans ce cas on ne peut espérer tirer le maximum de performances du moteur et de la préparation.

*** Le diamètre du tube...**

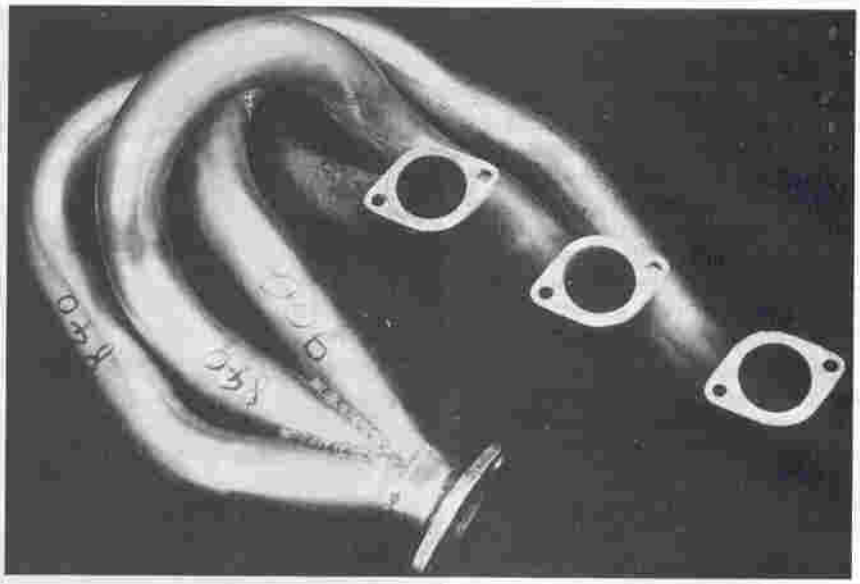
Il est certain qu'un diamètre de tube trop petit créera une forte perte de charge, une évacuation difficile des gaz brûlés, d'où une pression plus élevée à la sortie et, par voie de conséquence, une vidange incomplète du cylindre. Il faut que la chute de pression soit suffisante dans le collecteur pour favoriser l'admission des gaz frais lors de la période de croisement des soupapes. Le diamètre des tubes dépend bien sûr du diamètre des soupapes

d'échappement, et donc de celui des conduits (les gaz ne doivent en aucun cas rencontrer de rétrécissement), mais il est lié également à la valeur de « croisement » des soupapes. Plus le croisement est élevé, plus il faut choisir un gros diamètre de tube afin de ne pas perdre de puissance dans les hauts régimes. Dans le choix du bon diamètre, l'expérience et les essais prédominent encore une fois.

Pour ce qui concerne les tubes de connexion (raccord « 4 en 1 » ou tube de sortie d'un raccord en « Y » par exemple) leur diamètre doit être naturellement supérieur afin de satisfaire aux conditions de débit. En se rappelant que sur un 4 cylindres, un tube raccordant 2 cylindres reçoit une bouffée tous les 360°, alors que le tube de sortie d'un « 4 dans un » est en pression tous les demi-tours. D'autre part, le diamètre des tubes de connexion et de sortie doit être d'autant plus important que le moteur est destiné à des régimes élevés (débits de gaz plus importants).

Pour en revenir à la fabrication des tubulures, celle-ci requiert des talents certains de chaudronnier, une race d'artisan en voie d'extinction malheureusement, que les préparateurs s'empressent de placer sous leur joug... L'amateur ne peut raisonnablement espérer réaliser des prouesses dans ce domaine. Le cintrage des tubes d'acier minces (1 à 1,5 mm d'épaisseur), préalablement remplies de sable (très fin, genre sable de fonderie) et bouchés à leurs extrémités par soudure, réclame une dextérité peu commune dans le maniement du chalumeau, dans le réglage de la température de la flamme et de la distance de chauffe ! Les découpes et soudures pour l'obtention des raccords en « Y » ou « 4 en 1 » ne manquant pas d'ajouter un piment redoutable à l'affaire...

Heureusement, il existe sur le marché des spécialistes de l'échappement « sport » ou « compétition ». Ces spécialistes couvrent une large gamme de modèles, le plus souvent de caractère sportif à la base. Les échappements prototypes sont élaborés manuellement comme décrit ci-avant, mais une fois celui-ci mis au point, le cintrage en série des tubes s'effectue automatiquement sur des cintreuses numériques programmables. Naturellement, la conception de ces collecteurs ou tubulures ne repose pas sur des calculs savants, mais plutôt sur une grande expérience et sur des essais, mais aussi bien sûr en tenant compte de l'espace disponible dans le compartiment moteur.



Tubulures d'échappement « 3 en 1 » pour moteur flat-six Porsche. Des impératifs d'encombrement ne permettent pas toujours d'égaliser les longueurs de tube.

Collecteur « 4 en 1 » mis au point par Sodemo-Moteurs pour les R21 Turbo « Super Tourisme », comprenant une dérivation pour le raccordement de la waste-gate.

Sachant que le dispositif d'échappement ne peut être valablement accordé au régime voulu qu'à partir des diagrammes de distribution, il est clair que ces spécialistes ne peuvent fournir l'échappement idéal. Il arrive en outre que des préparateurs fournissent le collecteur adapté à tel ou tel type d'arbre à cames.

d - Le silencieux...

Les constructeurs sont amenés à réaliser le meilleur compromis possible entre atténuer efficacement le bruit à l'échappement et ne pas trop affecter les performances du moteur.

Des études acoustiques extrêmement poussées permettent aujourd'hui de concilier habilement diminution du bruit à l'admission comme à l'échappement) et qualité de remplissage, et par là de concevoir des silencieux performants, associant généralement pot de détente et résonateur.

Certes, les pertes par laminage des gaz existent toujours, et le recours à un silencieux dit « sport » bien conçu peut apporter un (très) léger gain, mais il ne faut pas s'attendre à une révolution de ce côté. C'est surtout dans le cadre d'une préparation routière, la qualité sonore du bruit émis qui justifie l'investissement dans un pot spécial ; encore doit-on vérifier que celui-ci soit bien homologué pour une utilisation sur route.

En revanche, pour le rallye, il existe des silencieux « compétition » plus effi-

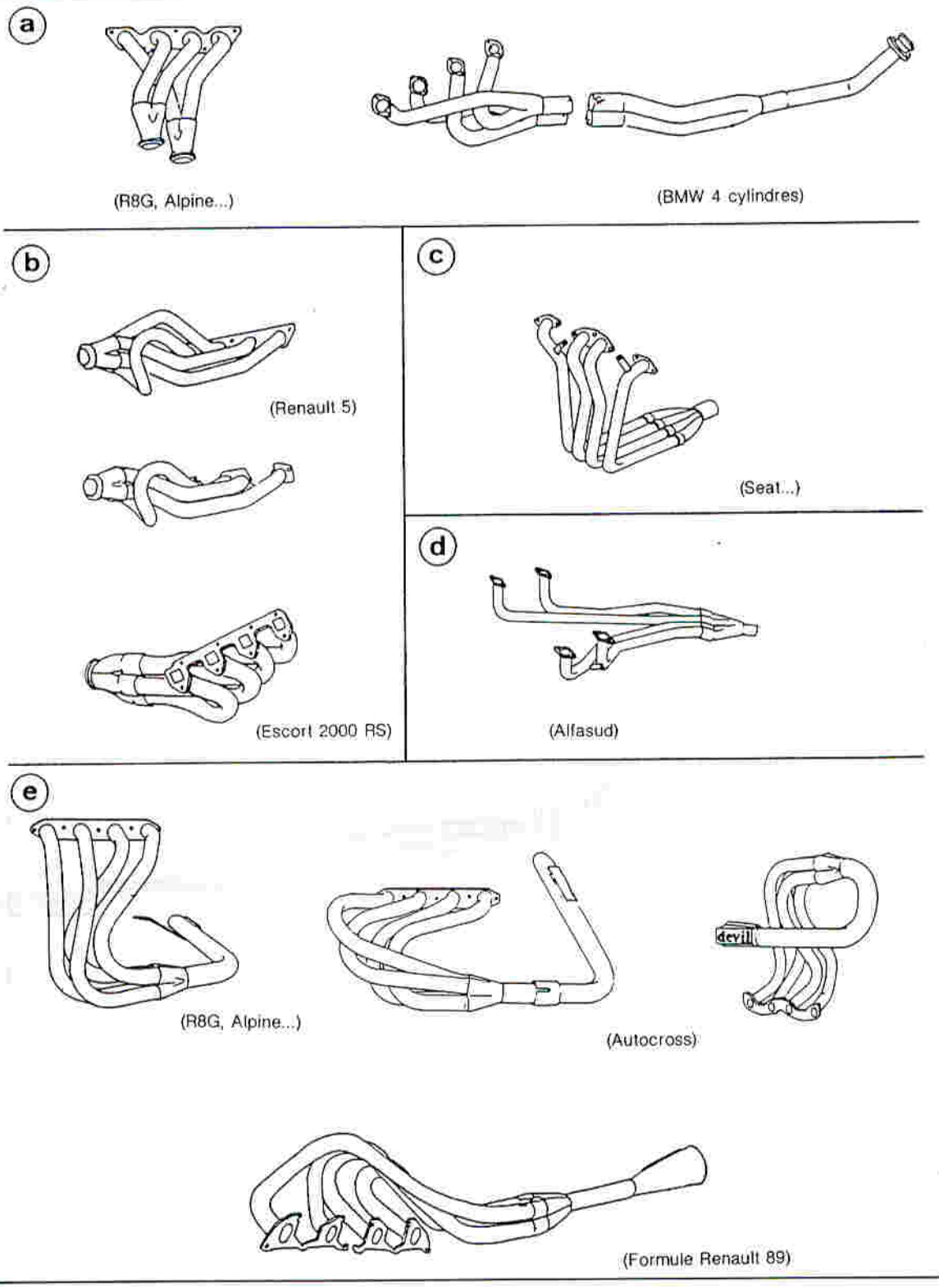


Fig. 133 : Exemples de réalisation de collecteurs et tubulures d'échappement suivant le nombre de cylindres, leur disposition, la position du moteur dans le véhicule et l'utilisation. La principale difficulté réside dans le fait que les tuyaux doivent avoir des longueurs identiques, ce qui n'est pas toujours compatible avec l'espace disponible.

a : « 3Y » pour moteur 4 cylindres en ligne, AR et AV

b, c, d : collecteurs « 4Y » pour 4 cylindres en position longitudinale AV (b), en position transversale AV avec sorties d'échappement vers l'AV (c), et pour 4 cylindres à plat.

e : tubulures « 4 en 1 » pour une utilisation exclusive sur circuit fermé (moteur 4 cylindres AR).

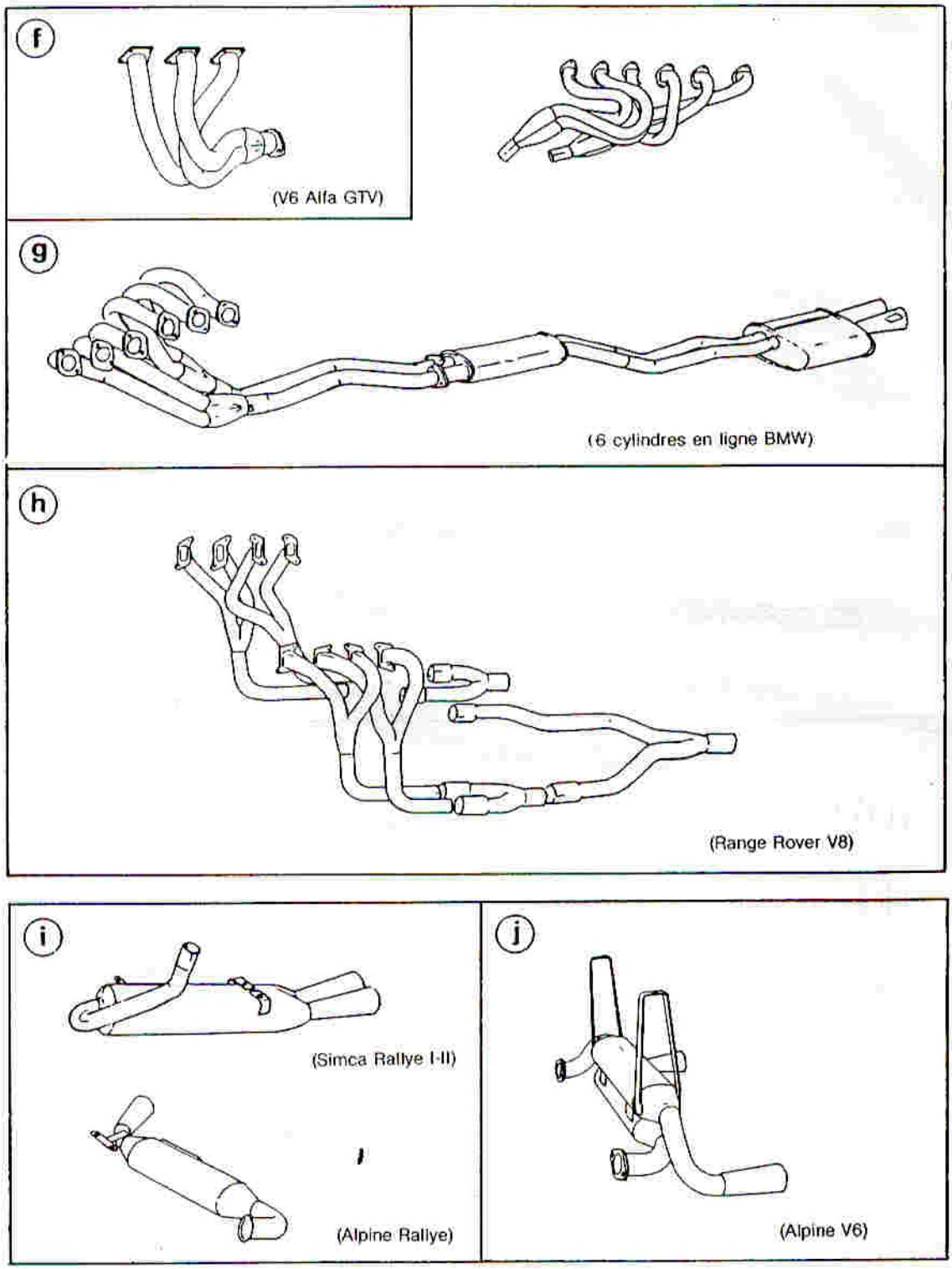
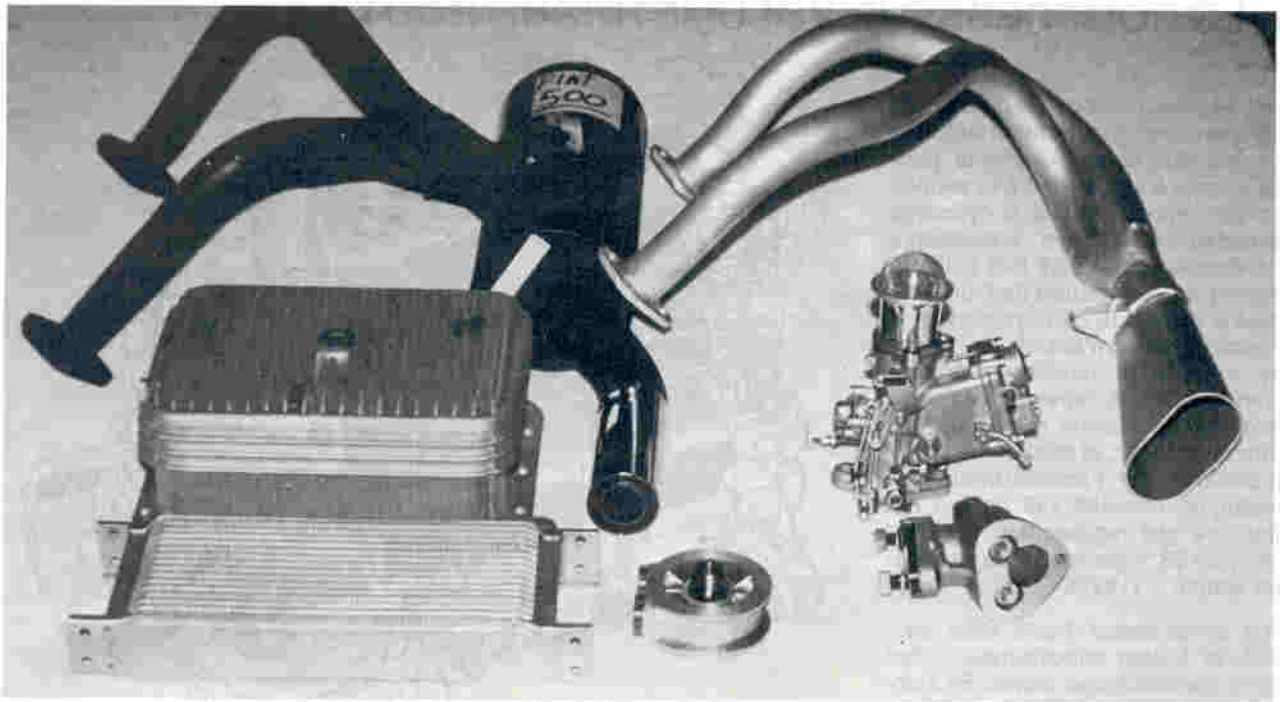


Fig. 133 : f et g : double collecteur « 3 en 1 » pour 6 cylindres en V (f) et en ligne (9).
h : double « 3Y » pour moteur V8.
i et j : silencieux « sport » pour 4 cylindres AR (i) et V6 (j). (Doc. Devil).



caces du point de vue performances, mais beaucoup moins côté niveau de bruit, ce qui est loin d'être un inconvénient pour les passionnés de sport mécanique que nous sommes.

Enfin, seules les compétitions se déroulant exclusivement sur circuit permettent de bannir tout dispositif de silencieux, et ains de traquer les derniers chevaux. Le collecteur est alors relié directement à un tube de fuite. Bonjour les tympans...

1.7 La suralimentation

« Dispositif pour augmenter la pression des gaz admis dans les cylindres des moteurs à explosion, consistant à intercaler sur la tubulure réunissant le carburateur et le mélangeur aux cylindres, un ventilateur ou un petit compresseur... ».

Tel était rédigé le brevet déposé par Louis Renault le 17 décembre 1902... brevet qu'il n'appliqua jamais.

L'idée de suralimenter le moteur à explosion ne date donc pas d'hier. Puisque la puissance est limitée par la quantité massique d'air introduite par cycle dans les cylindres, l'idée de suralimenter ou « gaver » le moteur à l'aide d'un compresseur c'est-à-dire lui faire absorber une quantité de mélange supérieure à celle qu'il serait en mesure d'aspirer par la seule dépression créée par les pistons, est fort logique, et permet d'obtenir des taux de remplissage nettement supérieurs à 1. C'est en 1906 qu'apparut aux Etats-Unis le premier moteur à compresseur : le 6 cylindres « Chadwich » de 12 litres de cylindrée. Le compresseur était du type centrifuge, mais entraîné par le moteur il fournissait une pression d'air insuffisante dans les bas régimes.

Le suisse Büchi déposa en 1905 un brevet portant sur un mode de suralimentation qui utilisait l'énergie des gaz d'échappement : toujours centrifuge, le compresseur était accouplé à une turbine mue par les gaz brûlés. Le « turbocompresseur » était né.

Ce type de suralimentation allait équiper principalement les moteurs d'avion, pour compenser la chute de pression de l'air due à l'altitude, ainsi que les diesels. Parallèlement apparurent les compresseurs volumétriques à pistons (Hispano), à palettes (Cozette et Zoller) peu convaincants, et les fameux compresseurs « Roots » que développa essentiellement Mercedes en compétition durant les années 20-40, puis Alfa Romeo après la seconde guerre.

Plus près de nous, en 72, Porsche se distingua avec un 12 cylindres à plat de 5,4 litres suralimenté par double turbocompresseur d'une puissance de 1100 ch qui fit figure d'épouvantail en course CanAm avec la 917/30. Puis l'arrivée de la Porsche 930 Turbo sur le marché, bientôt suivie par la R5 Turbo, confirmait que l'idée du turbo en série lancée par le pionnier BMW en 68 avec sa 2002 n'était pas pure utopie. Ces p'tites bêtes au régime de rotation complètement démentiel devaient même proliférer rapidement sur le moteur de Monsieur tout le monde dès lors que Renault imposa cette technologie en formule 1. On a vu ce que cela donnait il y a peu : plus de 1 100 ch pour un 1 500 cm^3.

Si dans son principe la suralimentation représente un moyen radical d'accroître la PME par un meilleur remplissage, l'application d'un tel procédé ne va pas sans entraîner certaines transformations importantes du moteur. A commencer par un renforcement du bas moteur pour supporter le surcroît de charge, et un abaissement du rapport volumétrique afin de se mettre à l'abri des risques de détonation lors de la combustion, qui pourrait survenir si la température des gaz en fin de compression devenait trop élevée : échauffés par la compression, les gaz « frais » pénètrent en effet dans le cylindre à une température supérieure.

Ce dernier point, diminution du rapport volumétrique, va à l'encontre d'un bon rendement thermodynamique. C'est un réel problème, surtout si suivant le type de compresseur, le remplissage est mal assuré dans une certaine plage de régime. Aussi n'étudierons-nous que les compresseurs qui ont été jusqu'alors, sinon les plus usités, en tous cas les plus performants dans l'histoire du moteur 4 temps, à savoir le compresseur volumétrique Roots, et, bien sûr puisque tout à fait d'actualité, le turbocompresseur.

A. LE COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE ROOTS :

«... le compresseur, du type Roots à deux rotors, fonctionnait selon le principe réalisé en Amérique pour une pompe à air servant à la ventilation des mines. Sur le 6 cylindres Mercedes de 1 500 cm³, il tournait à une vitesse égale à 2,2 fois celle du vilebrequin, et refoulait de l'air comprimé à travers le carburateur. Mais le compresseur n'entrait en action que lorsque le papillon s'ouvrait complètement, au moyen d'une sorte d'embrayage à cône monté sur un arbre entraîneur, et enclenché par la timonnerie de l'accélérateur. Le moteur développait 145 ch à 4 750 tr/mn, ce qui représentait un gain d'environ 55 % par rapport à l'aspiration simple ». (1922).

Le compresseur Roots date de... 1860, et il était effectivement utilisé pour la ventilation des mines. En automobile, il supplanta rapidement celui à palettes, moins apte à supporter les hautes vitesses à cause d'un frottement plus important. Mercedes lui fit prendre un bel essor en course. On se souviendra surtout de la fameuse W165 de 1939 : son moteur V8, doté d'un « Roots » à deux étages qui soufflait l'air à une pression absolue de 3,9 bar, développait à l'arbre 483 ch... alors que le compresseur en « bouffait » à lui tout seul 160. (La puissance brute du moteur était donc en réalité de 643 ch...).

Le 8 cylindres 1500 de Formule 1 de la célèbre Alfa Romeo « Alfetta 159 » fut en 1951 équipé d'un compresseur semblable. Sa puissance atteignait 425 ch à 9 300 tr/mn avec un mélange d'essence et d'alcool et une pression d'air de 3 bar ; le compresseur, lui, en consommait près de 100 à plein régime.

Le compresseur volumétrique possède en effet ce gros inconvénient de consommer de l'énergie puisqu'il doit être entraîné mécaniquement par le moteur. En revanche et comme son nom l'indique, il est volumétrique c'est-à-dire qu'il possède sa propre cylindrée (par exemple 1 608 cm³ pour un compresseur Abarth R10) ; ainsi à chaque tour, il y a transfert de ce volume correspondant à la cylindrée, entre l'entrée (aspiration) et la sortie (refoulement). Le débit d'un tel compresseur est donc directement proportionnel à sa vitesse de rotation, et c'est un gros avantage, car par rapport au

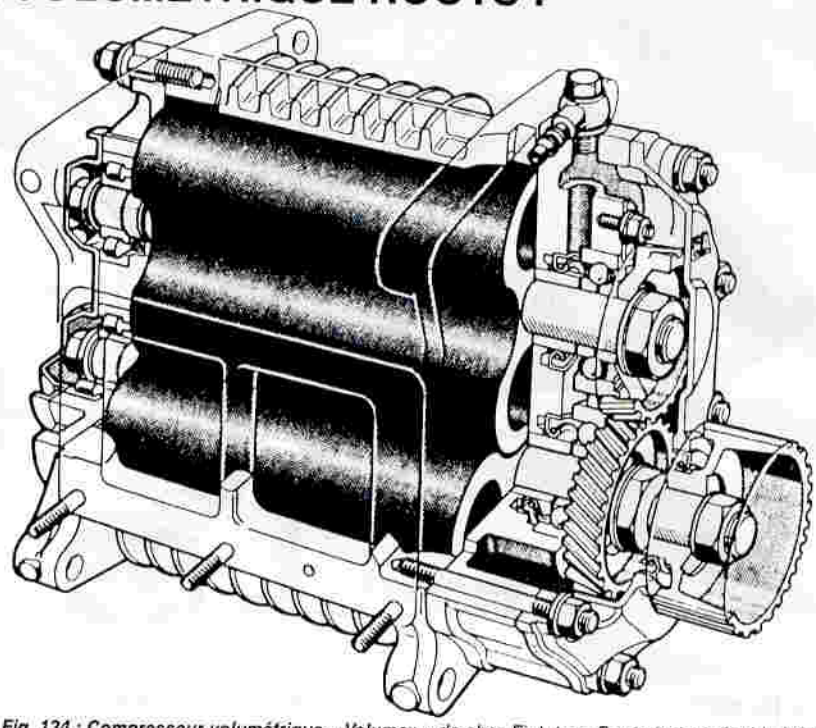


Fig. 134 : Compresseur volumétrique « Volumex » de chez Fiat, type Roots (rotors double lobe).

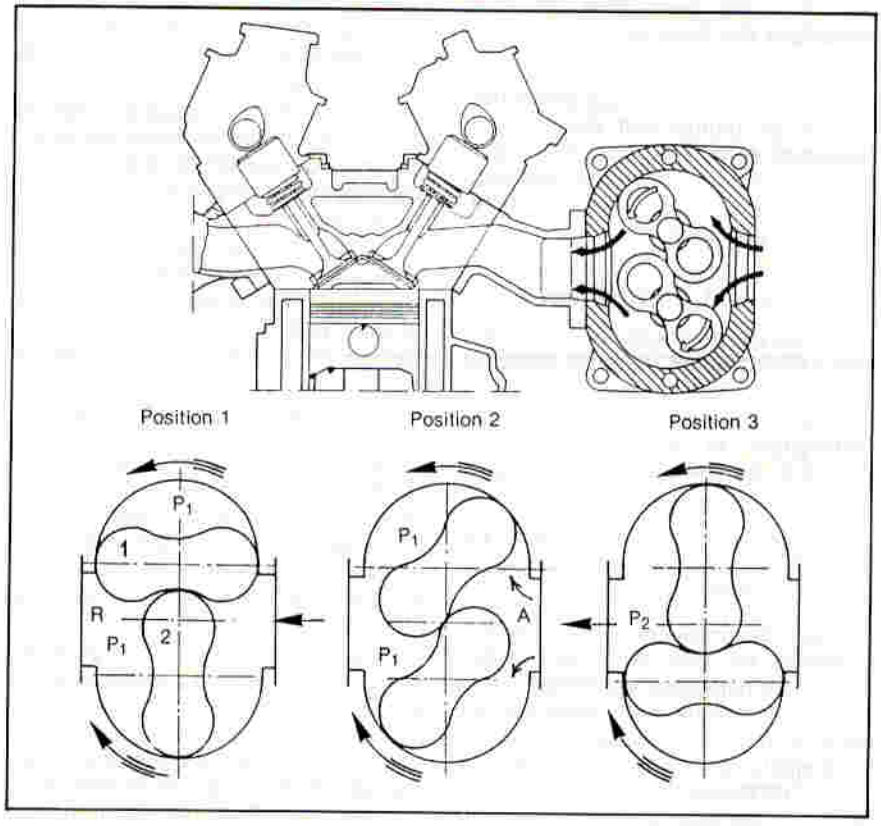


Fig. 134 bis : Schémas de principe de fonctionnement du compresseur Roots
1. Le rotor 1 transporte les gaz à la pression P1, le rotor 2, tournant en sens inverse, a déjà refoulé une partie des gaz en R - 2. Début de refoulement pour le rotor 1, la chambre d'admission augmente de volume et aspire les gaz en A - 3. Les deux rotors se rapprochent l'un de l'autre, le volume de la chambre de sortie diminue, la pression des gaz augmente (P2). La valeur de cette pression dépend de la différence entre débit refoulé par le compresseur et débit absorbé par le moteur.

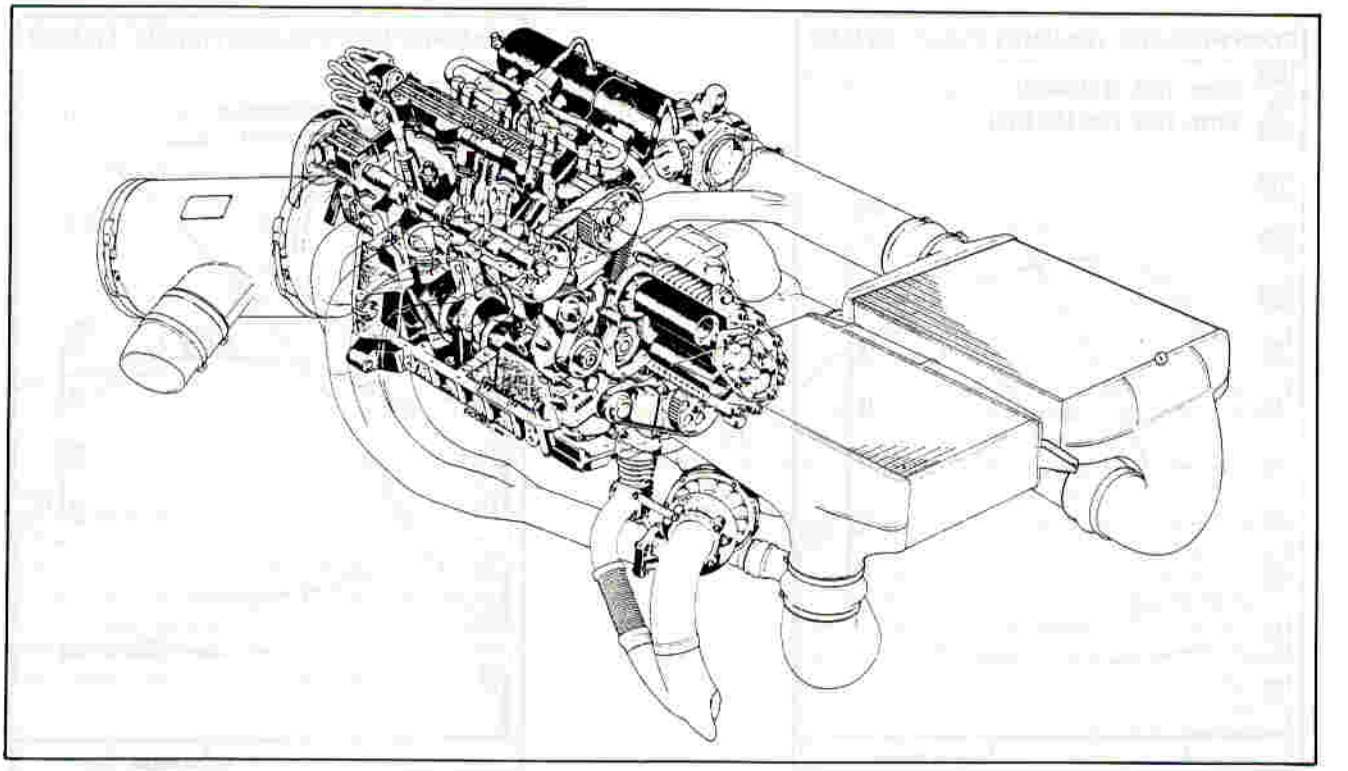


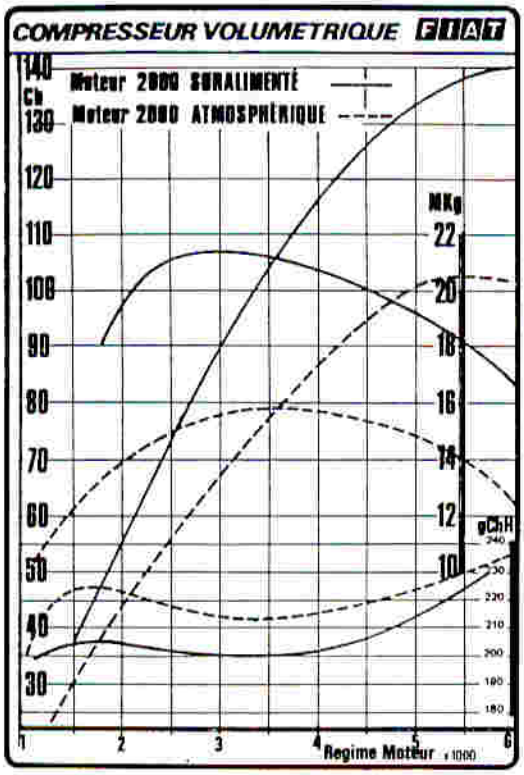
Fig 135:
Ecorché du 4 cylindres 1800 de la Lancia Delta S4 Groupe B (1986) : suralimenttion mixte par compresseur volumétrique Roots débrayable à partir de 3 500 tr/mn (pour un bon remplissage dès les bas régimes) couplé à un « gros » turbocompresseur (qui prend la relève pour les hauts régimes), et double échangeur air-air : 400 ch à 8 000 tr/mn et 40 m.kg à 5 000 tr/mn, soit 222 ch et 22,2 m.kg au litre... (Doc. constructeur).

turbocompresseur il débite dès les plus bas régimes.

Le compresseur Roots se place généralement entre la culasse et le système d'alimentation s'il s'agit de carburateur (s) (il brasse alors le mélange) ; dans le cas d'une injection, il se situe forcément en amont du dispositif d'alimentation, ce qui autorise un refroidissement de l'air en sortie du compresseur. Il se compose d'un carter aileté jouant le rôle de refroidisseur d'air, à l'intérieur duquel tournent deux rotors double lobe en forme de 8, entraînés par le vilebrequin via une courroie trapézoïdale ou crantée. Ces deux rotors calés à 90° et synchronisés par un engrenage, tournent en sens inverse et « engrènent » sans contact (le jeu est très faible) l'un dans l'autre, en épousant parfaitement la forme intérieure du carter (voir fig. 134). Ils sont calculés en longueur et diamètre de façon à déterminer une cylindrée en fonction de celle du moteur à suralimenter. Leur profil en « 8 » est très complexe, et leur positionnement dans le carter doit être extrêmement rigoureux afin d'assurer au cours de leur rotation un jeu minimal, et entre lobes eux-mêmes, et entre lobes et carter. Ces jeux conditionnent le débit de fuite du compresseur, et par là son rendement volumétrique. La pression de refoulement d'un compresseur volumétrique est liée au débit d'air que peut absorber le moteur par cycle ; si le compresseur débite trop (trop forte cylindrée ou régime de rotation trop élevé), la pression de refoulement augmente ainsi que les fuites internes. Ainsi pour une différence de pression sortie-entrée dépassant 0,8 bar (soit une pression de refoulement de 1,8 bar pour un compresseur simple étage), les fuites entre haute et basse pression sont telles que le rendement devient vite médiocre. C'est pourquoi ce type de compresseur reste surtout efficace aux bas et moyens régimes. Il importe d'ajuster convenablement sa cylindrée à celle du moteur, ainsi que le rapport de démultiplication compresseur/moteur (compris généralement entre 1,2 et 1,4, la vitesse maxi admissible à la périphérie des lobes se situant vers les 60 m/s). L'optimisation de la plage d'utilisation d'un tel compresseur passerait par une cylindrée légèrement surdimensionnée et un entraînement par variateur de vitesse.

Constantin fut l'un des rares préparateurs en France à s'intéresser à ce mode de suralimentation dans les années 60-70. Les compresseurs qu'il utilisait, de sa propre fabrication étaient une variante des compresseurs Roots, et comportaient des rotors à 3 lobes. La plupart du temps ils étaient installés en association avec un carburateur Weber double corps horizontal (placé en amont), et fixés sur une tubulure d'admission spécifique comportant une chambre commune au départ de chaque conduit. Les moteurs de prédilection de ce préparateur étaient les 1300 Simca Rallye 2 ou Matra Bagheera, sur lesquels, il « tirait » jusqu'à 160 ch en soufflant à 1,6 bar...

Bien que très rare en monte d'origine, citons toutefois les Lancia Trevi et Fiat Argenta baptisées « Volumex », ce compresseur Roots reste encore d'actualité, même si son rival principal le turbo (et maintenant le compresseur spirale « G » de Volkswagen...) lui fait de plus en plus d'ombre. N'oublions pas la Lancia Rallye 037, championne du monde des rallyes 83, et plus récemment, la Lancia Delta S4 Gr. B dont le moteur était doté d'une suralimentation mixte : compresseur Roots et turbo... ce que l'on retrouve très souvent sur les Dragster également.



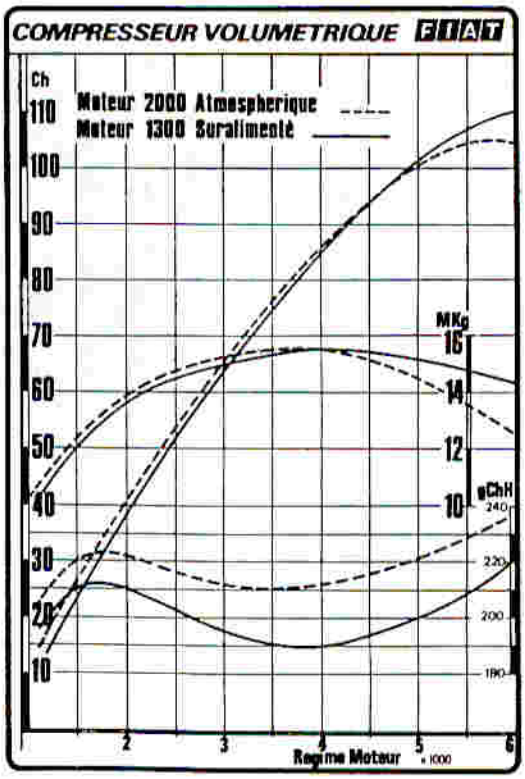
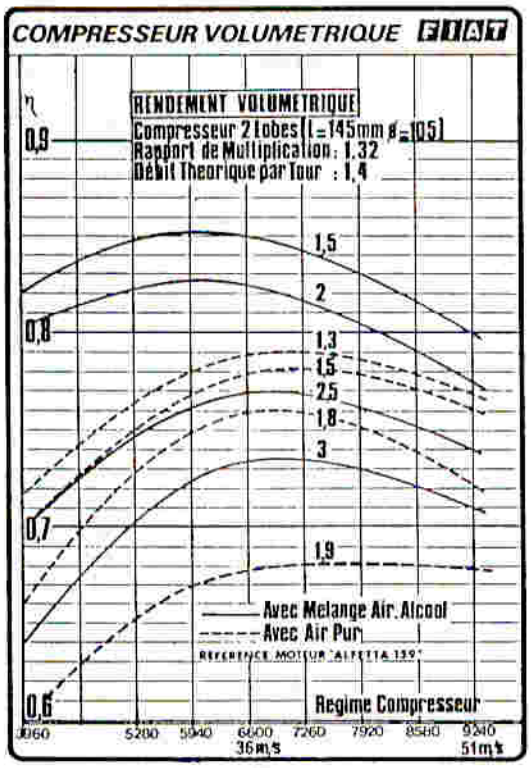


Fig. 136 : Comparaison des performances, puissance, couple et consommation spécifique entre moteur atmosphérique et moteur suralimenté par compresseur Roots. (Doc. Fiat).



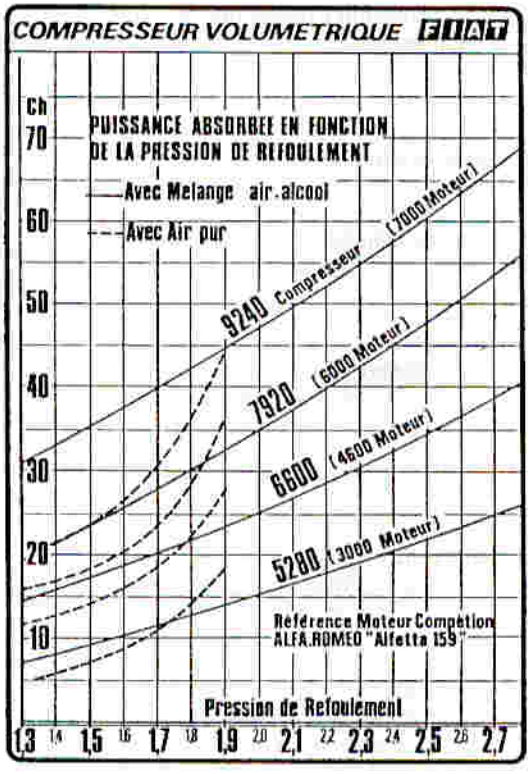


Fig. 137 : Graphiques illustrant les variations de rendement volumétrique et de puissance absorbée par le compresseur Roots qui équipait en 1951 le 8 cylindres 1500 de l'Alfa « Alfetta » 159 de Formule 1 (425 ch à 9300 tr/mn avec mélange air-alcool et pression de suralimentation de 3 bar).

2. LE TURBOCOMPRESSEUR

Lorsqu'on sait que 30 à 40 % de l'énergie fournie sous forme de combustible se perd en chaleur et en énergie cinétique dans les gaz brûlés, tenter de mettre à profit cette énergie pour entraîner un compresseur est fort louable, et ne peut être à priori que bénéfique pour le rendement. C'est là une des différences fondamentales par rapport au compresseur volumétrique qui nécessite un entraînement positif par le moteur.

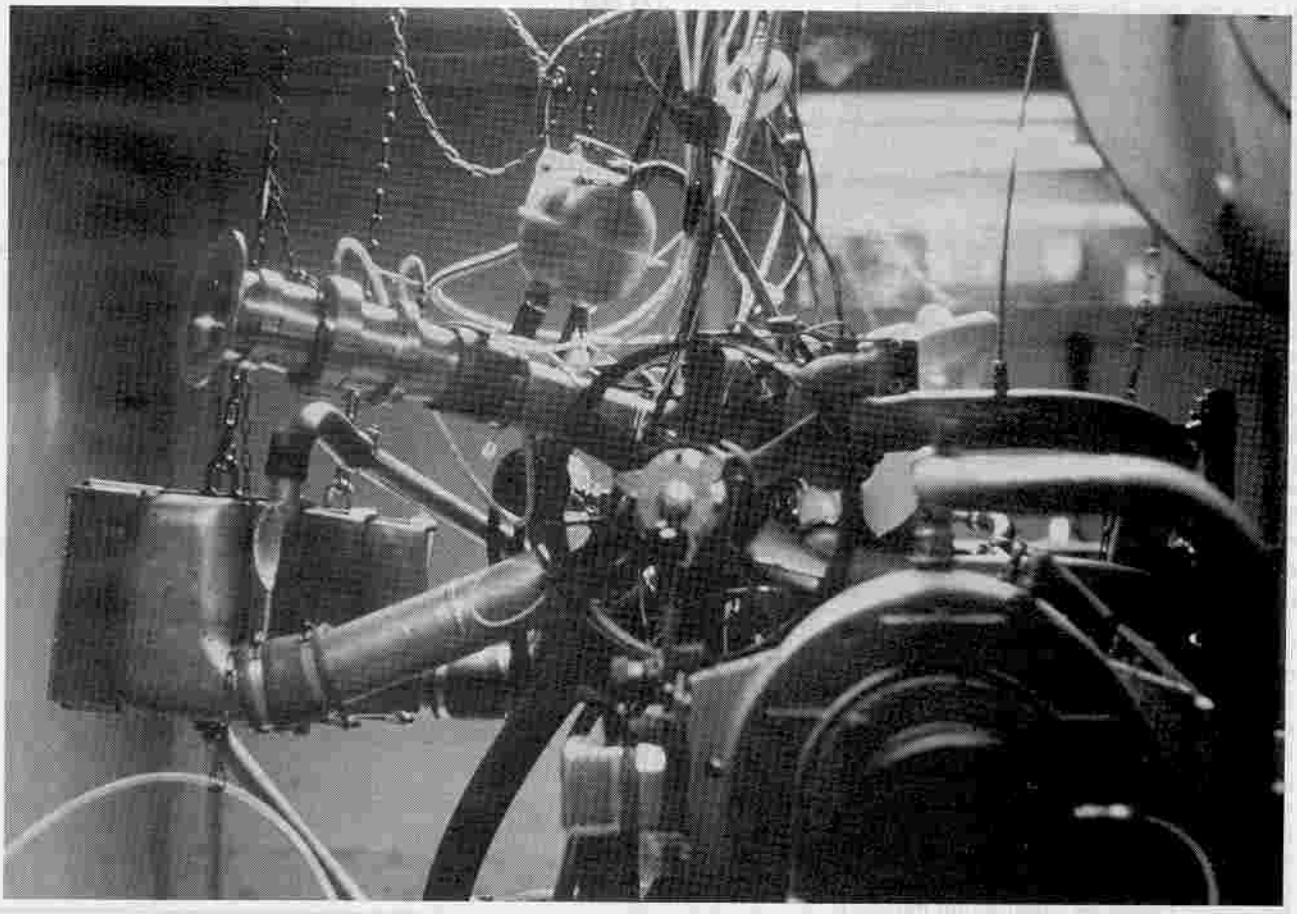
Le turbo compresseur se compose d'une turbine (le moteur) et d'un compresseur (le récepteur). Ces deux appareils sont de conception semblable, simplement leur fonctionnement est inverse. La roue à aubes de la turbine (du type « centripète ») est reliée à celle du compresseur par l'intermédiaire d'un axe commun. La turbine est placée sur le trajet des gaz d'échappement ; ceux-ci arrivent à la périphérie de la roue de turbine pour en ressortir axialement au centre ; leur très grande énergie cinétique communique à la turbine, et donc au compresseur, une vitesse de l'ordre de 150 à 200 000 tr/mn, parfois plus suivant le type de turbo. Cette vitesse dépend du débit des gaz brûlés (donc de la vitesse de rotation du moteur) et de leur température.

Le compresseur, qui ne peut être que du type centrifuge avec de telles vitesses, fonctionne de manière inverse : sa rotation crée en son centre une dépression qui aspire les gaz (de l'air ou plus rarement maintenant le mélange air-essence) pour le refouler sur sa périphérie, vers le circuit d'admission du moteur.

Relativement simple dans son principe de fonctionnement, le turbocompresseur n'en exige pas moins une conception sophistiquée, devant répondre à des problèmes d'ordre thermique (résistance des matériaux), et dynamique (frottements, inertie, équilibrage).

Il faut savoir en effet :

— Que l'énergie cinétique très importante des gaz d'échappement provient non pas de leur pression (somme toute faible) mais de leur température très élevée. Ces gaz se refroidissant au fur et à mesure de leur progression dans le collecteur d'échappement, il convient, si l'on veut bénéficier au maximum de cette énergie, de prévoir un collecteur court afin de placer le turbo le plus près possible de la sortie des gaz... dans les limites de la résistance mécanique des éléments de la turbine ! Les turbos de série sont conçus pour résister à des températures en entrée de turbine de l'ordre de 1 000 à 1 050° C. Le rendement de la turbine dépend essentiellement de sa capacité à maintenir une température de fonctionnement élevée en même temps que des dilatations les plus faibles possibles, ce qui permet de réduire les entrefers roue-volute. Il



Turbo en pleine incandescence sur ce 4 cylindres BX Turbo (version Super Tourisme) crachant ses 380 ch sur l'un des bancs d'essai de la maison Danielson.

est essentiel alors d'utiliser des matériaux à la fois réfractaires (isolant thermique) et inoxydables : fonte au nickel « Ni-resist » pour le carter, acier spécial inox appelé « Inconel » pour la roue de turbine (parfois aussi pour le carter), obtenue comme la roue de compresseur, par moulage en grappe à la cire perdue ; ceci pour les turbos de série. L'inoxydabilité du corps de turbine, mais également celle du collecteur d'échappement qui doit être spécifique (souvent en Inconel) est rendu nécessaire afin d'éviter tout « pelage » interne qui provoquerait, par détachement de la moindre particule métallique, la destruction de la roue de turbine. L'épaisseur de la volute du carter est d'ailleurs largement renforcée pour empêcher l'éclatement du carter si pareille éventualité venait à se produire (il arrive que des morceaux de guide de soupape passent dans l'échappement).

— Que le compresseur centrifuge, fonctionnant à des températures beaucoup plus basses (100 à 150° C en moyenne) puisqu'aspirant de l'air frais, n'est pas soumis à de telles contraintes. Carter et roue peuvent être moulés en alliage d'aluminium, ce qui permet d'alléger non seulement l'ensemble, mais surtout les masses tournantes (important pour le temps de réponse, nous y reviendrons), tout en favorisant dans une certaine mesure le refroidissement de l'air échauffé par la compression.

— Que les échanges thermiques entre turbine et compresseur doivent être limités au mieux afin de ne pas échauffer davantage l'air comprimé qui n'a vraiment pas besoin de ça. A cet effet, sont prévus des réductions de surface d'échange entre carter de turbine et carter de palier central, des barrières thermiques constituées de déflecteurs ou écrans (faits de matériaux sandwich : feuilles d'inox, laine de quartz, laine de céramique pour les mieux conçus), voire un refroidissement par projection d'huile côté flasque du compresseur...

— Que pour limiter au mieux les frottements (proportionnels au carré de la vitesse de rotation, énorme ici), l'arbre qui porte les roues est guidé sur des paliers dits « fluides » en bronze, une butée hydraulique assurant le positionnement axial. Montées flottantes et centrées par la pression d'huile et l'autogiration, ces bagues de palier tournent avec l'arbre à une vitesse réduite de l'ordre de 2/5, ce qui diminue les vitesses relatives, assure une meilleure évacuation des calories et répartit mieux l'usure.

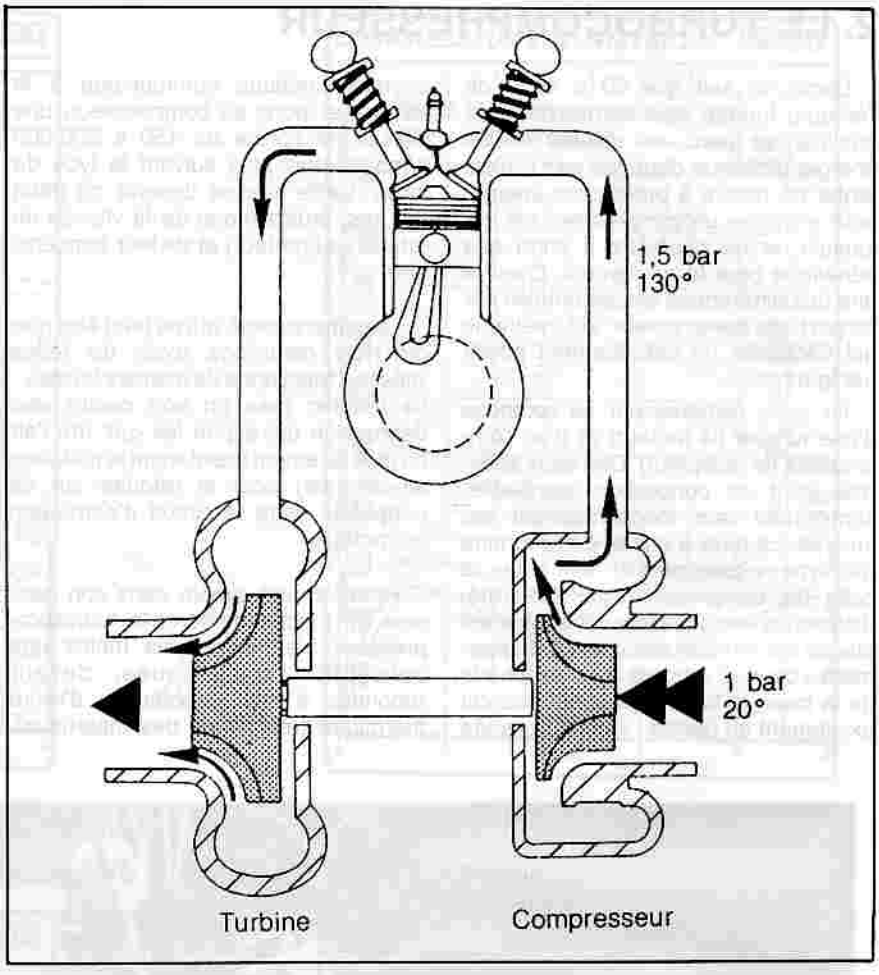


Fig. 138 : Schéma de principe de la suralimentation par turbocompresseur.

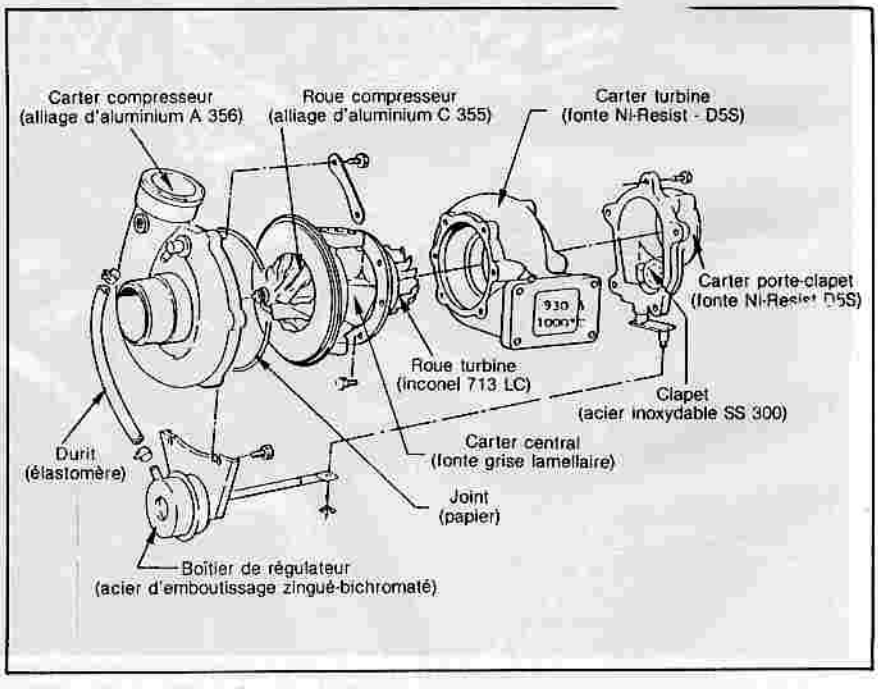


Fig. 139 : Eléments constitutifs d'un turbocompresseur pour moteur de série (doc. Garrett).

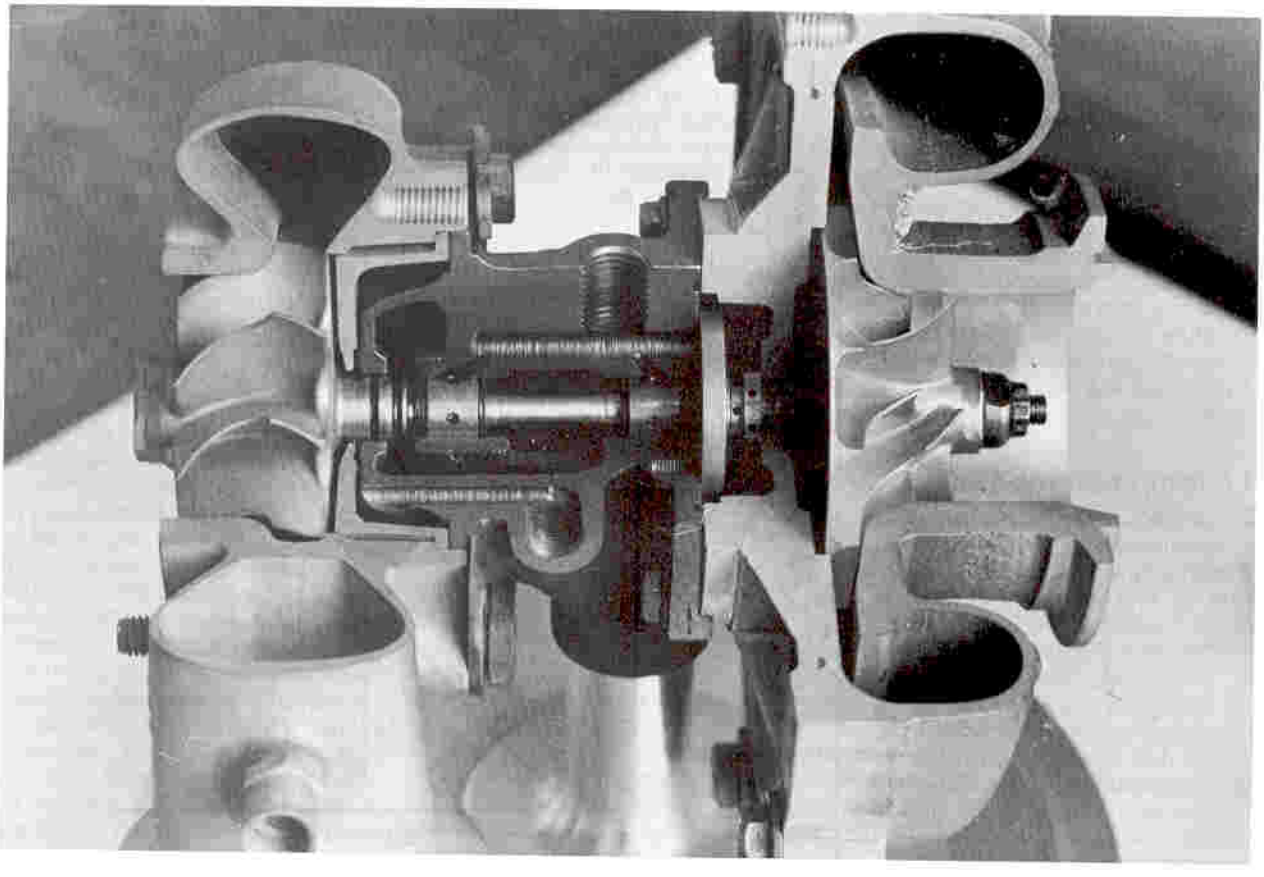
Turbo de F1 vu par Garrett

On pourrait presque dire qu'un turbo conçu pour la compétition de haut niveau, type F1, n'a rien à voir avec un turbocompresseur fabriqué pour la série. On le sait, en Formule 1, le poids constitue le pire des ennemis. Exceptés les critères de fort débit et les recherches de meilleurs rendements, la conception d'un turbo « F1 » tourne essentiellement autour de cette condition de poids. Quitte à prendre quelques risques sur la tenue mécanique et thermique de ses éléments. La température en entrée de turbine dépasse ici les 1 100° C.

La firme américaine Garrett, qui fournissait Renault, Ferrari, et Ford pour leur V6 1 500, fabriquait des turbos « course » d'une longévité n'excédant pas 4 heures et des turbos de « qualif » conçus pour une durée maximale de 90 mn, puisqu'utilisés à la pression maxi de 5 bar absolus.

Le document joint représente l'un des deux turbo Garrett (découpé) qu'utilisait le V6 Renault. L'allègement passe ici par un carter de turbine aux parois hyper-minces, en acier moulé au nickel-chrome, et un carter de compresseur en magnesium. La roue de turbine est moulée dans un super alliage métallique à très forte teneur en nickel. Celle du compresseur utilise toujours l'alliage d'aluminium (qualité aviation), mais celle-ci est... entièrement usinée, sur une machine à commande numérique 5 axes, à partir d'un brut en aluminium forgé. A elle-seule la roue de compresseur coûte près de 30 000 F (lourds), soit le tiers du prix du turbo complet. Ce procédé a été dicté à la fois pour des questions de poids et d'inertie (aubages plus fins), et des questions de résistance : sous l'effet de la pression, de la température, mais surtout de la vitesse de rotation, il y a fluage de l'aluminium (la roue augmente de diamètre et se rétrécit en largeur). A 200 000 tr/mn, la matière répartie sur une circonférence de 50 mm de diamètre subit des accélérations centrifuges de 1 112 000 « G » ; un gramme de matière située à cet endroit est soumis à une force d'inertie centrifuge de plus d'une « tonne ». Cette limitation des déformations contribue à réduire les entrefers roue-volute et à optimiser le rendement du compresseur.

L'existence d'un turbo de F1 étant des plus éphémères, il n'y a pas de refroidissement par eau du carter central, ce qui permet de dessiner ce dernier plus compact et plus léger. Sur le « Garrett F1 », un jet d'air prélevé à la sortie du compresseur aide au refroidissement de la cloison interne côté compresseur. Enfin, le carter de turbine est fixé sur le collecteur d'échappement par un simple collier, au demeurant très bien étudiée, et non par une large et lourde bride comme sur les turbos de série.



Le débit d'huile de graissage, repiqué sur le circuit de lubrification du moteur, doit tourner aux alentours de 3 l/mn à vitesse maxi. L'huile sort du turbo à une température voisine de 120° C, sous une forme pâteuse, ce qui nécessite une grosse section de l'orifice de sortie d'huile dans le carter central. Elle souffre beaucoup et il est indispensable de prévoir pour celle-ci une qualité supérieure.

De plus en plus souvent le carter central des turbos de série se voit pourvu d'un refroidissement par eau, ce qui améliore notablement le refroidissement de l'huile, mais diminue surtout les risques de « cokéfaction » de celle-ci après arrêt du moteur ; ce système est surtout efficace si une pompe électrique est prévue pour activer la circulation d'eau après coupure du moteur, beaucoup moins lorsque l'on ne compte que sur le principe du thermosiphon. Après un arrêt de quelques minutes, et surtout si le moteur a tourné à pleine charge, la température du turbo grimpe en effet rapidement vers les 300 à 400° C (il y a transfert de chaleur de la turbine vers le carter central). L'huile ne résistant pas à plus de 220° C, on dit qu'elle se « cokéfie » en brûlant, les résidus de brûlage gommant les paliers et obstruant les conduits de graissage. C'est pourquoi on recommande toujours de faire tourner un moteur « turbo » au ralenti pendant au moins une minute avant de le couper.

— Il faut savoir enfin, que la vitesse très élevée du rotor, la nette différence de poids entre les deux roues à aubes, et les balourds engendrés par les déformations sous charge et sous forte température (fluage), exigent un équilibrage dynamique extrêmement poussé, sur équilibreuse spécifique de l'ensemble tournant.

a. Le temps de réponse...

Comme nous l'avons signalé plus haut, suralimenter un moteur exige en contrepartie de le « dégonfler » (abaissement du RV) pour des raisons de détonation possible lors de la combustion. Or, premier problème du compresseur, en-dessous d'environ 50 000 tr/mn, dit régime « d'accrochage » du compresseur, son débit est insignifiant. ceci veut dire que pour des régimes moteurs inférieurs 2 000-2 500 tr/mn (valeur variable suivant la qualité de l'adaptation du turbocompresseur), la suralimentation est inexistante, le moteur ne fonctionnant alors que comme un piètre atmosphérique au rapport volumétrique très bas ; dans cette plage de régime le moteur est « creux », son rendement est mauvais. A l'accélération aux basses vitesses, il ne se passe rien ou pas grand chose, le temps que le débit des gaz brûlés soit apte à communiquer une vitesse de rotation à la turbine suffisamment efficace. Ce temps de réponse (« turbo-lag »), inhérent au fait que le système fonctionne en boucle fermée, se traduit donc par un mauvais rendement à bas régime, une baisse des performances en accélération et en reprise. C'est l'un des défauts majeurs du turbo par rapport au compresseur volumétrique qui, lui, nous l'avons dit, assure un très bon remplissage aux bas régimes. En revanche, passé le cap d'accrochage du compresseur, l'amélioration du remplissage est telles que le moteur « turbo » n'a plus guère de concurrent en matière de couple à l'accélération... Aussi, empressons-nous d'ajouter que si le temps de réponse apparaissait comme un réel inconvénient il y a quelques années (que les « turbophobes » exploitèrent au maximum), d'énormes progrès visant à l'effacer (presque) complètement ont été accomplis depuis, et ce n'est pas terminé. Aujourd'hui, du « turbo-lag », on en parle de moins en moins. En fait, ce délai nécessaire à la montée en pression du compresseur dépend :

— de l'inertie de l'ensemble tournant,
— de la rapidité de mise en température de la turbine (inertie thermique),
— de la « perméabilité de la turbine.

• L'inertie du rotor :

Un « petit » turbo répond plus vite qu'un « gros » : de par sa taille et son poids plus faibles, le rotor (axe + roues) possède un moment d'inertie moindre ; il réagit donc beaucoup plus rapidement à un surcroît de débit des gaz brûlés.

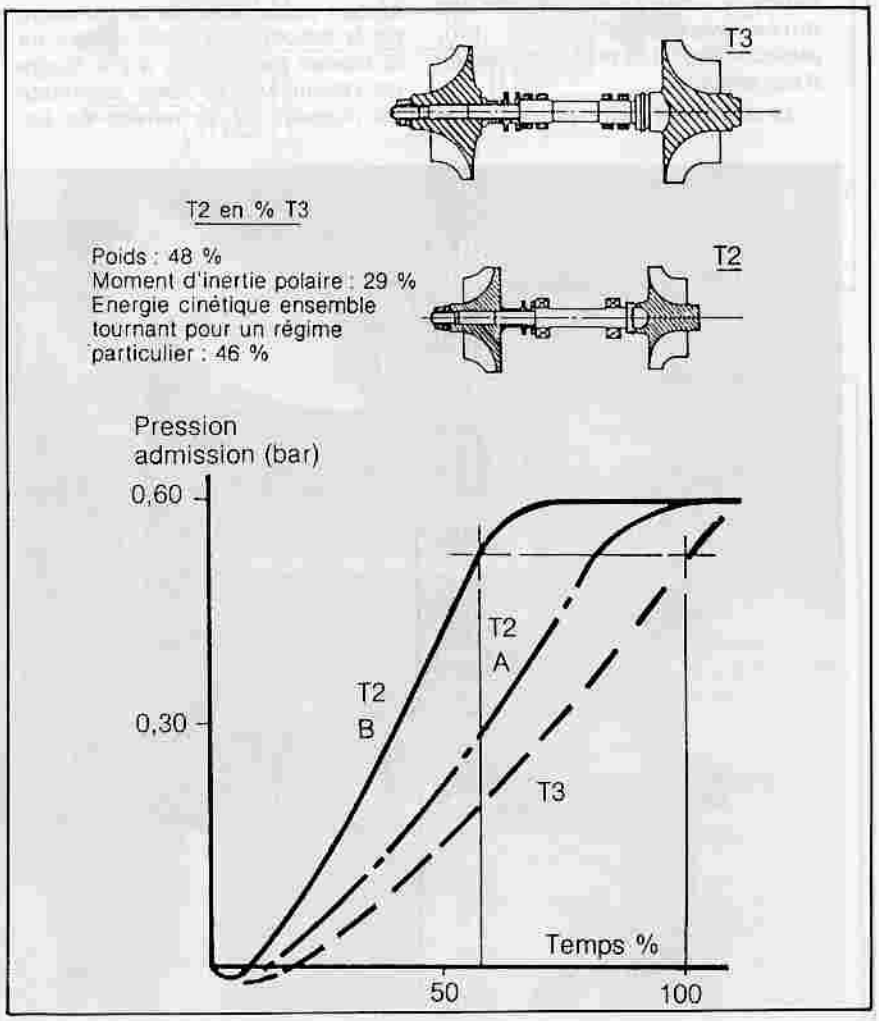


Fig. 140 : Comparaison des moments d'inertie des ensembles tournants des turbos Garrett T2 et T3. (Doc. Garrett).

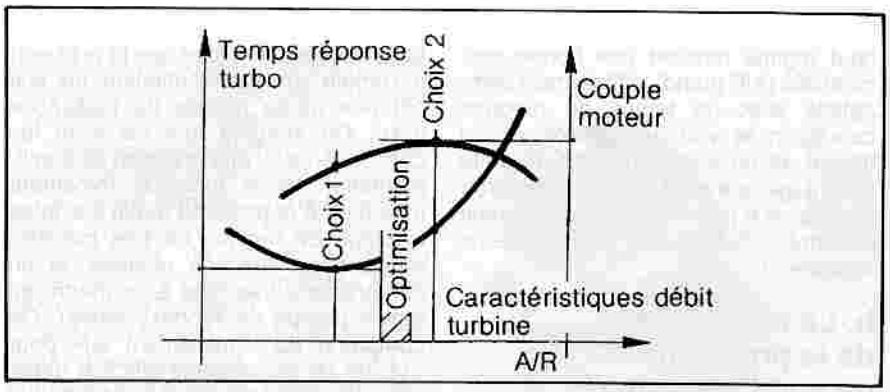


Fig. 141 :
Influence de la perméabilité de la turbine (rapport A/R) sur le temps de réponse et le couple moteur. Le temps de réponse minimal est obtenu pour des petits carters (faible perméabilité), tandis que le couple maxi du moteur à l'accélération s'obtient pour des carters de turbine plus grands. Pour un moteur de série l'optimisation « agrément - couple » passera par un choix de carter de turbine intermédiaire, alors que l'on privilégiera le couple pour la compétition. (Doc. Garrett).

Il est évident que les caractéristiques de turbine et de compresseur doivent être adaptées en premier lieu à la cylindrée du moteur à suralimenter. Il n'empêche que de plus en plus, on réduit la taille des roues de turbine (les plus lourdes), l'amélioration de la forme des aubes permettant de compenser dans une certaine mesure la réduction de diamètre de la roue. Désormais la roue de turbine est à flasque échancré, celle du compresseur du type « ouverte », toujours dans un souci de gain de poids et d'inertie, sans toutefois nuire au rendement.

A titre indicatif, le rotor d'un turbo Garrett T2 (avec roue de turbine de 48 mm de diamètre) est 48 % plus léger que celui d'un T3 (roue de 60 mm), et son moment d'inertie polaire est plus faible de 30 % ; le premier peut tourner à une vitesse maxi de 210 000 tr/mn, le second à 180 000 tr/mn. Le petit Garrett T15, avec une turbine de 43 mm, peut atteindre 240 000 tr/mn... Ainsi pour une caractéristique de débit donné a-t-on toujours intérêt à choisir le turbo le plus compact possible, mais comme nous le verrons plus loin, ce n'est pas aussi simple. Ce propos peut être illustré par les choix retenus en Formule 1 concernant l'architecture des moteurs 1 500 suralimentés. Le 4 cylindres BMW a été à son époque constamment handicapé par son unique gros turbo au temps de réponse élevé. En revanche les moteurs V6 pouvaient bénéficier d'un petit turbo par rangée de cylindres (750 cm^3), et par conséquent d'un temps de réponse nettement diminué. Sur un moteur en V, l'utilisation d'un unique turbo, placé forcément à l'une des extrémités du moteur, aurait par ailleurs réclamé de longues tubulures d'échappement, pénalisantes du point de vue énergie cinétique des gaz à l'entrée de la turbine.

On parle également de plus en plus de turbine en céramique, matériau très léger et qui, on le sait, est un excellent isolant thermique (voir encadré).

*** Délai de mise en température de la turbine :**

Il doit être le plus court possible. Les accélérations sont plus vives sur un moteur qui vient de tourner à pleine charge (turbine très chaude) que celles obtenues avec un moteur « froid ». Il y a donc intérêt à ce que la turbine fonctionne au plus près de sa température maxi admissible, et à ce que sa température baisse le moins possible entre deux conditions de charge. Cela passe nous l'avons dit par un collecteur d'échappement court, à la limite calorifugé par un isolant en amiante et pour la turbine, par des matériaux réfractaires dans le but de limiter les diffusions de calories.

Rappelons que le moteur de la Porsche 944 Turbo dispose à cet effet d'inserts en céramique à l'intérieur des conduits d'échappement de la culasse... La possibilité d'utiliser une roue de turbine en céramique voire un carter revêtu intérieurement de ce matériau, représente là encore un avantage déterminant. De plus en plus, les prépara-

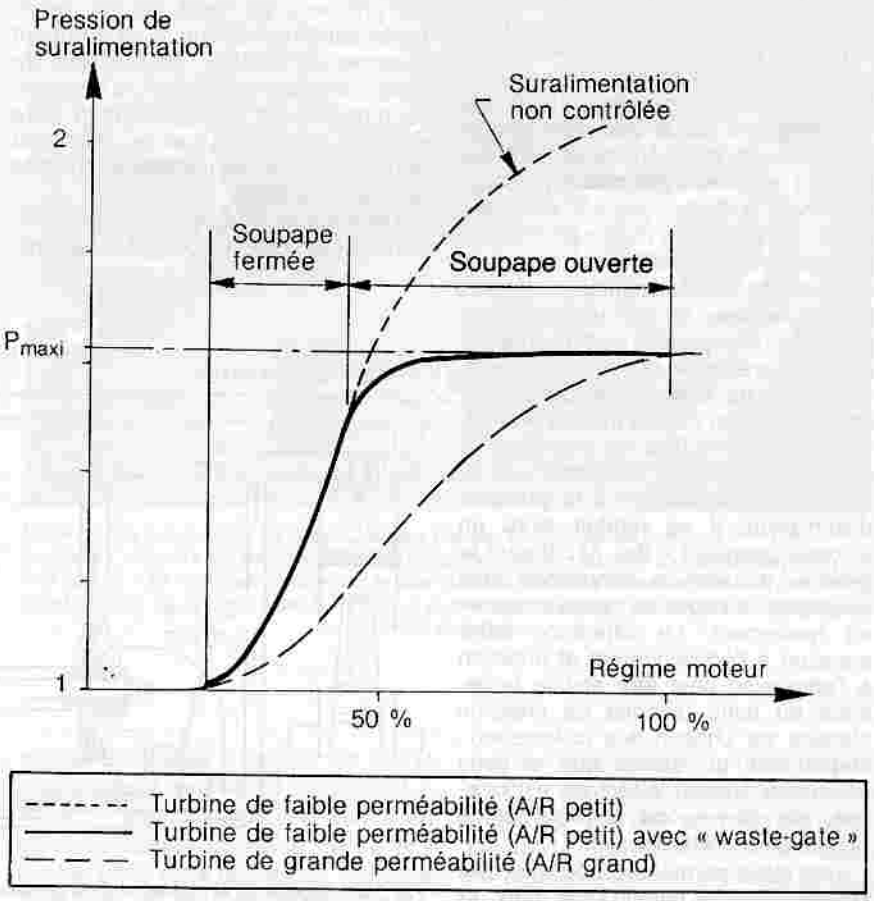


Fig. 142 : Influence de la perméabilité de la turbine sur la rapidité de mise en pression du compresseur en fonction du régime moteur, et régulation de la pression maxi de suralimentation par soupape de décharge (waste-gate).

teurs de turbo parlent de revêtement céramique déposé par procédé plasma sur les roues et carter de turbine...

*** La perméabilité de la turbine :**

Elle se définit par le rapport « A/R » : A signifiant la surface de l'orifice d'entrée du carter de turbine, R le rayon d'entrée de la volute. La section A s'exprime en « pouce carré » (1 inch = 645 mm^2), R en « pouce » (1 inch = 25,4 mm), le rapport A/R correspond donc à une valeur en pouce (ou inch). Par exemple, la turbine du turbo Garrett T3 de la R21 Turbo (série) affiche un A/R de 0,48.

Ce A/R conditionne le régime de rotation de la turbine pour un débit de gaz brûlés donné. Une même roue de turbine, caractérisée elle par un « Trim », pouvant être associée à des carters de perméabilité (A/R) variable. Ainsi, plus le A/R sera faible (petite section d'entrée ou grand rayon de volute), plus le régime de rotation du compresseur sera important, et donc plus l'on pourra disposer d'une pression de suralimentation élevée. Ceci est particulièrement important aux bas régimes (débit des gaz d'échappement faible). Du même coup, une faible perméabilité de la turbine va dans le sens d'un temps de réponse diminué puisque la pression augmente plus rapidement (voir fig. 142). Il ne faut pas en revanche tomber dans l'excès d'un A/R trop petit qui pourrait conduire à une contre-pression trop forte à l'échappement dans les hauts régimes. La contre-pression à l'échappement constitue l'un des inconvénients de la suralimentation par turbocompresseur. Si l'on récupère une partie de l'énergie des gaz d'échappement, la présence de la turbine crée une perte de charge inévitable. Une contre-pression élevée freine l'évacuation des gaz brûlés et empêche le cylindre de se vider complètement. Si elle devient supérieure à la pression d'admission, il se produit alors un « contre-balayage » des gaz durant la période d'ouverture simultanée des soupapes, nuisible au remplissage et au rendement. La différence entre pression à l'échappement et pression à l'admission peut être établie facilement au banc (sondes de pression placées sur chacun des collecteurs) ; auquel cas on estime que si cette différence, suivant le régime, est positive, elle correspond sensiblement à une perte de PME d'autant.

Une faible perméabilité de la turbine favorise donc le remplissage dans les bas régimes, mais la contre-pression à l'échappement varie en raison inverse. Au contraire, une puissance élevée à haut régime requiert une bonne perméabilité (A/R grand), difficilement compatible avec un temps de réponse court. On le voit, le compromis est délicat, et on comprend tout de suite l'avantage que peut procurer un carter de turbine à perméabilité variable (voir encadré « Céramique et géométrie variable »).

b. La régulation de la pression de suralimentation :

Cette régulation devient nécessaire dès lors que l'on recherche un bon remplissage dans les bas régimes, et par là-même un temps de réponse des plus réduits. En effet, la pression de suralimentation dépend, pour un régime moteur et une charge donnés, du débit que peut fournir le compresseur par rapport au débit d'air que peut absorber le moteur pour ce point de fonctionnement. Or la caractéristique de débit du compresseur (voir plus loin) est liée à sa vitesse de rotation, elle-même imposée par le débit des gaz d'échappement : donc si à cette vitesse, le compresseur ne peut fournir qu'un faible débit par rapport à ce que peut absorber le moteur, la pression de suralimentation sera faible : à l'inverse, la pression de suralimentation sera d'autant plus forte que le débit que peut fournir le compresseur à cette vitesse sera élevé.

On pourrait « calibrer » un compresseur de manière à ce que sa caractéristique de débit soit telle que la pression maximale de suralimentation ne soit obtenue qu'au régime de puissance maxi. On imagine tout de suite les conséquences : une pression de suralimentation faible (puisque forcément inférieure à la pression maxi) sur toute la plage de régime, un très mauvais remplissage aux bas régimes, et un compresseur très long à se mettre en action (temps de réponse élevé). On comprend donc facilement que pour assurer un remplissage efficace (pression élevée) dans les bas régimes, il faille utiliser un couple turbine-compresseur capable de se mettre rapidement en action et de délivrer un débit suffisant. Mais il faut s'attendre dans ce cas à ce que ce « turbo » délivre une pression beaucoup trop forte dans les régimes élevés, avec les conséquences qui s'en suivent : cliquetis et détériorations mécaniques.

Il devient alors nécessaire de réguler la pression de suralimentation à une valeur maximale tenant compte de la puissance recherchée et de la résistance mécanique du moteur. C'est le rôle de la soupape de décharge, bien connue sous le nom de « waste-gate », qui va dévier une partie des gaz d'échappement en provenance du moteur, en amont de la turbine. Cette déviation des gaz a pour but de stabiliser le régime de la turbine, et donc l'action du compresseur, dès que la pression maximale fixée est atteinte. Pour que cette pression conserve sa valeur maximale sur la plus grande

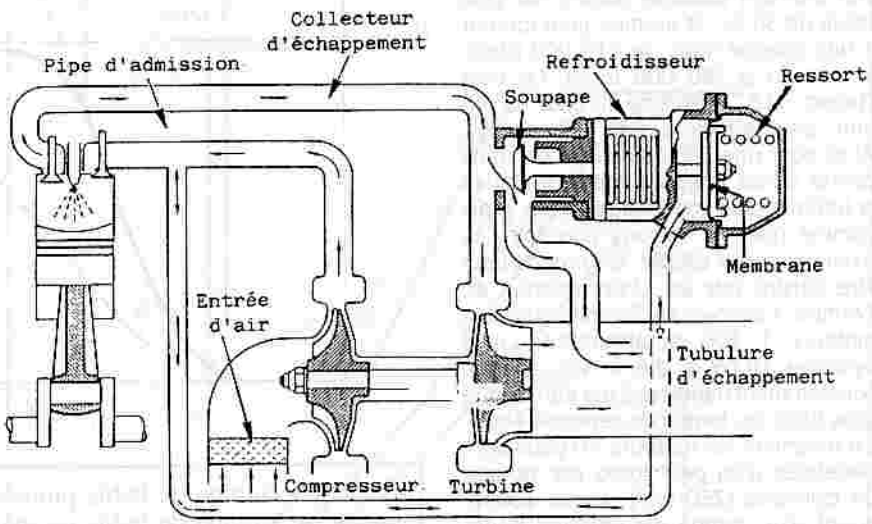


Fig. 143 : Principe de la régulation de la pression de suralimentation : si la pression d'air en sortie de compresseur devient trop forte, une soupape de décharge, pilotée par cette pression, dévie une partie des gaz d'échappement vers la sortie.
Détail d'un waste-gate à soupape, avec son refroidisseur (800° C), sa membrane et son ressort de tarage.

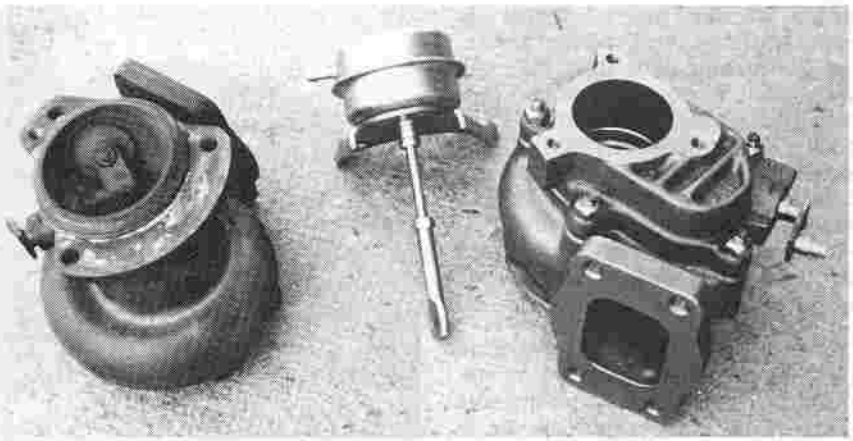
plage moteur possible, la soupape de décharge sera régulée par la pression en sortie de compresseur.

La soupape de décharge est constituée d'un vérin à membrane (fig. 143). D'un côté de la membrane agit constamment la pression de refoulement du compresseur, de l'autre, un ressort taré. Tant que cette membrane est en équilibre, la soupape (ou clapet) est maintenue fermée, et tout le débit des gaz d'échappement passe dans la turbine ; si la pression dépasse le seuil fixé, la force exercée par la pression d'air sur la membrane devient supérieure à celle du ressort et la soupape s'ouvre.

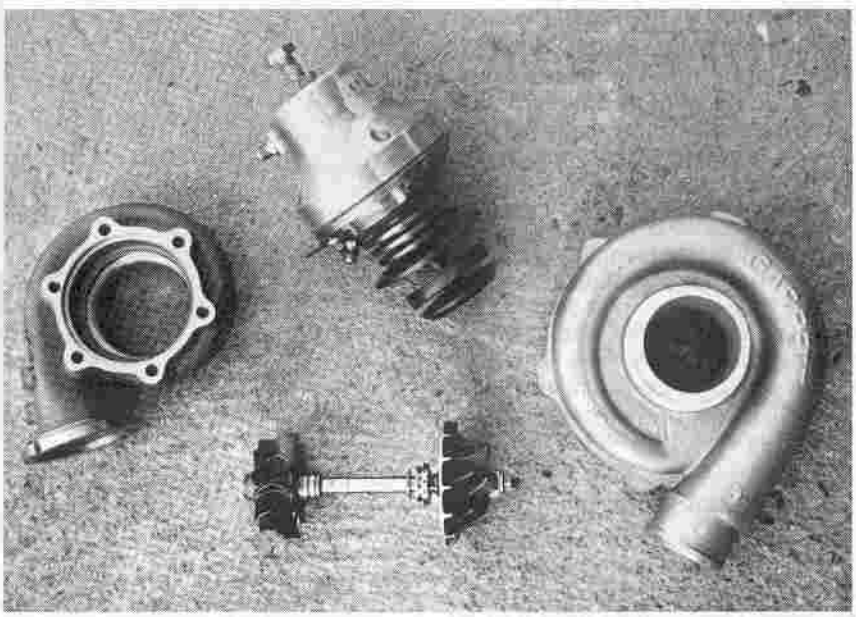
Sur les moteurs de tourisme suralimentés, le régulateur de pression est généralement intégré au turbo : les gaz sont déviés dans le corps même de la turbine, le plus souvent par un clapet à bascule, commandé par la tige du vérin pneumatique régulateur (le corps de ce dernier étant fabriqué en tôle sertie). Pour économique qu'elle soit, cette solution présente l'inconvénient de créer des pertes de charge non négligeables, les flux de gaz, ceux traversant la turbine et ceux déviés, se « bousculant » quelque peu à la sortie. Ces types de carters de turbine ne peuvent convenir pour de fortes pressions de suralimentation et des débits de gaz élevés à l'échappement. C'est pourquoi la plupart des moteurs de compétition de haut niveau utilisent des « waste-gate » indépendantes du turbo. Son emplacement en amont de la turbine, peut être ainsi adapté au mieux en fonction de la forme du collecteur pour créer le moins de perte de charge possible. Le circuit de décharge devient alors indépendant du turbo et peut satisfaire à de forts débits, la taille de la waste-gate étant définie en conséquence. Cette dernière est exclusivement du type « à soupape », cette soupape étant directement reliée au piston à membrane du régulateur de pression ; le corps de la waste-gate, beaucoup plus sollicité thermiquement dans ce cas, comporte un refroidisseur à ailettes largement dimensionné pour que la pression d'air de commande ne soit pas affectée par la température.

La pression maxi de suralimentation dépendant de la valeur de tarage du ressort, un réglage de la tension de ce dernier est prévu sur chaque type de waste-gate : par modification de la longueur de la tige de commande sur les régulateurs à clapet, par compression de la coupelle de ressort (par système vis-écrou) sur ceux à soupape.

Ce réglage facile n'en est que plus alléchant puisque « un tour de clé et des chevaux comme s'il en pleuvait ». Nous ne saurions que trop mettre en garde le lecteur intéressé de ne pas tomber dans cette facilité qui, exploitée sans discernement, aurait tôt fait de lui faire battre tous les records de puissance ramenée à la durée de vie de son moteur...



Exemples de carter de turbine (en fonte Ni-resist) de turbocompresseurs de série, avec clapet de décharge intégré. Au centre, le régulateur de pression à tirette, qui agit sur le clapet. Le réglage de la longueur de la tige de commande conditionne directement la valeur de la pression de suralimentation.

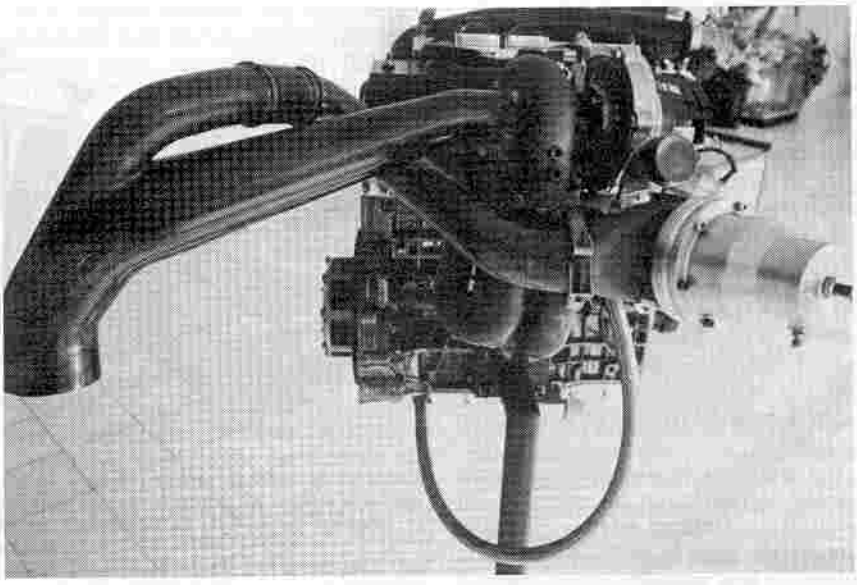


Les entrailles principales d'un turbo « course » Garrett (T04) qui équipe le moteur R21 Turbo « Super Tourisme » préparé chez Sodemo-Moteurs. De gauche à droite : le carter de turbine (A/R 0.50 contre 0.48 pour le « T3 » du moteur de série), le rotor muni de ses deux roues, le carter du compresseur (roue de Trim. 56, contre 50 sur le « T3 »), et au-dessus, l'imposante waste-gate, indépendante du carter de turbine.

Bien évidemment, augmenter la puissance d'un moteur suralimenté passe avant tout par une pression de suralimentation accrue, mais cette mesure ne peut être prise isolément, et nous verrons ultérieurement qu'elle entraîne un nombre important de modifications parallèles. Disons d'emblée qu'un surcroît de pression à l'admission se

traduira aussitôt par un temps de réponse du turbo plus important (utilisation du moteur plus brutale), des contraintes thermiques du moteur (pistons et soupapes) plus grandes, des risques de cliquetis certains, et une température de turbine peut-être inacceptable. Le dosage du mélange, l'avance à l'allumage, mais surtout le refroidissement de l'air d'admission deviennent alors des paramètres de réglage de première importance.

Clôturons ce paragraphe en ajoutant que le fait de pouvoir gagner instantanément de la puissance sur les moteurs « turbo », par un réglage facile de la pression de « sural », a quelque peu tué l'esprit sportif des compétitions soumises à la réglementation « Groupe N » où les tricheries vont bon train...



c. L'association moteur-turbo ; le couplage compresseur et turbine :

Les fabricants de turbocompresseurs (KKK en Allemagne, Garrett aux USA, IHI au Japon pour ne citer que les plus connus) proposent une large palette de produits couvrant toutes les plages de puissance recherchées.

Chaque turbo est affecté d'une courbe caractéristique représentant le champ d'utilisation du compresseur en fonction du débit d'air et du rapport de pression attendus ; étant donné que c'est le compresseur qui suralimente le moteur, la turbine ne jouant qu'un rôle moteur, il est logique qu'il faille adapter en premier lieu celui-ci au moteur.

Ultime évolution du moteur R21 Turbo « Super Tourisme » préparé chez Sodemo Moteurs (1989) : 405 ch à 8 250 tr/mn et 40 m.kg à 6 400 tr/mn (pression de suralimentation : 2 bar absolus). A noter la Very big « waste-gate » indépendante du turbo et le souci apporté au dessin du collecteur d'échappement au niveau du raccordement entre flux de gaz principal et flux dévié par la « waste-gate ».

1. LE COMPRESSEUR :

La caractéristique compresseur est donnée par un réseau de courbes donnant, pour des vitesses de rotation différentes, l'évolution du débit d'air le traversant (en kg/s), en fonction du rapport des pressions sortie sur entrée (P2/P1). (Voir exemple sur fig. 144).

Ces courbes sont limitées à gauche par une zone dite de « pompage » du compresseur qu'il faut à tout prix éviter. Elle correspond à un fonctionnement instable : l'écoulement d'air devient très turbulent avec décollement des filets d'air sur les aubes (le compresseur ne brasse plus suffisamment d'air), il se produit alors des vibrations et chocs acoustiques pouvant aller jusqu'à la destruction de la roue. La limite de pompage correspond donc à la limite inférieure de débit pour un rapport de pression donné. Les courbes « isovitesse » (vitesse constante du compresseur) montrent que la variation entre débit et pression n'est pas constante : à partir d'un certain seuil, si le débit devient trop important, la pression de sortie dégringole. On comprend qu'un compresseur sous-dimensionné par rapport à la cylindrée du moteur ne puisse fournir la pression de suralimentation souhaitée à haut régime (waste-gate fermée). A l'opposé un compresseur surcalibré, en supposant qu'il puisse atteindre rapidement sa vitesse d'accrochage, fonctionnerait constamment au maximum de pression (waste-gate ouverte), mais pas forcément dans sa plage de meilleur rendement.

Le rendement thermodynamique d'un compresseur n'est pas constant et varie en moyenne entre 0,5 et 0,75 (on espère pouvoir atteindre les 0,8, sinon plus...). Plus il est bas, plus la température en sortie compresseur sera élevée. Les courbes d' « isorendement » sont reportées sur la caractéristique compresseur et se superposent aux courbes précédentes. Un « ovoïde » de 0,7 par exemple indique qu'à l'intérieur de cette

boucle, le compresseur fonctionne avec un rendement de 70 %.

A la lecture de toutes ces courbes, on s'aperçoit aussi qu'il existe, pour un rapport P2/P1 donné, une limite supérieure de débit compatible avec, sinon un bon rendement, un rendement jugé acceptable.

Ces constatations permettent d'établir un champ de fonctionnement ou d'utilisation du compresseur. C'est ce qui est fait sur la figure 145. Cette plage se définit à partir de la limite de pompage, de l'isovitesse maxi du compresseur, et de l'isorendement limite.

Pour savoir si le compresseur est bien adapté au moteur, il suffit de superposer à cette plage d'utilisation, la courbe « pleine charge » du moteur (pression-débit). Cette dernière s'obtient sur banc, en effectuant des mesures de débit d'air absorbé par le moteur (souvent à l'aide d'une tuyère calibrée à l'entrée du compresseur, et dotée d'un capteur de dépression), pour différents régimes de rotation à pleine charge ; à chacune de ces mesures on associe les pressions en entrée et sortie compresseur, ainsi que les températures correspondantes afin d'apporter des corrections aux débits mesurés en fonction de la densité de l'air. On obtient ainsi une caractéristique « pleine charge moteur » que l'on peut associer à la caractéristique « compresseur », puisque toutes deux établies en fonction du débit d'air et du rapport de pression P2/P1. L'idéal en matière d'adaptation, mais tout dépend aussi du but recherché, consiste à ce que les points de fonctionnement moteur correspondant au couple et à la puissance maxi encadrent (ou appartiennent) à la zone de meilleur rendement du compresseur. Les figures 145-c et d traduisent différents cas possibles de mauvaises adaptations.

Si le compresseur ne convient pas, on peut passer à une gamme inférieure ou supérieure suivant le cas, mais il est également possible d'élargir le champ

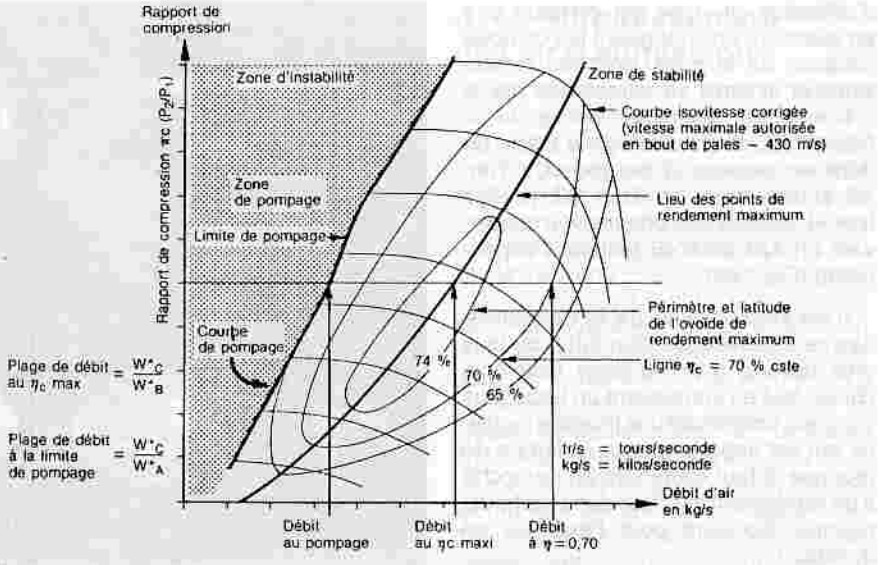


Fig. 144 : Exemple de champ de compresseur avec ses courbes isorendement, isovitesse et sa limite de pompage.

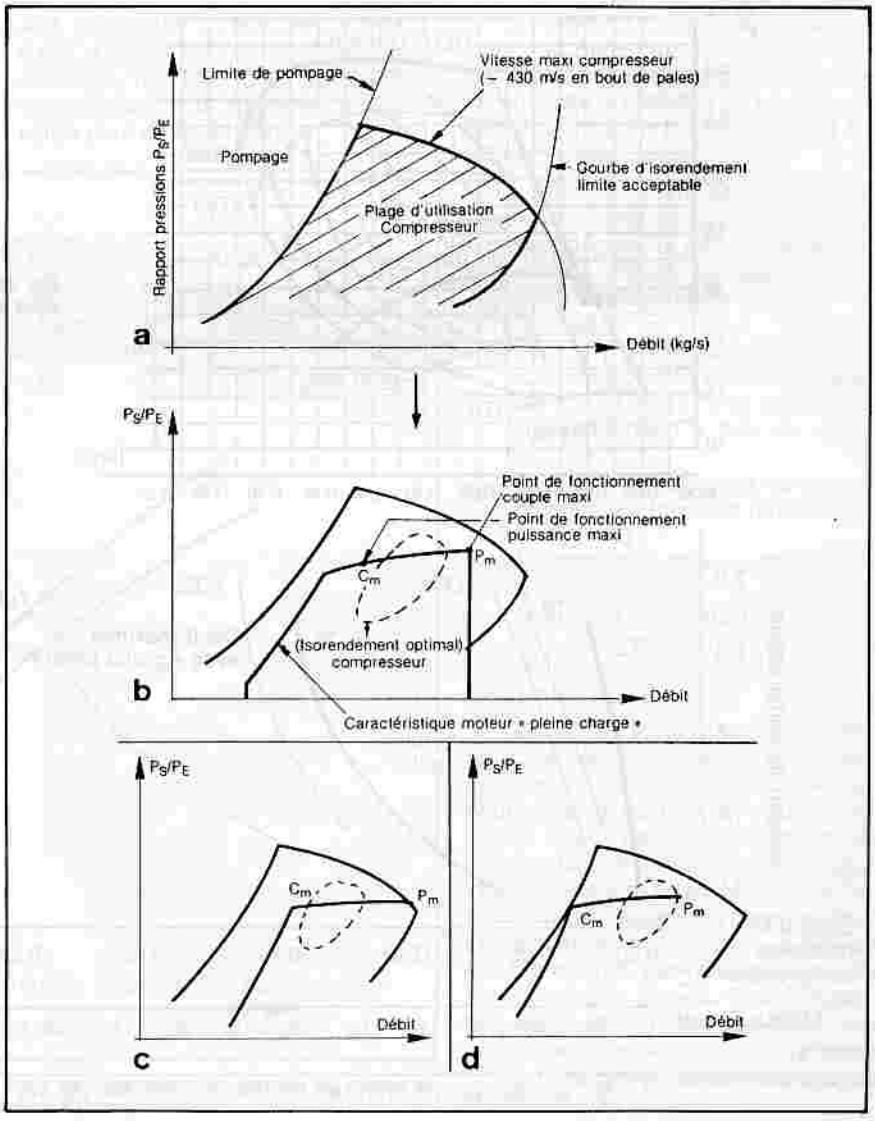
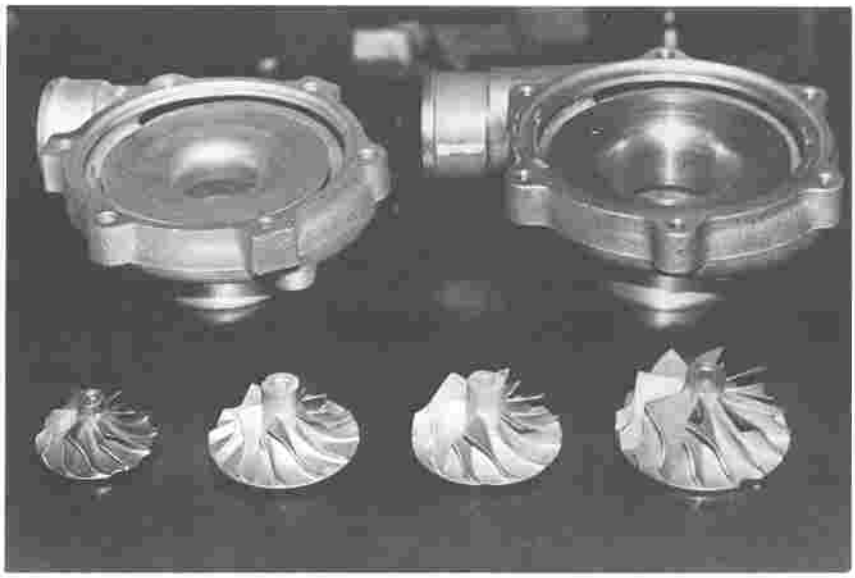


Fig. 145 : Adaptation du compresseur au moteur a. Définition du champ d'utilisation du compresseur à partir des courbes de limite de pompage, isovitesse maxi et isorendement acceptable - b. Positionnement de la caractéristique « pleine charge » du moteur par rapport à la plage d'utilisation compresseur - c. et d. Exemples de compresseur mal adapté ; compresseur trop petit en c (point de puissance maxi dans zone critique de vitesse maxi et de bas rendement du compresseur) ; compresseur surdimensionné en d (mauvais rendement au couple maxi et risque de pompage dans les bas régimes).

d'utilisation du type de compresseur en question, en changeant les caractéristiques de la roue, dont les dimensions et le profil se caractérise par le « Trim ». Par exemple, sur un turbo Garrett T2, on peut élargir la plage de débit en passant d'une roue de Trim 45 à une roue de Trim 60 (« High flow »), le carter de compresseur conservant un A/R de 0,48 (différent cependant). (Fig. 146).

Il est ainsi possible de se rapprocher des caractéristiques d'un turbo de plus gros calibre, d'un T3 dans l'exemple choisi, tout en conservant un turbo plus compact, présentant une moindre inertie, ce qui est important pour le temps de réponse. Il faut s'attendre en revanche à un rendement inférieur dans les hauts régimes (toujours pour l'exemple en question).



Les caractéristiques de pression et de débit d'un compresseur centrifuge dépendent directement du « trim » de la roue, en association avec les dimensions du carter.

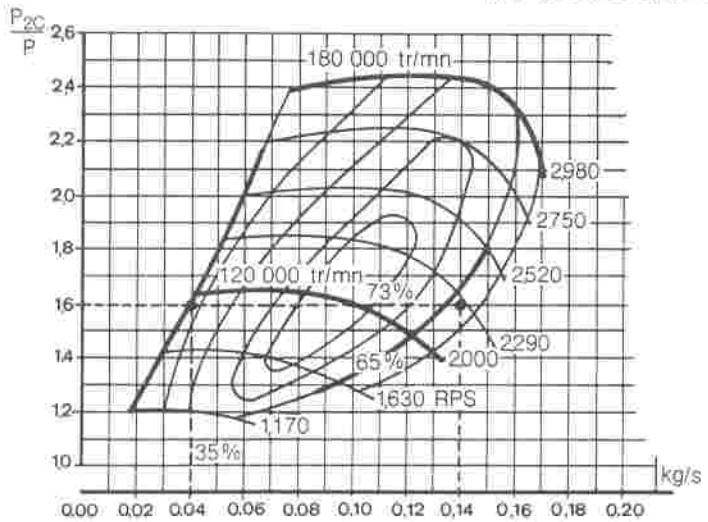


Fig. 146 : Caractéristique rapport de pression/ débit du compresseur T2 avec roue de trim 60. (Doc. Garrett).

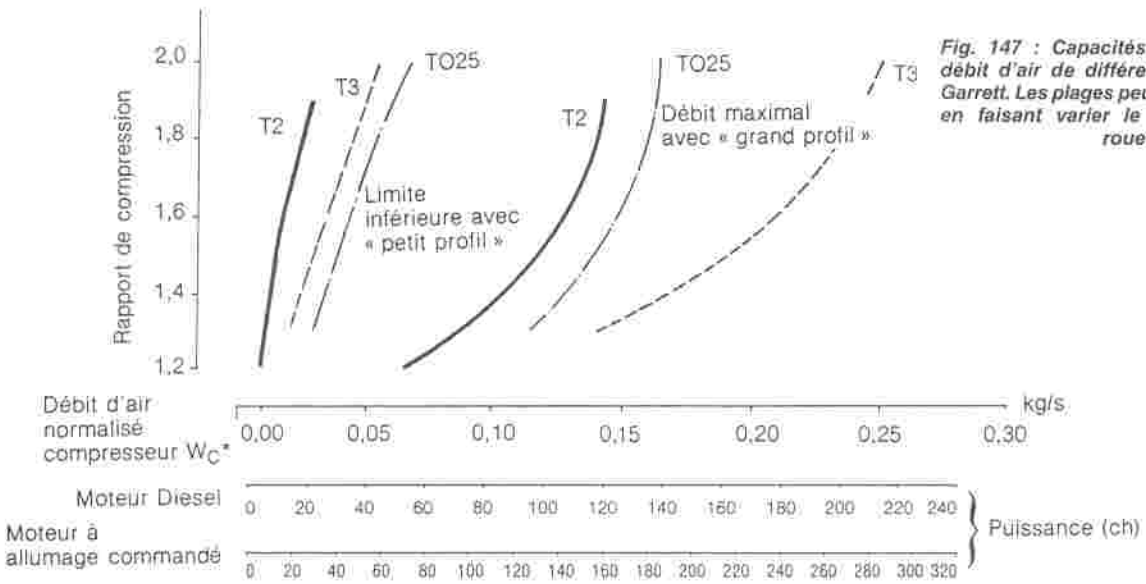


Fig. 147 : Capacités comparatives de débit d'air de différents compresseurs Garrett. Les plages peuvent être étendues en faisant varier le profil (Trim) des roues.

2. LA TURBINE :

Le compresseur parfaitement calibré, il s'agit ensuite de marier correctement la turbine à celui-ci. Sur l'abaque compresseur, le point de fonctionnement pleine puissance du moteur correspond à un débit d'air maxi et une vitesse de rotation maxi du compresseur (qui est aussi celle de la turbine). Sachant que la puissance consommée par le compresseur est égale, compte tenu du rendement mécanique du turbo (frottement dans les paliers), à la puissance fournie par la turbine (en régime stabilisé), on en déduit le débit de gaz nécessaire à la turbine. Comme pour le compresseur, la caractéristique turbine traduit une évolution du débit en fonction du rapport des pressions entrée sur sortie des gaz d'échappement, ainsi que celle du rendement, variable lui aussi.

L'idéal consiste là encore à faire fonctionner la turbine dans sa plage de meilleur rendement, ce qui n'est pas du tout évident, et de nombreuses mesures au banc sont nécessaires. Pour un débit de gaz requis, une turbine donnera un rapport de pression différent de celui d'une autre. Nous retrouvons cette notion de perméabilité évoquée plus haut : nécessairement une turbine de faible perméabilité engendrera à débit égal (si celui-ci est suffisant) un rapport de pression plus élevé, générateur de contre-pression importante à haut régime ; mais nous l'avons vu, une telle turbine favorise la mise en vitesse du compresseur et réduit le temps de réponse. Le compromis rendement-agrément-performances n'est pas toujours facile à déterminer et c'est ce qui fait la différence entre un turbo adapté pour la série, où l'agrément d'utilisation prime, et celui préparé pour la course.

Aussi pour un turbo de gamme fixée, on jouera sur la perméabilité de la turbine par modification du A/R, le Trim de la roue restant en général le même. Pour reprendre l'exemple du Garrett T2, pour une roue de Trim 57, on a la possibilité de lui associer 5 carters de A/R différents (0,26-0,35-0,47-0,63-0,84). Ce qui fait, en comptant deux variantes de Trim pour la roue de compresseur, 10 combinaisons possibles pour ce seul turbo.

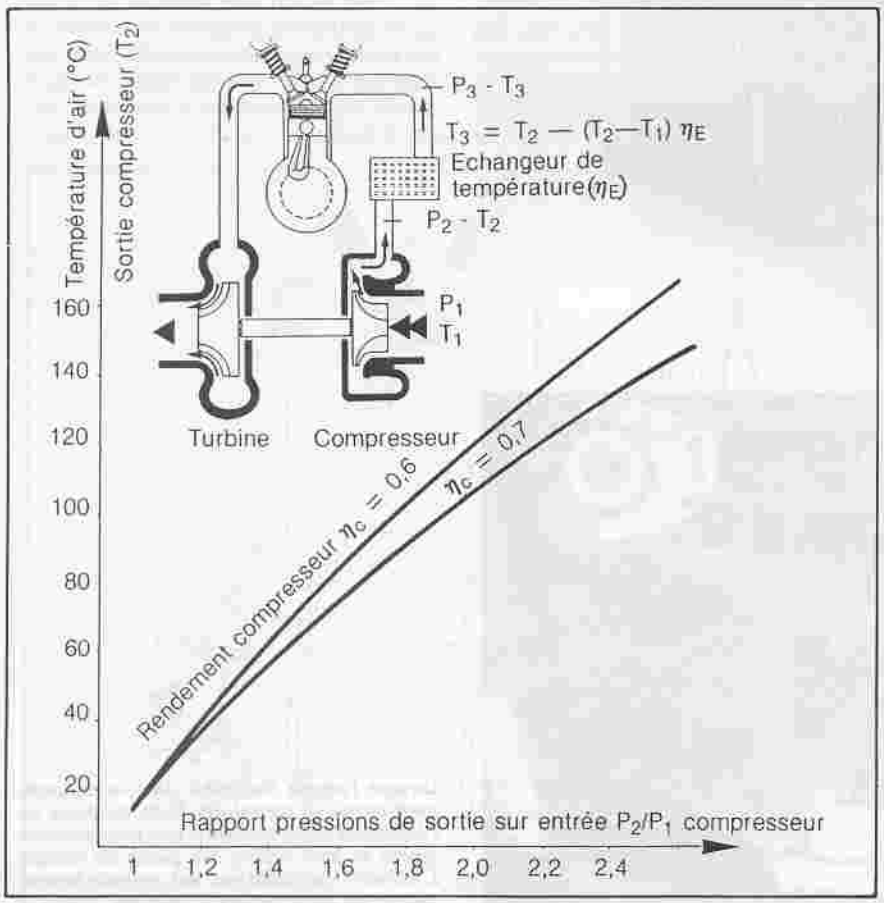


Fig. 148 : Evolution de la température de l'air en sortie de compresseur en fonction du rapport de compression et du rendement de compression.

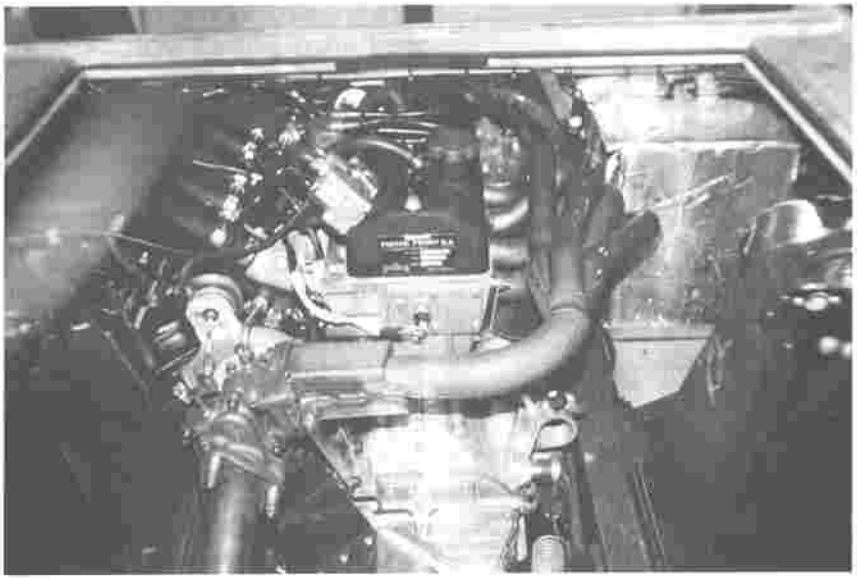
d. Le refroidissement de l'air d'admission :

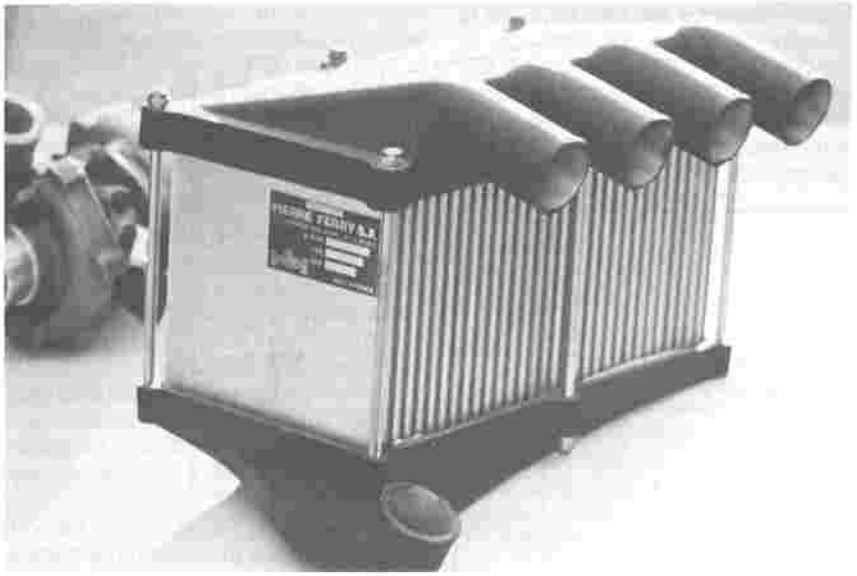
Du fait de sa compression, l'air sort du compresseur à une température nettement plus élevée qu'à son entrée. Suivant le rapport de compression et le rendement adiabatique du compresseur, on enregistre des températures très variables (voir graphique fig. 148). Sur le V6 Turbo F1 Renault, la température de l'air en sortie compresseur atteignait jusqu'à 230° C à pression maxi de suralimentation, soit 4,5 bar absolus. La densité de l'air est dans ces conditions beaucoup plus faible, la masse introduite dans les cylindres également. En outre, les charges thermiques du moteur augmentent, comme les risques de combustion détonante. Cela oblige à réduire alors fortement le rapport volumétrique, ce qui nuit au rendement du moteur dans les bas régimes, là où le compresseur ne débite pas. Aussi considère-t-on qu'avec le carburant du commerce, on ne peut guère se permettre de dépasser 70 à 80° C en température d'air d'admission, ce qui limite la pression de suralimentation aux environs de 1,4 bar (0,4 bar effectif), ce qui est peu.

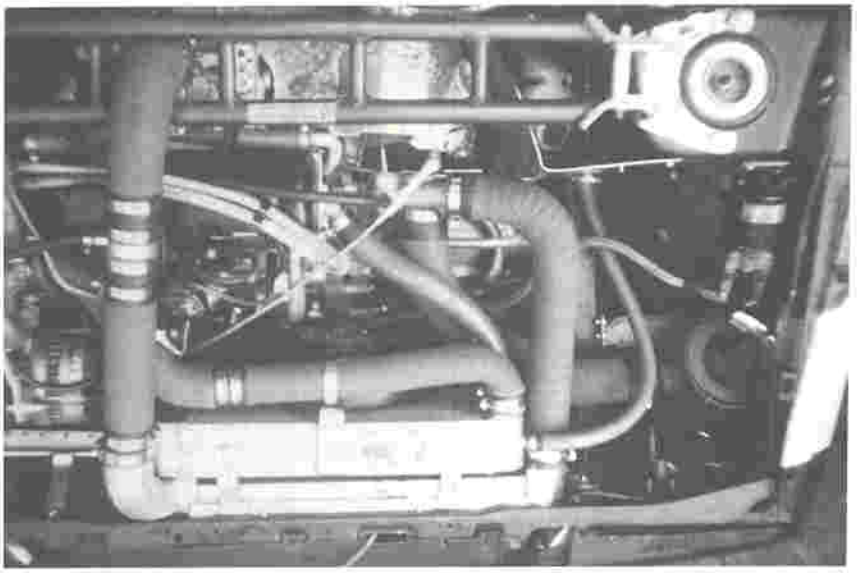
Le refroidissement de l'air d'admission en sortie de compresseur, à l'aide d'un échangeur (« intercooler ») présente alors d'énormes avantages, à l'origine de gros progrès en matière de suralimentation par turbo :

— accroissement de la densité de l'air, donc amélioration du remplissage : une baisse de 10 % de la température correspond à 3 % de masse en plus ;
— réhaussement possible du rapport volumétrique (meilleur rendement à bas régime) ;
— réduction des charges thermiques du moteur ;
— recul de la limite de cliquetis : on peut donc augmenter l'avance à l'allumage et ainsi optimiser le rendement global.

Aujourd'hui, toutes les suralimentations bien pensées comporte une réfrigération de l'air. Les premiers échangeurs étaient du type air-eau et utilisaient l'eau de refroidissement du moteur. Mais à fortiori ceux-ci ne pouvaient descendre la température de l'air à une valeur inférieure à celle du circuit de refroidissement, soit 80 à 90°, ce qui n'autorisait pas une pression de suralimentation élevée. Cette disposition était surtout dictée par le fait que l'échangeur pouvait se placer n'importe où dans le compartiment moteur (en fait là où il y avait de la place...).







Lorsque l'espace disponible dans le compartiment moteur le permet (R5 Turbo ici, photo a), l'échangeur air-air doit être le plus épais possible (photo b) pour réduire les pertes de charge. L'efficacité de l'échangeur est optimale lorsque celui-ci est placé derrière la calandre, devant le radiateur d'eau (photo c, R11 Turbo GR. A). Préparation Pierre Ferry).

Les échangeurs du type air-air, se révélèrent d'emblée plus performants, à la condition qu'ils soient correctement positionnés et léchés efficacement par les filets d'air frais (derrière la calandre, devant le radiateur d'eau).

En revanche, on voit apparaître maintenant des échangeurs air-eau pourvus de leur propre circuit de refroidissement, activé par une pompe électrique. Bien que plus compliqués à installer (et plus lourds, ce qui contribue à les écarter des solutions « compétition »), ils présentent l'avantage d'une moindre perte de charge pour un même pouvoir refroidisseur ; ceci provient de leur plus grande compacité qui limite le trajet de l'air d'admission.

Il ne faut pas perdre de vue en effet que la présence de l'échangeur dans le circuit d'admission introduit une nouvelle perte de charge qui contribue à diminuer la pression d'admission dans les cylindres. On pallie cette baisse de pression en augmentant sensiblement la pression de suralimentation en sortie compresseur... ce qui revient à faire grimper un peu plus la température de l'air à sa sortie... Le rendement de l'échangeur, qui conditionne l'importance de la perte de charge pour une différence de température entrée-sortie donnée (refroidissement non tout à fait isobare), joue un rôle très important. On comprend d'ailleurs que les monstrueux échangeurs qui équipaient les F1 « Turbo », qui devaient abaisser la température de l'air de quelques 100 à 180 °C (suivant pression) sans trop affecter sa pression, coûtaient une petite fortune.

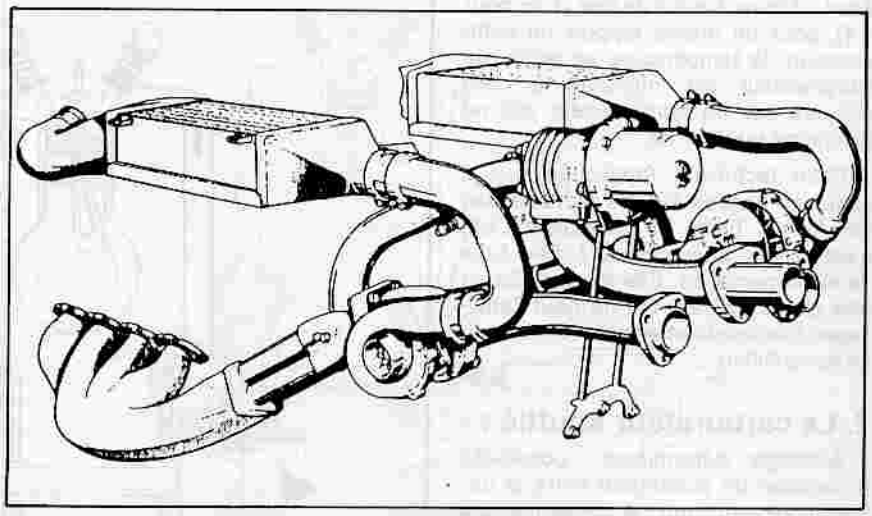


Fig. 149 : Double échangeur air-air et « waste-gate » unique sur le V8 Ferrari GTO double turbo.

Quelle que soit la valeur de la pression de suralimentation, la température de l'air d'admission ne devrait pas excéder, comme sur les moteurs atmosphériques, 15 à 20° en plus de la température ambiante (soit par exemple 40° pour une température extérieure de 20 °C).

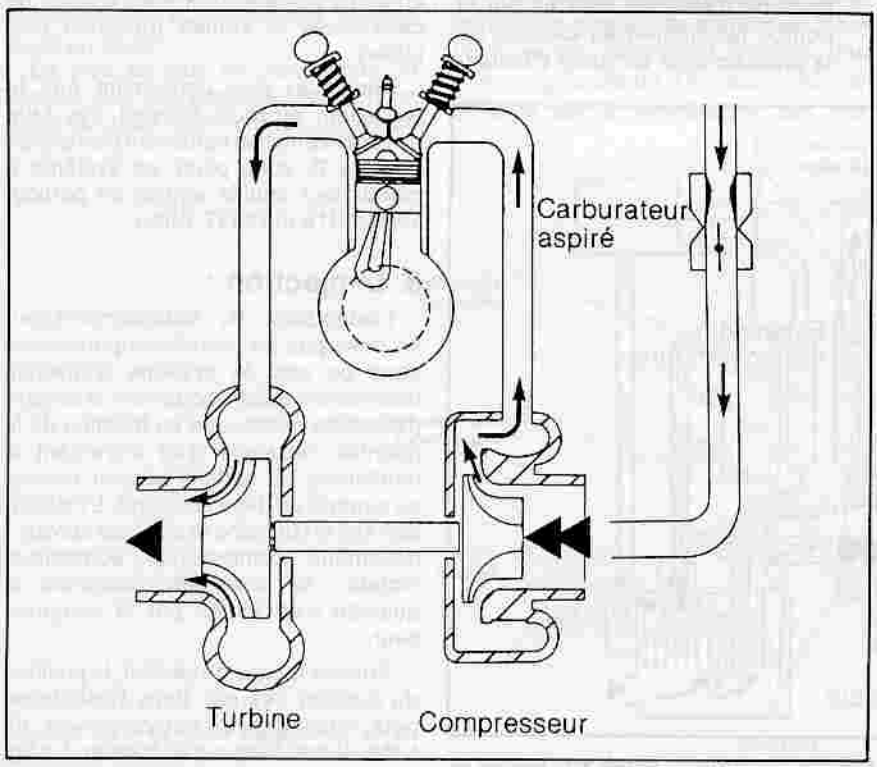


Fig. 150 : Principe de suralimentation par turbo et carburateur aspiré (ex. : Renault 5 Alpine Turbo).

e. Turbocompresseur et système d'alimentation :

Sur un moteur turbocompressé, on distingue trois modes d'alimentation possible :

— par carburateur « aspiré »
— par carburateur « soufflé »
— par injection.

1. Le carburateur aspiré :

Le carburateur est situé en amont du turbo, il fonctionne donc dans les mêmes conditions que sur un moteur atmosphérique (voir fig. 150). Le compresseur du turbo comprime alors le mélange air-essence.

L'avantage de cette solution économique est de pouvoir utiliser un carburateur classique, de plus forte dimension pour satisfaire au surcroît de remplissage, puisque celui-ci fonctionne toujours en dépression. Le mélange air-essence, brassé par le compresseur, est mieux homogène.

En revanche, ce montage présente des inconvénients majeurs :

— Pour une pression de suralimentation identique, le compresseur doit travailler dans une zone de rapport de pression plus élevé
— Et surtout, impossibilité de refroidir le mélange à la sortie du compresseur, car la baisse de température occasionnerait une condensation de l'essence à l'intérieur de l'échangeur.

Néanmoins, la vaporisation de l'essence dans l'air aspiré contribuant à abaisser la température des gaz en entrée de compresseur, de même que le cœfficient adiabatique γ du mélange

étant inférieur à celui de l'air (1,35 pour 1,4), pour un même rapport de compression, la température en sortie de compresseur est inférieure à celle obtenue sur un compresseur qui ne comprime que de l'air.

Cette technique (appliquée il y a quelques années sur les moteurs des R5 Alpine Turbo et Mitsubishi Colt) n'est valable que pour de faibles taux de suralimentation. Elle n'est d'ailleurs plus guère utilisée. On ne peut l'envisager raisonnablement sur un moteur de compétition.

2. Le carburateur soufflé :

Avantage déterminant : possibilité d'intercaler un échangeur entre le turbocompresseur, qui ne comprime que de l'air, et le carburateur (voir fig. 151).

Puisque le carburateur se trouve soumis à la pression de suralimentation, cette installation nécessite certaines modifications importantes :

— le carburateur doit être spécifique ; avec en particulier une parfaite étanchéité au niveau de la cuve (soumise à la pression de suralimentation pour le respect du dosage) et au niveau de l'axe du papillon (joints toriques) ; pour limiter les risques de fluage de la matière soumise non seulement à une pression mais aussi à une température plus élevée, le « zamac » est souvent remplacé par un alliage de magnésium (coûteux) ;

— la pompe à essence doit pouvoir fournir une pression supérieure à la pression régnant dans la cuve (qui est celle de suralimentation) : en général on prévoit une différence de 0,2 bar (200 g/cm²) ; pour ce faire, un régulateur module la pression d'essence délivrée par la pompe (électrique) en fonction de la pression d'air en sortie d'échangeur ; un retour au réservoir devient bien entendu nécessaire.

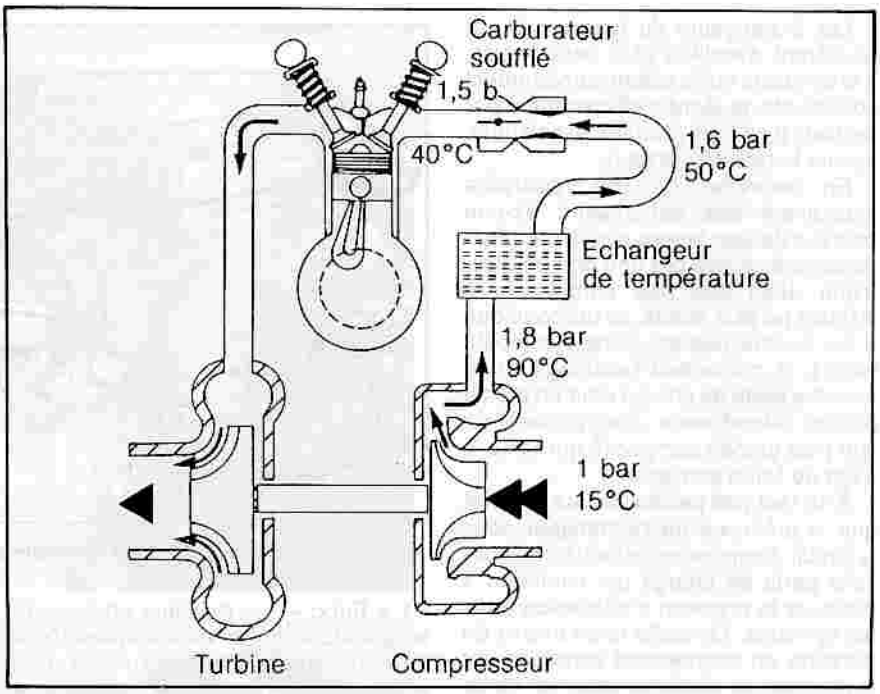


Fig. 151 : Principe de suralimentation par turbo et carburateur soufflé (ex. : Renault 5 GT Turbo (températures et pressions sont données en exemple).

Ajoutons encore que le venturi du carburateur créant une perte de charge, la soupape de décharge doit être pilotée non pas à partir de la pression en sortie compresseur mais à partir de celle après le venturi (pression plus faible).

Beaucoup plus performant que le précédent puisqu'autorisant des taux de suralimentation nettement plus élevés (jusqu'à 2, voire plus), ce système à carburateur soufflé équipe en particulier les R18 et R5GT Turbo.

3. L'injection :

L'adaptation du turbocompresseur ne pose pas de problèmes particuliers dans ce cas, le système d'injection déterminant automatiquement le dosage d'essence nécessaire en fonction de la quantité massique d'air traversant le débitmètre ; il suffit d'adapter celui-ci au surcroît de débit envisagé. L'installation suit en principe le schéma suivant : débitmètre, compresseur, échangeur, moteur ; le débitmètre mesurant la quantité d'air aspiré par le compresseur.

Suivant le type d'injection, la position du papillon des gaz dans l'installation peut influencer le comportement du turbo et son temps de réponse. La fig. 152 représente une installation avec

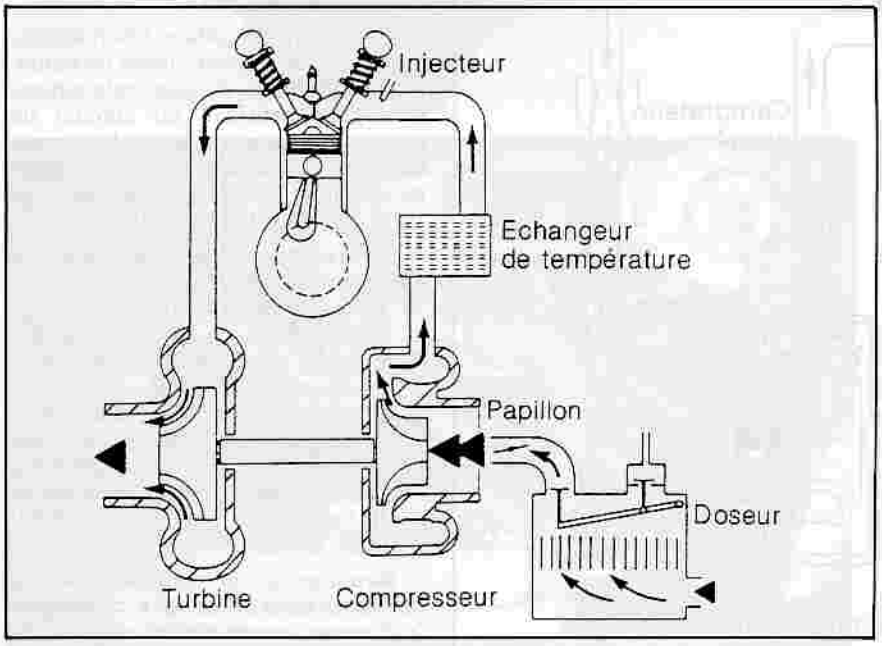


Fig. 152 : Principe de suralimentation par turbo et injection type K-jetronic Bosch, avec papillon de gaz situé en amont du compresseur (application au moteur R5 Turbo).

injection du type K-Jetronic Bosch avec papillon placé en amont du compresseur (système R5 Turbo) : à la décélération, la fermeture du papillon freine l'amenée d'air vers le compresseur qui, moins chargé, voit sa vitesse augmenter momentanément (le temps que le débit des gaz d'échappement diminue si la décélération est longue) ; le temps de réponse du turbo s'en trouve donc réduit à l'accélération suivante. Aussi pour éviter tout en emballement de la turbine aux fortes décélérations, le régulateur de pression de turbo doit être piloté à la fois par la pression en sortie de compresseur et la dépression mesurée après le papillon, en amont du compresseur.

Si au contraire le papillon prend place en aval du compresseur (après l'échangeur), sa fermeture contribue à charger davantage le compresseur et à le ralentir (fig. 153). Les avis quant à savoir si le temps de réponse du turbo est plus long dans ce cas sont partagés, car suivant la durée de décélération, la surpression momentanée engendrée en aval du papillon peut favoriser le remplissage à l'accélération suivante. La géométrie des conduits d'admission a ici une influence non négligeable.

Précisons encore que dans ces deux systèmes, les pertes de charge causées par le papillon font que pour une même pression de suralimentation, les compresseurs ne fonctionnent pas avec les mêmes rapports de pression (plus important dans le premier cas, papillon placé en aval).

De plus en plus en compétition, et lorsque cela est autorisé bien sûr, on réduit au strict minimum les pertes de charge dans le circuit d'admission en supprimant purement et simplement le débitmètre. Le système d'injection (voir ce chapitre), électronique, est alors entièrement géré cartographiquement à partir de paramètres de base tels que pression dans le collecteur et régime moteur. Des essais sur banc, complétés sur route ou circuit (appareil d'acquisition de données embarqué et enregistrant en mémoire tous les paramètres de gestion du moteur en fonctionnement), permettent d'établir une cartographie idéale. On peut ainsi, par contrôle de la température des gaz d'échappement en entrée de turbine (la fameuse « T3 » dont les motoristes parlent), définir des dosages très spécifiques visant à faire fonctionner le compresseur dans sa plage de meilleur rendement, et ainsi réduire le temps de réponse : dosage pauvre pour faire grimper la « T3 » tant que le compresseur ne fournit pas la pression suffisante (vitesse insuffisante), dosage plus riche dans les fortes charges et les hauts régimes, pour la puissance et le maintien de la « T3 » (un mélange riche contribuant aussi à refroidir les pistons...).

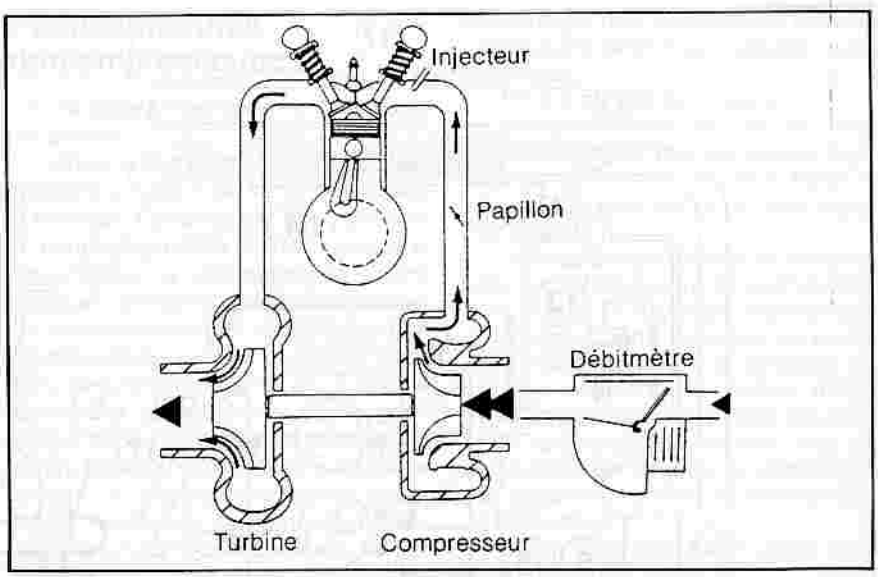


Fig. 153 : Suralimentation par turbo et injection électronique type L-Jetronic Bosch avec papillon de gaz placé en aval du compresseur.

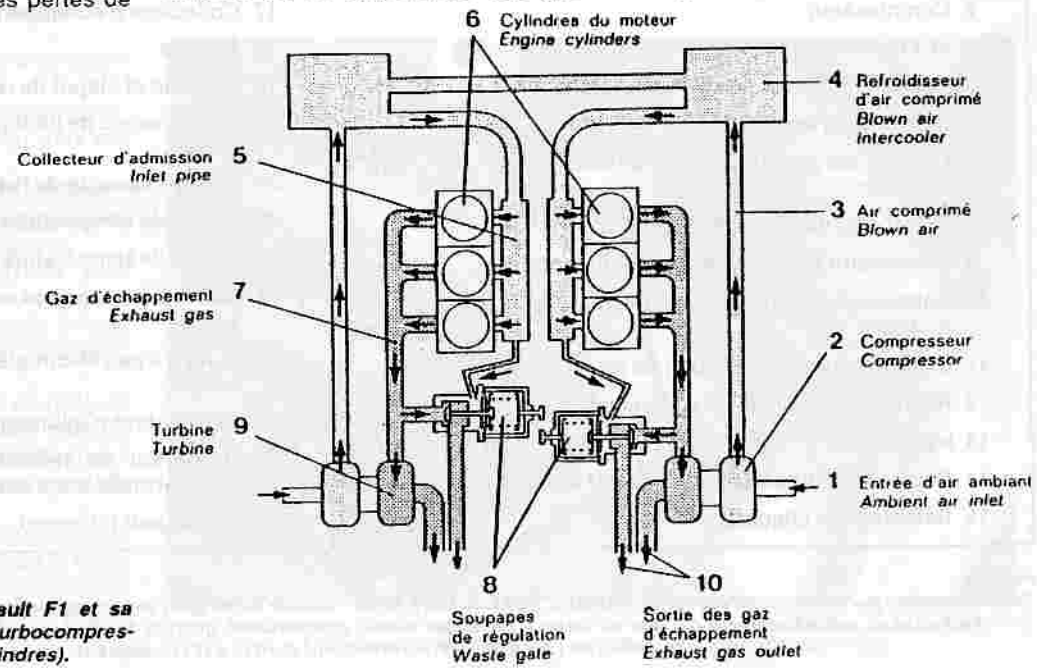
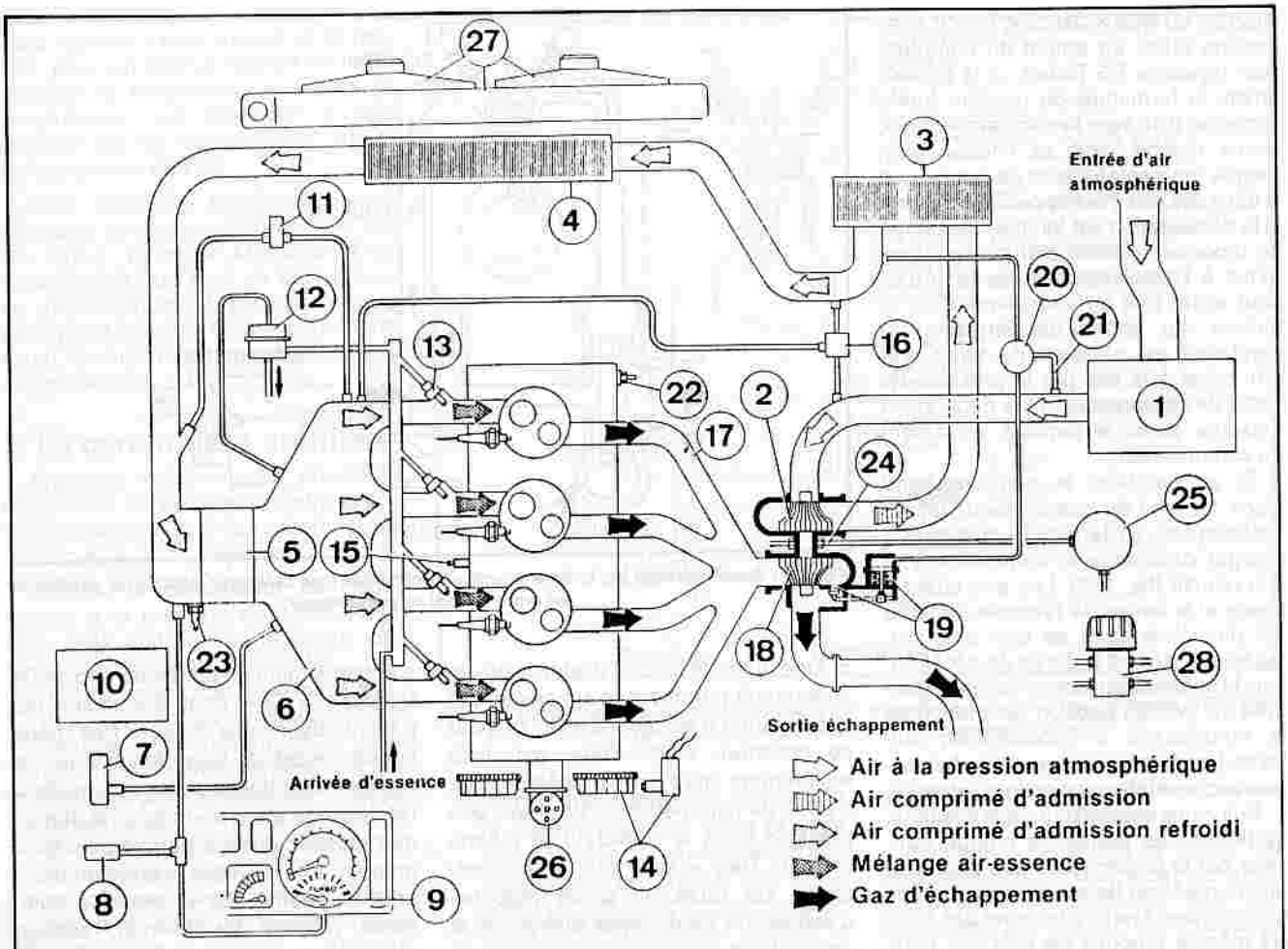


Fig. 154 : Le V6 1500 Renault F1 et sa suralimentation par double turbocompresseur (1 par banc de cylindres).



1 Filtre à air
2 Compresseur
3 et 4 Echangeurs air-air
5 Boîtier-papillon et son potentiomètre
6 Collecteur d'admission
7 Capteur de pression d'alimentation en air du moteur
8 Pressostat de sécurité
9 Manomètre de pression de suralimentation
10 Calculateur électronique de gestion du moteur
11 Electrovanne de régulation de ralenti
12 Régulateur de pression d'essence
13 Injecteurs
14 Capteur position/vitesse du volant moteur
15 Détecteur de cliquetis
16 Soupape de bouclage du compresseur
17 Collecteur d'échappement
18 Turbine
19 Capsule et clapet de régulation du turbo
20 Electrovanne de pilotage de la régulation du turbo
21 « Fuite » variable de l'électrovanne 20
22 Sonde de température d'eau
23 Sonde de température d'air
24 Refroidissement par eau des paliers de turbo
25 Pompe à eau électrique fonctionnant contact coupé
26 Distributeur d'allumage
27 Radiateur de refroidissement avec ses 2 motoventilateurs soufflants
28 Echangeur huile-eau

Fig. 155 :
Suralimentation par turbocompresseur du moteur 2 litres de la 21 Turbo : double échangeur air-air, régulation électronique de la pression d'air d'admission, refroidissement par eau du turbo à l'arrêt par circuit indépendant, gestion électronique de l'injection et de l'allumage, détection de cliquetis... l'environnement moteur est conséquent.

f. Transformation d'un moteur atmosphérique en moteur suralimenté par turbocompresseur :

Moyen radical pour augmenter de façon spectaculaire la PME, la suralimentation par turbocompresseur exige un travail d'adaptation considérable, et cette opération ne peut être menée (à bien), au risque de décevoir l'amateur intéressé, que par de véritables spécialistes. Il ne s'agit évidemment pas de raccorder tant bien que mal un turbo sur un collecteur d'échappement bidouillé, de brancher une durit entre la sortie compresseur et le carbu, et vogue la galère. A mort le berlingue oui, plutôt.

Les contraintes mécaniques et thermiques du moteur vont augmenter les risques de combustion détonante également. Il faut naturellement en tenir compte, les modifications à apporter en l'occurence seront nombreuses, et le budget à leur consacrer important.

Passons-les en revue, tout en sachant que le degré d'importance de chacune d'elle dépend bien sûr du niveau de performances recherché.

— Diminution du rapport volumétrique (fonction de la valeur de la pression de suralimentation et de la présence ou non d'un échangeur), par montage de pistons plus plats, voire creux, ou par agrandissement des chambres de combustion.

— Pistons forgés et axes renforcés.

— Bielles renforcées au niveau raccordement corps/tête (forgées si possible).

— Vilebrequin renforcé, si possible forgé avec paliers de plus forts diamètres (implique dans ce cas un usinage du bloc).

— Coussinets de taux de charge supérieur.

— Joint de culasse renforcé (surépaisseur d'amiante et sertissage inox par exemple).

— Circuit de refroidissement amélioré : radiateur de plus forte capacité, éventuellement débit de pompe accru.

— Dérivation du circuit d'huile pour lubrification du turbo, avec retour (grosse section) dans le carter ; pompe à huile de plus fort débit (15 à 20 %) ; radiateur d'huile recommandé.

— Installation d'une rampe de gicleurs d'huile (dotés d'un clapet de tarage) dans le bloc pour le refroidissement (par arrosage interne) des têtes de piston.

— Collecteur d'échappement spécifique en Inconel ou inox, comportant la bride de fixation du turbo et éventuellement celle de raccordement de la waste-gate (si celle-ci est séparée).

— Soupapes d'échappement refroidies au sodium.

— Arbre à cames spécifique : sur les moteurs « turbo » de série, celui-ci est « décroisé » pour ne pas trop pénaliser le remplissage dans les bas régimes et pour limiter la consommation ; dans l'optique compétition, les diagrammes de distribution varient sensiblement en fonction de la pression de suralimentation, des caractéristiques de la turbine (favorisant la souplesse ou la puissance maxi), et de l'importance de la contre-pression à l'échappement à pleine charge , la valeur du croisement influençant également la température de sortie des gaz d'échappement, et par conséquent le rendement du turbo.

— Système d'alimentation corrigé : suralimenté en air, le moteur doit en toute logique l'être en carburant afin de répondre aux exigences de dosage. Aucun problème avec les injections électroniques puisque le calculateur détermine la durée d'injection en fonction de la quantité d'air traversant le débitmètre ; la taille des injecteurs, comme le débit de la pompe d'alimentation, ne sont revues que dans le cas de fortes suralimentations. Nécessité d'adapter la cartographie sur les injections numériques. Concernant les alimentations par carburateur, augmentation du calibre des gicleurs d'essence et montage d'un carburateur étanche spécifique si celui-ci est « soufflé » (voir plus haut).

— Filtre à air très perméable.

— Refroidissement de l'air en sortie de compresseur par échangeur type air-eau, ou mieux (et plus facile à adapter) de type air-air de forte capacité (épais).

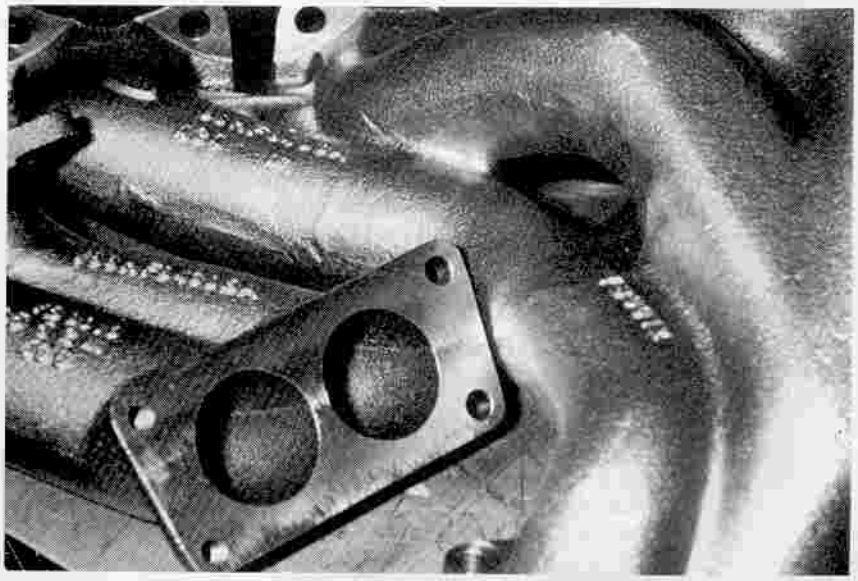
— Correction des courbes d'avance à l'allumage dans le sens de la diminution de l'avance. L'allumage électronique (avec cartographie adaptée) est quasiment indispensable, une détection du cliquetis incorporée permettant d'optimiser en permanence le point d'avance et le rendement du moteur, tout en empêchant les risques de destruction des pistons inhérents au phénomène de détonation.

— Degré thermique des bougies revu, légèrement plus « froid ».

g. La préparation des moteurs « turbo » :

Dans sa philosophie, la préparation des moteurs turbocompressés diffère quelque peu de celle concernant les moteurs à aspiration naturelle.

« Tourner la molette du turbo » ou « mettre plus de boost » est une recette bien connue et simpliste pour sortir des chevaux à moindre frais. Il faut toutefois prendre conscience que sur ces moteurs, la recherche de puissance trouve sa limite dans la tenue mécanique des organes, même si celle-ci, dans le



Collecteurs d'échappement en « Inconel » pour moteur turbo.

meilleur des cas, s'est vue réhaussée d'origine. La puissance s'obtient ici par le couple et non par le régime, et pour fournir une puissance égale, un moteur « turbo » tournera généralement beaucoup moins vite qu'un « atmo ». A titre d'exemple, prenons le cas des moteurs F1 des deux dernières générations : celle des feux « 1500 turbo » et la nouvelle « 3,5 litres atmo ». Si dans cette dernière version les 700 ch sont obtenus au régime de 13 500 tr/mn, le V6 Honda Turbo développait cette même puissance au régime de 8 300 tr/mn (en version qualification). Ceci pour dire que dans le premier cas, le couple développé atteint 36,5 m.kg et correspond à une PME de 13 bar, alors que dans le second, on arrive à des chiffres respectifs de 59 m.kg et 49,5 bar.

Les contraintes que subissent les embiellages sont alors d'un autre ordre, ou plus exactement d'une autre nature. En effet, contrairement à ce que l'on pourrait croire, l'ensemble piston-bielle-vilebrequin d'un moteur turbo ne supporte pas, dans l'absolu, des contraintes foncièrement supérieures. Il faut compter avec les forces d'inertie qui, dans le cas d'un moteur atmosphérique tournant à grande vitesse, deviennent prépondérantes, c'est-à-dire qu'elles dépassent en valeur les charges dues à la combustion. Ainsi, ce n'est pas tant l'intensité des charges qui diffèrent mais plutôt le sens d'application de celles-ci, et il importe d'en tenir compte dans le dessin des pièces ou dans l'allègement de celles-ci. Par exemple, une bielle de moteur turbo sera renforcée au niveau du raccordement corps-tête, car elle travaille en priorité à la compression et au flambage. Au contraire, une bielle de moteur atmosphérique « rapide » est davantage soumise à la traction étant donné l'importance des forces d'inertie : la liaison chapeau-corps de bielle doit être renforcée. Dans un même ordre d'idée, un moteur turbo usera plus rapidement les demi-coussinets situés côté corps de bielle, alors que sur un « atmo », les hauts régimes solliciteront davantage les demi-coussinets de chapeaux de bielle...

Ces constats montrent que l'allègement du bas moteur sur un moteur turbocompressé ne doit pas être abordé tout à fait de la même manière. Ce travail se justifie d'ailleurs beaucoup moins que sur un « atmo » où l'importante réduction des masses contribue à diminuer (à accélération identique), les forces d'inertie, et par suite les contraintes encaissées par les pièces. Il n'est pas conseillé – il y a tant à gagner sur le remplissage – d'alléger les éléments de série (exceptés le volant moteur et les éléments de distribution), et il n'y a guère que sur les moteurs à haut degré de préparation que l'on redessine entièrement vilebrequin (forgé ou de plus en plus souvent taillé dans la masse), bielles et pistons, à la fois très allégés et très résistants, car étudiés en fonction des contraintes spécifiques aux moteurs suralimentés. Une attention toute particulière est accordée aussi au refroidissement des pistons, dont les têtes sont soumises à rude épreuve ; si l'arrosage interne par jet d'huile est naturellement de mise, comme cela est devenu classique sur ces moteurs, même de série, on va en revanche jusqu'à concevoir des pistons à tête creuse, dont la cavité interne est étudiée pour recevoir et faire circuler l'huile injectée par les gicleurs...

En fait, la préparation d'un moteur turbocompressé tourne essentiellement autour du... remplissage, que l'on essaie d'optimiser sur toute la plage de régime, et principalement « en bas », là où pêche le rendement du turbo. Nous rejoignons là ce qui a été dit à propos du choix des caractéristiques de turbine et de compresseur, à savoir faut-il favoriser le couple ou la puisance maxi. Tout dépend de l'optique recherchée, de l'utilisation ou du type de compétition envisagé. La parfaite harmonie entre diagramme d'arbre à cames et caractéristiques du turbocompresseur devient alors essentielle, étant entendu que la modification de ces éléments soit autorisée par le règlement. De nombreux essais sur banc de puissance sont nécessaires afin d'établir le meilleur choix. Sur un moteur suralimenté, le montage de grosses soupapes ne devient plus une priorité en soi. On préfèrera avant tout étaler davantage les durées d'ouverture des soupapes, relativement fermées sur les moteurs de série, surtout en ce qui concerne le croisement. Mais bien sûr, comme pour un « atmosphérique », une étude de la culasse en soufflerie permettra d'améliorer les coefficients de débit (perméabilité) en fonction de la levée de soupape...

En ce qui concerne la pression de suralimentation, il est évidemment avantageux de tarer un peu plus le ressort du clapet de décharge, mais on sait que cela va à l'encontre d'un temps de réponse réduit du turbo. L'agrément d'utilisation du moteur d'en ressent ; la puissance, supérieure, arrive plus tard et de façon brutale, ce qui fait souffrir transmissions et pneumatiques. Aussi, pour ne pas avoir à abaisser encore le rapport volumétrique, toute élévation de pression doit s'accompagner, pour qu'elle soit efficace, d'une réfrigération accrue de l'air d'admission. La qualité de l'échangeur constitue un autre point clé de la préparation des moteurs « turbo ». Un échangeur de bon rendement, c'est-à-dire capable de réaliser un transfert thermique important sans trop de perte de pression, est coûteux à réaliser. Il n'y a pas de secret, pour qu'il soit performant, un échangeur air-air doit avoir une forte capacité, être le plus épais possible pour limiter les pertes de charge, et conçu entièrement en aluminium soudé. C'est loin d'être le cas pour la plupart des refroidisseurs montés en série. Non seulement ceux-ci sont généralement mal positionnés par rapport au flux d'air frais, mais pour des raisons d'encombrement et de coût de fabrication, ils sont souvent peu épais et fermés à leurs extrémités par des éléments encastrés en matière thermoplastique, l'étanchéité ainsi réalisée étant des plus aléatoires. Aux pertes de charges s'ajoutent donc une chute de pression par mauvaise étanchéité. En préparation « Groupe N », la réglementation interdisant la modification du système de réfrigération de l'air, on ne peut faire mieux que coller ou recoller les échangeurs de série que l'on teste à la pression.

Refroidir l'air d'admission permet, nous l'avons vu, d'améliorer le remplissage tout en se protégeant davantage, pour une pression donnée, des risques de détonation. Ainsi le montage d'un échangeur plus performant permet-il de réhausser sensiblement le rapport volumétrique et d'augmenter le rendement du moteur, particulièrement dans les phases de non suralimentation, à bas régimes. Ceci est surtout intéressant dans le cadre d'une préparation « routière » lorsque l'on conserve la pression de suralimentation d'origine, pression pouvant à la limite être augmentée légèrement afin de compenser les pertes de charge du nouvel échangeur.

h. La préparation du turbo lui-même :

Lorsqu'il passe dans les mains de certains préparateurs spécialisés dans le domaine de la suralimentation, le turbocompresseur subit lui aussi quelques aménagements. Nous ne voulons pas parler ici du choix des dimensions des roues (Trim) et des carters (A/R) vu précédemment, et indispensable à toute bonne adaptation, mais des améliorations touchant à la réduc-

tion des frottements dans les paliers du rotor, à l'équilibrage dynamique, aux pertes de charge dans le carter du compresseur, et éventuellement à l'isolation thermique de la turbine.

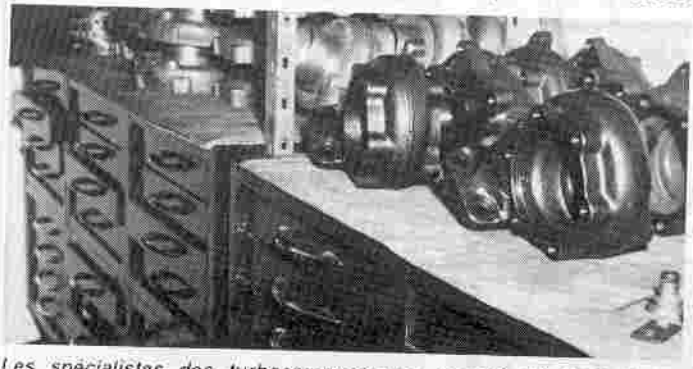
Les pertes par frottement dans les paliers pénalisent le rendement du turbo dans les bas régimes, là où son énergie cinétique est faible : le délai de mise en pression (temps de réponse) s'en ressent. On peut minimiser celles-ci en montant des paliers aussi réduits que possible. Mais intervient le problème de la stabilité du rotor qui, ne l'oublions pas, tourne à des vitesses de l'ordre de 150 000 à 200 000 tr/mn. A de tels régimes, on ne plaisante plus avec les vibrations. Les balourds initiaux, subsistant malgré l'équilibrage, mais surtout ceux naissant des déformations des paliers et des aubages lorsque le turbo est en charge, ainsi que les variations d'épaisseur du film d'huile, provoquent des oscillations du rotor génératrices de vibrations, auxquelles s'ajoutent celles dues à l'effet pulsatoire des gaz d'échappement dans la turbine. Non correctement maîtrisées, elles peuvent mettre rapidement un terme à la vie du turbo.

Il importe donc de déterminer le bon rapport stabilité/frottement dans le dimensionnement des bagues de paliers. Sur les turbos utilisés en compétition, amenés à être vérifiés (ou carrément changés) souvent, on peut prendre davantage de risques. Un travail sur la butée latérale, sur la circulation d'huile, sur le choix des matériaux de segments ou joints d'étanchéité plans (graphite, carbone...) – dans des domaines, les spécialistes y vont de leurs bidouilles secrètes et testent de nombreuses choses... –s'avère également bénéfique quant à la réduction des frictions.

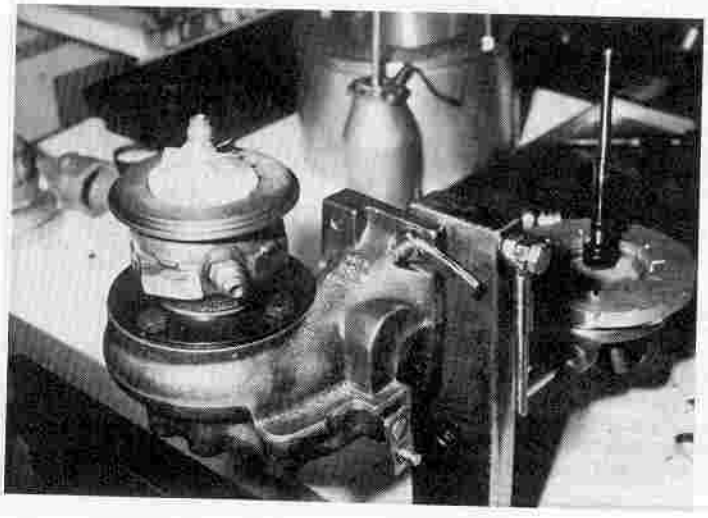
Autre opération d'importance dans la préparation d'un turbo : l'équilibrage dynamique très poussé du rotor (sous-entendu arbre équipé de ses roues bien sûr). Elle s'effectue sur une équilibreuse étudiée spécifiquement à cet effet (très peu répandue), et requiert une extrême précision car les masses à ôter par meulage sont de l'ordre du « pouillème ». Le meulage s'effectue en bout d'arbre, sur l'extrémité du moyeu des roues (là où il y a le plus de matière, mais l'effet est moindre étant donné la proximité de l'axe d'inertie), mais aussi au dos de la roue de compresseur, lorsque celle-ci est échancrée entre les aubages.

Enfin, dans le but d'améliorer l'écoulement de l'air, le carter de compresseur peut recevoir un polissage interne, notamment l'entrée (avec usinage en cône si tel n'est pas le cas) et le conduit de sortie, car le travail de la volute n'est guère aisé.

En revanche, côté turbine, d'aucuns tentent d'améliorer l'isolation thermique en jouant sur la qualité des écrans, mais aussi en apportant à la roue des revêtements spéciaux à base de céramique.



Les spécialistes des turbocompresseurs, comme ici Rene Huger, disposent d'une impressionnante panoplies de pièces détachées : roues de compresseur et de turbines, bagues de palier, carters, etc... nécessaires à la préparation et à la remise en état de ces petites bêtes. Un turbo souffre surtout du côté turbine (aubes pliées ou cassées, avec comme ici rupture de l'axe du rotor...) et du côté paliers de guidage. Une remise à neuf, assortie d'un « pinaillage » des jeux et d'un parfait équilibrage du rotor, sur équilibreuse spécifique, s'impose. (Préparation Huger).



Puissance et consommation...

L'abandon des moteurs turbocompressés en F1 apparaît comme un retour en arrière du point de vue progrès technique. En effet, jamais jusqu'alors des moteurs de compétition n'avaient atteint un tel niveau en matière de consommation spécifique, représentative du rendement énergétique.

Récemment, Honda a dévoilé (presque) tout des différentes versions de son V6 Turbo champion du monde. Et a créé quelque peu la surprise en montrant que sur son V6 version course 88 (année rappelons-le des restrictions en matière de pression de suralimentation et de consommation), la consommation spécifique minimale était obtenue à... 12 000 tr/mn, soit quasiment au régime de puissance maxi... Véritablement étonnant, surtout lorsqu'on sait que sur un moteur classique, le meilleur rendement correspond sensiblement au régime de couple.

Pour arriver à ce résultat fabuleux, les ingénieurs de chez Honda ont mené des recherches parallèles sur les différents dosages de mélange, les températures d'air d'admission, mais aussi sur les températures de carburant, dans le but d'optimiser la pulvérisation de l'essence dans l'air et améliorer l'homogénéité du mélange. Ainsi les 620 ch à 12 500 tr/mn du V6 Honda RA168E étaient obtenus à partir d'un rapport volumétrique élevé de 9,4 : 1 (la pression de suralimentation réglementaire étant descendue à 2,5 bar), d'une richesse minimale de 1,02 (soit pratiquement le rapport stoechiométrique idéal), et avec des températures de 70° C pour l'air, 80° C pour le carburant. Les courbes jointes, traduisant les études menées par le constructeur nippon sont édifiantes.

Honda dévoila également la composition du carburant spécial développé par Elf : un carburant haute densité (0,84) à très fort pourcentage de toluène (84 %). La nature des carburants spéciaux employés sur les moteurs turbos de F1 ont d'ailleurs fait l'objet d'une certaine polémique. Le rapport volumétrique « équivalent » de ces moteurs, compte tenu du rapport volumétrique réel et de la pression de suralimentation maximale, tournant en effet aux alentours de 21 à 22 : 1, et la pression maxi d'explosion atteignant jusqu'à 230 bar (maximum enregistré), les spécialistes estiment que ces valeurs ne peuvent être obtenues avec un carburant d'indice d'octane de 102 (limite réglementaire).

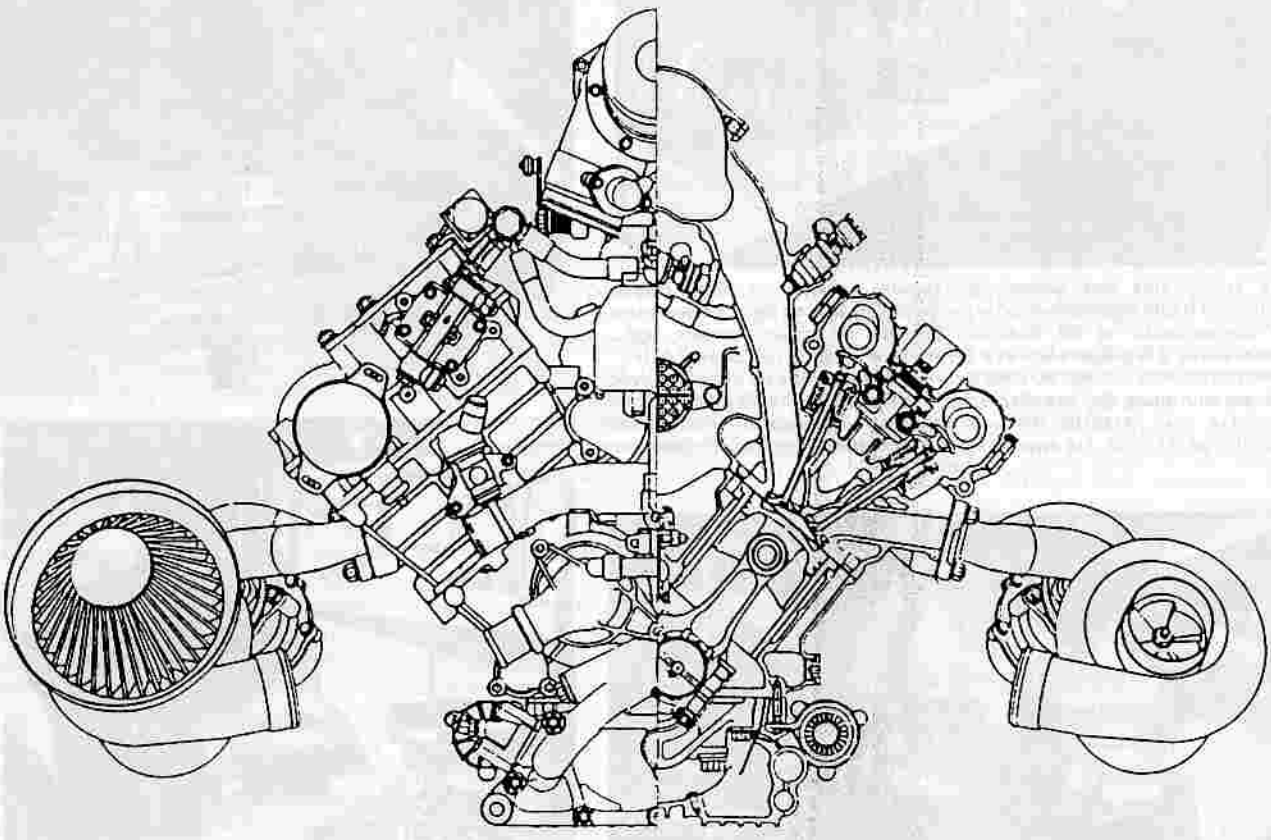


Fig. 156 : Le V6 Honda RA168E de Formule 1, version 1988
V à 80°, 1 494 cm³, 79 × 50,8 mm d'alésage × course, RV 9,4/1, 4 soupapes par cylindre disposées en V à 32° et commandées par basculeurs à patin céramique, injection électronique séquentielle à double injecteur, double turbo IHI avec roue de turbine en céramique et rotor guidé sur roulements (céramique ?), une pompe à eau par rangée de cylindres, 4 pompes d'assèchement du carter d'huile, 146 kg... une bête de course.

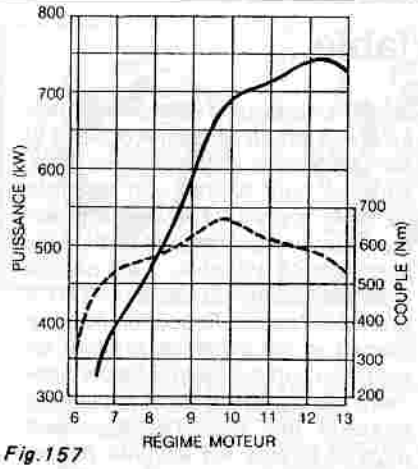


Fig.157

Courbes de puissance et couple du V6 Honda RA167E version « qualification », pression de suralimentation 4 bar; richesse 1,23 : 742 kW (1000 ch) à 1200 tr/mn et 664 mN (66,7 mkg) à 9800 tr/mn.

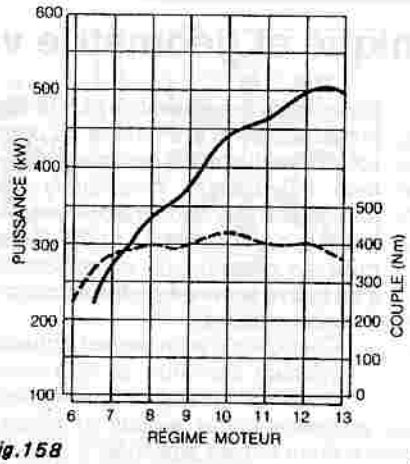


Fig.158

Courbes de puissance et couple du V6 RAI168E version « course », pression de suralimentation 2,5 bar; richesse 1,15, température d'air d'admission 40° : 504 kW (685 ch) à 12500 tr/mn et 424 mN (43,2 mkg) à 10000 tr/mn.

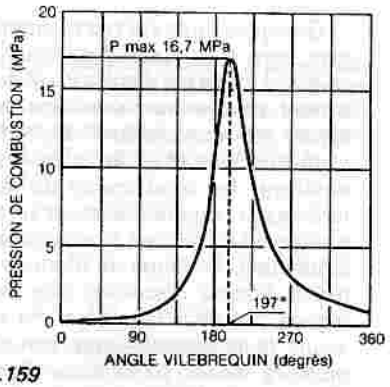


Fig.159

Diagrammepression d'explosion - angle vilebrequin du V6 RA168E en configuration puissance maximale (pression maxi de 167 bar obtenue à 17° après le PMH).

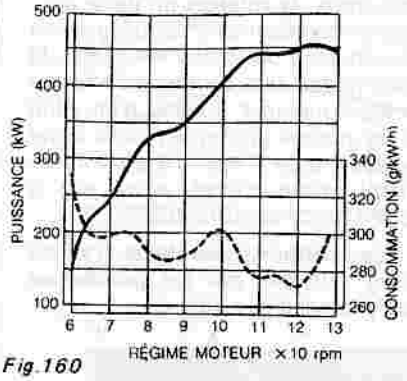


Fig.160

Courbes de puissance et consommation spécifique du RAI167E dans sa version « course » basse consommation, richesse 1,02, air 70 °C, carburant 80 °C : 456 kW (620 ch) à 12500 tr/mn et 272 g/kW.h (200 g/ch.h) à 12000 tr/mn.

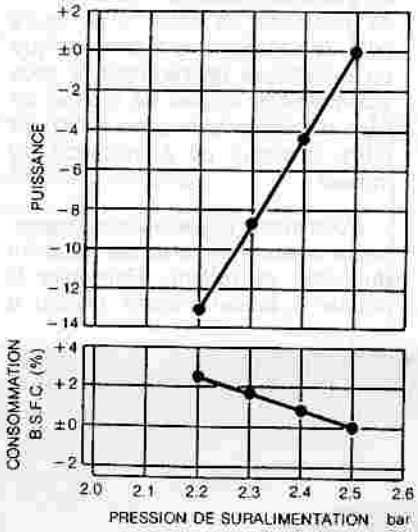


Fig.161

Variations de puissance et consommation en fonction de la pression de suralimentation.

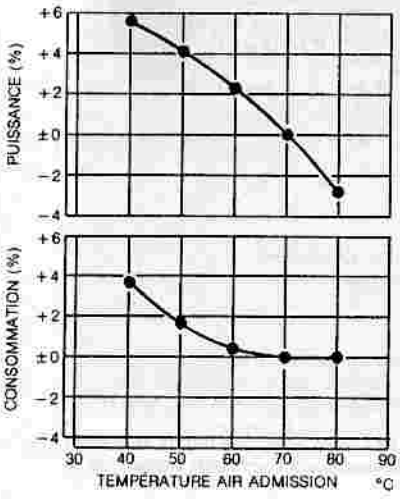
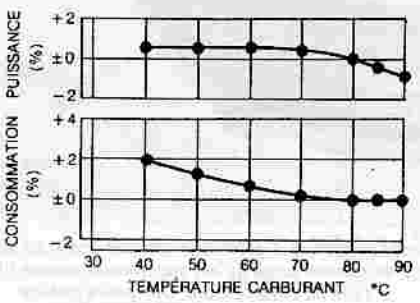
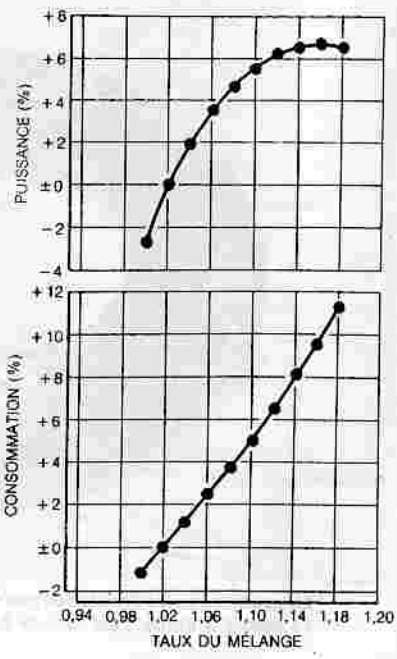


Fig.162/163/164

Variations de la puissance et de la consommation spécifique en fonction de la température de l'air d'admission (F), de celle du carburant (G), du taux de mélange (H) : les baisses de consommation se stabilisent pour des températures de 70 °C pour l'air (5,5 % de puissance en moins par rapport à une température de 40°), de 80 °C pour le carburant (perte de puissance 0,5 %).





Céramique et géométrie variable...

Quelques mots sur ces techonologies, non plus futuristes, mais au contraire tout à fait d'actualité. Actuellement, en matière d'évolution technique, les concepteurs de turbos s'attellent par tous les moyens à améliorer les rendements de leurs turbines et compresseurs, et surtout s'efforcent de réduire, sinon d'effacer totalement, le temps de réponse du turbo. Encore discrètes, ces techniques ont déjà fait l'objet de plusieurs tests essentiellement sur les moteurs diesel. Si la firme Garrett n'eut pas le loisir de les appliquer sur les turbos F1 des V6 Renault et Ferrari, en revanche « on s'autorise à penser dans les milieux autorisés » que le V6 Honda disposait sans doute de turbos à géométrie variables et de roue de turbine en céramique.

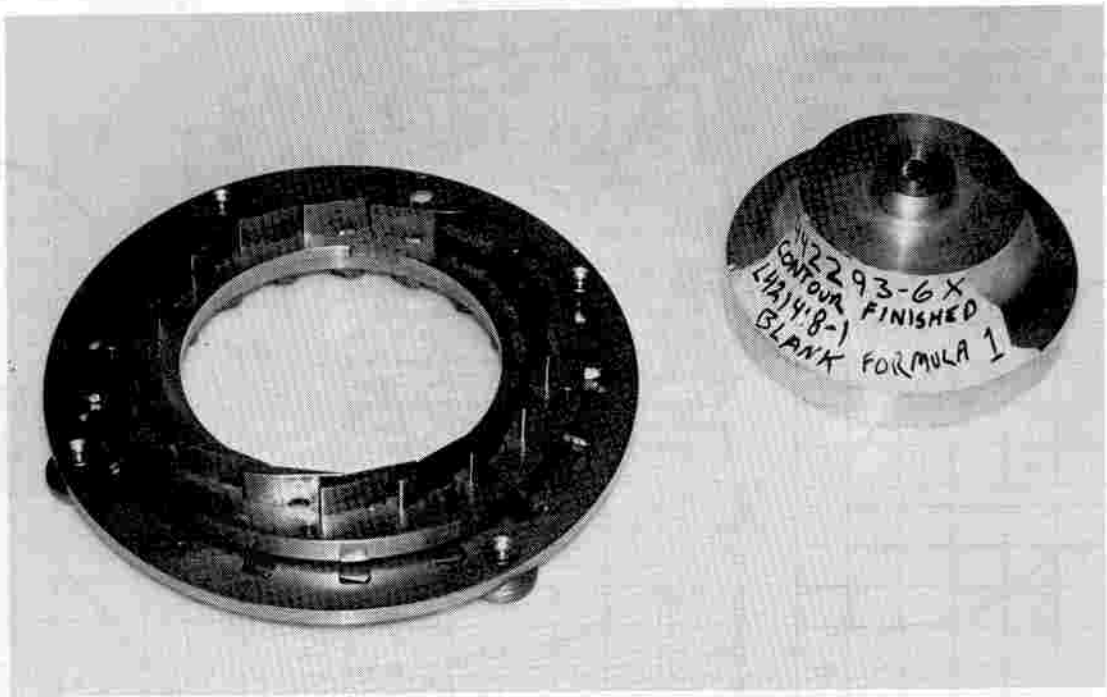
L'utilisation d'une roue de turbine en céramique apporte de nombreux avantages :

- *Réduction d'environ 55 % du moment d'inertie du rotor grâce à la faible densité des céramiques (nitrure de silicium), d'où amélioration du temps de réponse,*
- *Inertie thermique réduite : les céramiques encaissent de plus fortes températures et présentent un pouvoir isolant thermique nettement supérieur aux alliages métalliques ; la turbine peut fonctionner à des températures de l'ordre de 1 200° C, la mise en pression du compresseur s'en trouve activée lors des accélérations ou reprises,*
- *Coefficient d'allongement à chaud inférieur d'environ 20 % à celui d'une roue métal, donc entrefers turbine-carter réduits et rendement turbine amélioré.*

Mais le gros problème des roues en céramique reste leur grande fragilité aux chocs et leur liaison avec l'axe métal du rotor. La moindre particule métallique véhiculée par les gaz d'échappement aurait tôt fait de pulvériser la roue. D'un autre côté, la solution axe-turbine unique en céramique présenterait le gros inconvénient, en cas de rupture de l'axe, d'annihiler toute pression d'huile dans le circuit de lubrification du moteur.

Nous avons vu par ailleurs l'importance à accorder à la perméabilité du carter de turbine. Privilégier le couple à basse vitesse revient à choisir une turbine peu perméable. Le choix est en revanche opposé si l'on recherche davantage la puissance à haut régime. On voit tout de suite apparaître l'énorme avantage que procurerait une turbine de perméabilité variable. Les photos ci-jointes montrent la solution « VNT » (Variable Nozzle Turbo) retenue par Garrett et les schémas mettent en évidence son principe de fonctionnement : la régulation de la section de passage des gaz d'échappement dans la turbine est assurée par un distributeur muni de pales multiples, articulées chacune autour d'un axe ; les axes de ces pales sont solidaires d'un petit levier encastré dans une couronne circulaire, commandée en rotation entre deux positions extrêmes, la rotation de cette couronne modifiant donc simultanément l'inclinaison de toutes les pales ; la commande de la couronne s'effectue mécaniquement à l'aide d'un vérin à membrane analogue à celui d'une « waste-gate » (qui n'a plus forcément raison d'être), piloté par la pression de suralimentation.

Les performances de ce système sont illustrées par les graphiques qui parlent d'eux-mêmes...



Mécanisme à pales orientables pour carter de turbine à géométrie variable, resté au stade de prototype sur les turbos du moteur F1 renault. A droite, c'est dans ce bloc d'aluminium forgé qu'est entièrement usinée (!!!) sur machine à commande numérique, la roue du compresseur. Une petite fortune.

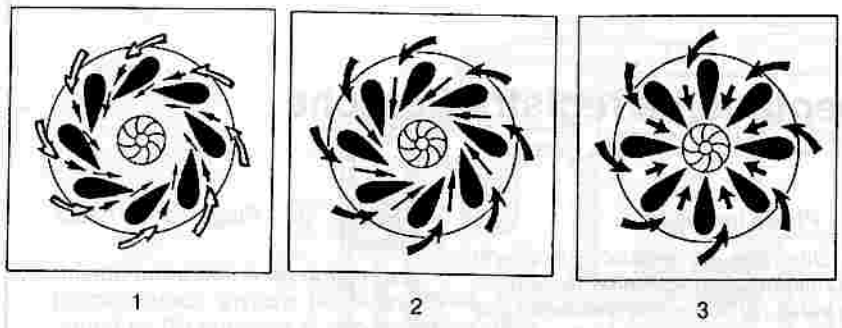


Fig. 165 : Schémas de principe de la perméabilité variable du carter de turbine. La commande mécanique du pivotement des pales permet de passer progressivement d'une faible perméabilité (1) à une grande perméabilité (3).

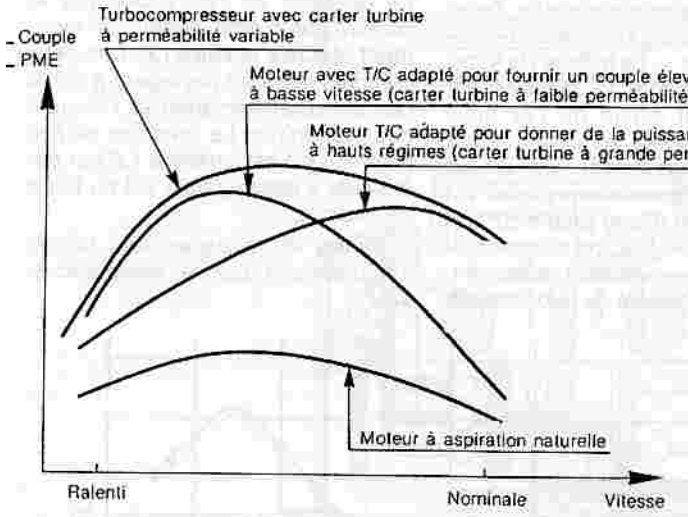
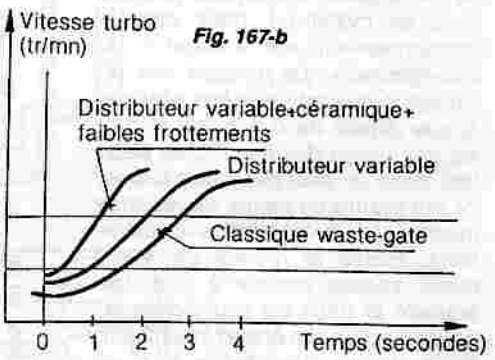


Fig. 166 : Gain en PME procuré par l'utilisation d'un carter de turbine à géométrie variable.



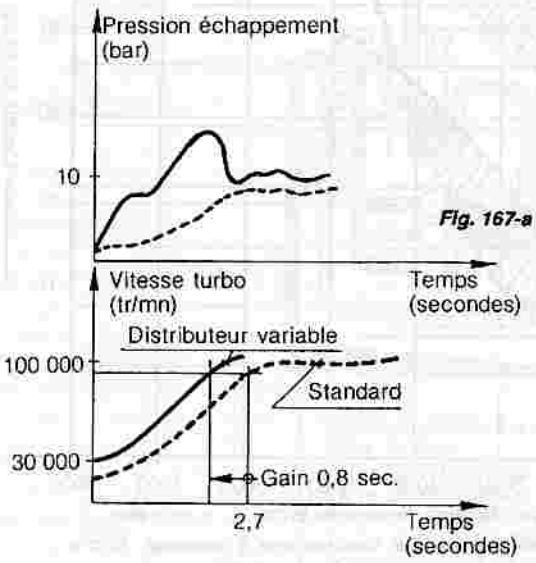
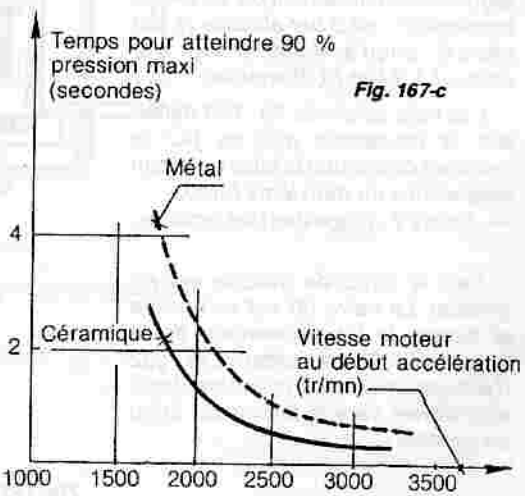


Fig. 167 : Gains en temps de réponse apportés par l'utilisation d'une turbine avec roue en céramique et/ou carter à distribution variable, par rapport à un turbo standard.



La suralimentation à registre Porsche

Un turbocompresseur de grande dimension permet d'obtenir un bon rendement énergétique dans les moyens et hauts régimes mais il s'avère peu efficace aux basses vitesses faute d'un débit de gaz brûlés insuffisant, et son inertie élevée pénalise les accélérations et le temps de réponse. D'un autre côté, un petit turbo autorise une montée en pression beaucoup plus rapide, mais il introduit une contre-pression à l'échappement d'autant plus élevée que le régime augmente, ce qui nuit au rendement.

Partant de ce principe, Porsche dota le flat-six de la fameuse 959 (trop tôt disparue) de deux turbos de dimensions identiques (un par banc de cylindres), mais dont le fonctionnement est « étagé » ou « compound ». Le principe mis en jeu est le suivant : aux bas régimes (plage définie de 0 à 4 300 tr/mn), les gaz brûlés des 6 cylindres débitent dans un seul des deux turbos, ce qui assure un temps de réponse minime et de (très) bonnes accélérations. Passé le régime de 4 300 tr/mn, vitesse critique à partir de laquelle le débit du seul compresseur en action s'avèrerait insuffisant, l'autre turbo entre à son tour en action pour seconder le premier, et ce jusqu'au régime maximal. La pression de suralimentation est régulée continuellement par un microprocesseur ; de 2 bar absolus (1 bar effectif) jusqu'à 4 300 tr/mn, elle passe à 1,9 bar (0,9) ensuite.

Les trois schémas fig. 169 détaillent le processus mis en jeu et montrent clairement la mise en action progressive du deuxième turbo.

— Phase 1 : plage des bas régimes.

Seul le turbo de gauche est en fonction. La valve (4) est verrouillée et bloque le fonctionnement de la turbine de l'autre turbo. Les gaz d'échappement des cylindres droits sont déviés vers la turbine du turbo de gauche.

— Phase transitoire :

Dès que la pression maxi de suralimentation est atteinte (2 bar), la valve (4) libère une partie des gaz brûlés vers l'extérieur. La « waste-gate » du turbo de gauche reste fermée, la valve (4) assure la fonction « by-Pass ». La turbine du turbo droit est actionnée, le compresseur correspondant aspire de l'air mais ne débite pas vers les cylindres car la vanne (3) est fermée ; cet air est réaspiré par l'autre compresseur via la soupape (8). Cette phase correspond à la mise en action progressive du 2e turbocompresseur, avec remplissage des circuits de refoulement.

— Phase 3 : Plage des hauts régimes.

Le régime de 4 300 tr/mn atteint, la valve (4) s'ouvre complètement tandis que la soupape (8) se ferme. La pression de l'air débité par le compresseur droit augmente fortement et ouvre la valve (3). Les deux compresseurs se partagent à 50 % l'air de suralimentation et l'énergie des gaz brûlés. La pression de l'air d'admission est limitée à 1,9 bar par la seule « waste-gate » (2) du turbo de gauche.

Valves et soupapes sont pilotés intégralement par le microprocesseur.

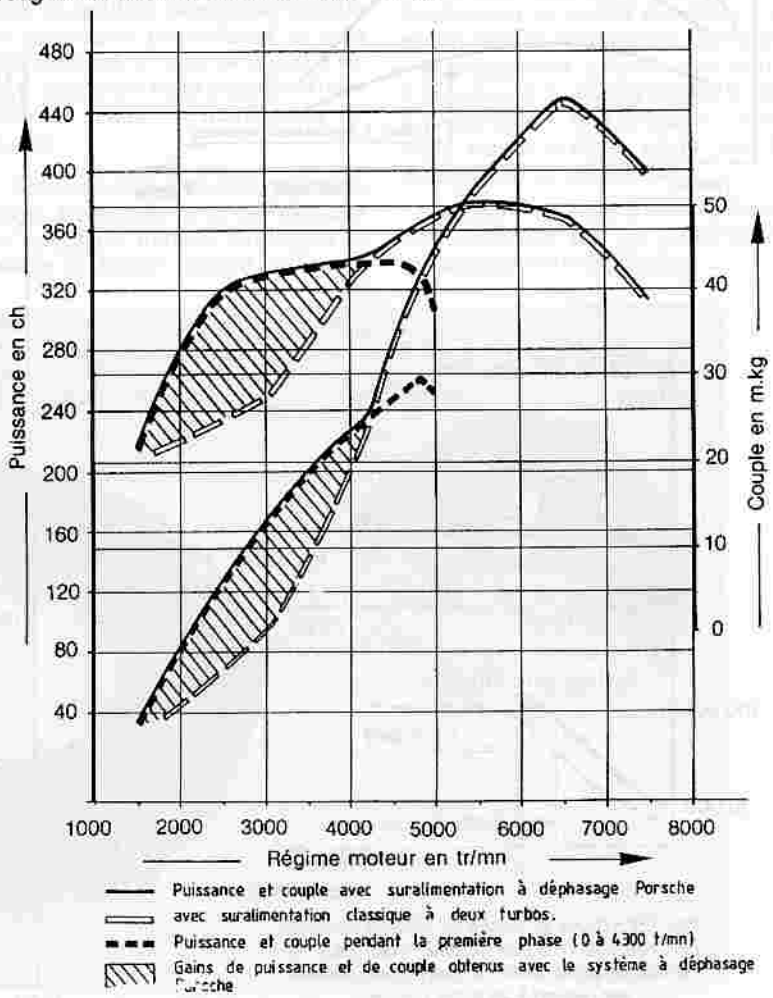
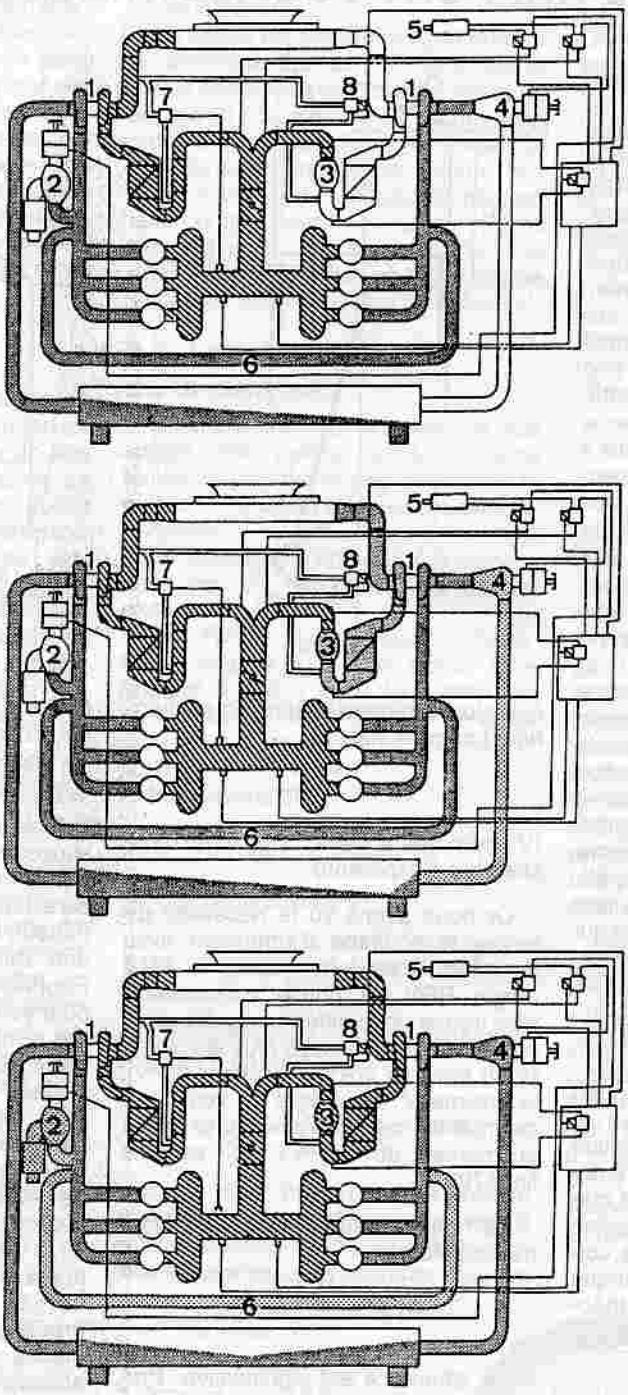


Fig. 168 : Gains apportés par la suralimentation différentielle sur le gonflement des courbes de couple et de puissance.



1. Turbocompresseur à gaz d'échappement
2. Valve by-pass
3. Valve de verrouillage du compresseur de suralimentation
4. Valve de verrouillage des turbines
5. Soupape silencieux/cycle
6. Tuyau transversal des gaz d'échappement
7. Soupape de l'air de circulation
8. Soupape de ventilation

Air de suralimentation
Gaz d'échappement

Fig. 169 : Schéma des trois principales phases de fonctionnement de la suralimentation à registre Porsche.

2. AUGMENTER LE RAPPORT VOLUMETRIQUE :

Le rendement thermodynamique d'un moteur dépend directement du rapport volumétrique (revoir graphique fig. 2 bis). C'est lui qui conditionne la valeur de la pression de fin de compression, on a donc tout intérêt à l'augmenter. Oui, mais voilà. La compression d'un gaz s'accompagne inévitablement, nous l'avons vu, d'une augmentation de sa température. Dans le cas de notre mélange carburé, une température de fin de compression trop élevée risquerait de provoquer la détonation du mélange et de déclencher le phénomène néfaste du « cliquetis » (auto-inflammation du mélange pendant la combustion, voir un peu plus loin l'étude de la combustion).

Ceci pour dire que dans la recherche de rapports volumétriques élevés, nous sommes tributaires du pouvoir antidétonant du carburant. On comprend l'intérêt d'utiliser dans la mesure du possible de l'essence à haut indice d'octane (obtenu par l'ajout de plomb tétraéthyle) : les moteurs de F1 actuels brûlent de l'essence spécifique d'indice 102 à 103 RON... Ou d'incorporer à cette essence, comme ce fut autorisé en F1 dans les années 50 (et encore aujourd'hui dans certaines compétitions américaines) des produits peu détonants tels le méthanol. Pour ce qui nous concerne, nous nous contenterons de l'essence commerciale, de 97 à 98 RON dans le meilleur des cas... en attendant que l'on supprime définitivement toute trace de plomb !..

L'idéal en matière de rendement consiste donc à faire fonctionner le moteur à la limite de la combustion détonante. Aussi y-a-t-il risque d'auto-inflammation du mélange dès lors que sa température en fin de compression approche les 600° C, température correspondant à un rapport volumétrique théorique de 12 : 1. Nous disons « théorique » car il y a rapport volumétrique et rapport volumétrique...

*** Le rapport volumétrique : théorique ou effectif ?**

Le rapport volumétrique exprime le rapport du volume occupé par le mélange gazeux en début de compression à celui qu'il occupe en fin de compression. Ainsi un ratio de 10:1 signifie que le volume du gaz a diminué de 10 fois au cours de la compression.

En théorie, si l'on considère que la phase compression débute au PMB (soupape d'admission fermée), on calcule alors le rapport volumétrique (théorique) comme suit :

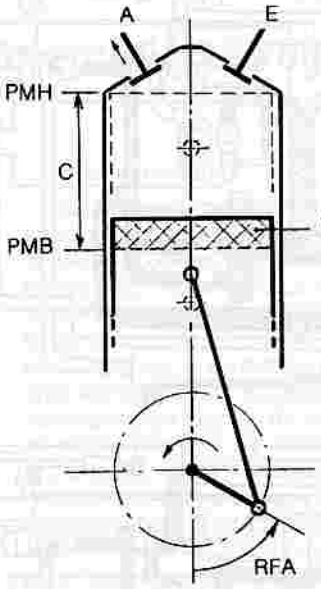


Fig. 170

$$Rv = \frac{V + v}{v}$$

(V : cylindrée unitaire ; v : volume de la chambre d'explosion).

Or nous avons vu la nécessité de fermer la soupape d'admission avec du retard, c'est-à-dire après le PMB (angle RFA), la phase compression s'en trouve donc différée au début de celle-ci, le gaz n'occupe plus le volume (V+v) mais un volume inférieur (V'+v), le volume V' étant égal au volume V diminué de celui déplacé par le piston au moment du « RFA » (voir schéma fig. 170).

Le rapport volumétrique « effectif » devient alors :

$$Rv_{ef} = \frac{V' + v}{v}$$

La différence est significative. Prenons par exemple un moteur 4 cylindres de 90 × 80 mm d'alésage course, donné pour un Rv de 10 : 1. Si l'on considère un angle RFA de 60° et une longueur de bielle de 120 mm, on obtient au moment de la fermeture de la soupape d'admission un volume V' égal à 355,5 cm³, très inférieur au 509 cm³ de cylindrée unitaire V. Le rapport volumétrique effectif Rv et n'est plus que de 7,3 : 1 !..

La perte de course de compression due à l'existence de l'angle RFA se traduit donc par un Rvef et inférieur au Rv théorique, d'autant plus inférieur que cet angle sera grand.

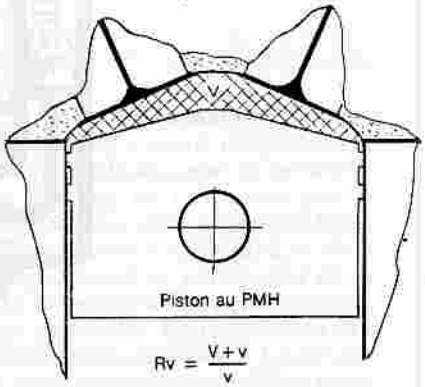


Fig. 171 : Définition du rapport volumétrique ; le volume (V) n'est pas le volume de la chambre dans la culasse.

Mais ces considérations théoriques supposent un remplissage de 1, ce qui est loin d'être le cas. Si le Rv est une caractéristique géométrique fixe du moteur, le taux de remplissage, lui, est une variable dépendante du régime. Rappelons que l'angle de RFA a bien pour vertu d'essayer d'atteindre un taux de remplissage optimal du moteur, particulièrement dans les régimes élevés. Un moteur qui fonctionnerait avec un angle de RFA nul aurait un remplissage bien médiocre ; en début de compression (au PMB), la quantité de gaz introduite se trouverait en forte dépression. L'idéal consiste, rappelons-le, à fermer la soupape d'admission après le PMB, au moment où la masse de gaz est sur le point d'atteindre la pression atmosphérique. Plus cette masse sera élevée, plus la pression atmosphérique sera atteinte rapidement après la remontée du piston, plus on pourra fermer tôt la soupape (RFA réduit)... et plus le Rv effectif se rapprochera du Rv théorique. Tout ceci n'est vraiment pas simple ! Rien ne sert donc de raisonner uniquement en « volume ».

Toutefois, le fait que, d'une part, le Rv effectif soit (très) sensiblement inférieur au Rv théorique, que sur un moteur atmosphérique le taux de remplissage soit (malheureusement) sou-

vent inférieur à 1, repousse à la limite les risques de combustion détonante ; au détriment du rendement bien sûr. En revanche, les anomalies de combustion peuvent se produire pour des régimes où le taux de remplissage dépasse la valeur 1, ou, à fortiori, sur des moteurs suralimentés pour lesquels ce taux est nettement supérieur à l'unité. On comprend alors la nécessité de réduire largement la valeur du rapport volumétrique dans le cas d'une suralimentation.

*** De combien augmenter le rapport volumétrique ?**

Comme limite supérieure, nous considérerons donc un rapport théorique de 12. Mais il ne faut pas perdre de vue que l'augmentation de la pression de compression, et par suite de celle d'explosion, entraînera une sollicitation accrue des organes mécaniques : pistons, axes, bielles, vilebrequin, coussinets... Dans le cadre d'une préparation « routière », il paraît raisonnable de ne pas dépasser 10,5. Pour une préparation plus poussée, compétition par exemple, associant pistons bielles, voire vilebrequin, forgés, on pourra envisager 11,5 à 12 de Rv (nous parlons là, à l'évidence, de moteurs à aspiration « naturelle »).

*** Comment l'augmenter ?**

Tout simplement en réduisant le volume v correspondant au volume de gaz emprisonné lorsque le piston atteint le PMH. Il ne faut pas confondre ce volume avec celui de la chambre d'explosion dans la culasse (vc). La forme de la tête de piston, qui ferme ladite chambre, joue également son rôle (voir fig. 172).

Plusieurs possibilités sont offertes pour diminuer ce volume v :

— réduire la hauteur de la culasse (pour diminuer vc),

— réduire la hauteur du bloc (vc inchangé mais v plus faible),

— monter des pistons plus hauts ou plus bombés.

Le travail de modification du rapport volumétrique doit se faire une fois le travail des sièges et soupapes effectué, surtout si l'on décide de monter des grosses soupapes ; l'encombrement de ces dernières modifie le volume (vc) de la chambre, il faut naturellement en tenir compte pour le calcul du volume v (on mesurera alors le nouveau volume v par le procédé indiqué au paragraphe « contrôle du volume des chambres »).

2.1. Le rabotage de la culasse :

C'est bien souvent la solution la plus simple. Elle permet dans le même temps de planifier le plan de joint de la culasse, opération élémentaire et indispensable.

Le calcul de l'épaisseur à enlever pose peu de difficultés. Prenons un exemple :

Soit Rv1 = 9:1 le rapport volumétrique originel, que l'on désire faire grimper à Rv2 = 11:1. Le moteur est un 4 cylindres de 1 600 cm^3 de cylindrée, ce qui équivaut à un volume V = 400 cm^3.

Nous avons donc :

$$Rv1 = \frac{V + v_1}{v_1} = 9$$

— Calcul du volume v1 :

$$v1 = \frac{V}{Rv_1 - 1} = \frac{400}{9\text{-}1} = 50\ cm^3$$

— Calcul du nouveau volume v2 correspondant à un Rv2 de 11 : 1

$$v2 = \frac{V}{Rv_2 - 1} = \frac{400}{11\text{-}1} = 40\ cm^3$$

Il faut donc ôter 10 cm^3 à chaque chambre de combustion. L'épaisseur à enlever dépend maintenant de la surface apparente de la chambre. Suivant la forme de cette dernière, cette surface peut ne pas être évidente à déterminer. On a alors recours à une méthode empirique : la planimétrie. Elle consiste à marquer sur du papier millimétré, par un produit colorant ou gras déposé au préalable sur le plan de joint, autour de la chambre à mesurer le contour de la chambre. Il suffit ensuite de compter les carrés inclus dans ce contour pour en déduire la surface (voir fig. 173).

Si le contour de chambre est circulaire, la surface se calcule très facilement. Dans notre exemple, nous obtenons pour un diamètre de chambre de 78 mm, une surface S telle que :

$$S = \frac{\pi\ (78)^2}{4} = 4780\ mm^2 = 47{,}8\ cm^2$$

Nous en déduisons l'épaisseur à raboter :

$$e = \frac{10}{47{,}8} = 0{,}21\ cm = 2{,}1\ mm$$

Il est à noter que dans la majorité des cas, la réduction de volume de la chambre n'est pas proportionnelle à l'épaisseur retirée (cas des chambres hémisphériques par exemple dont la surface diminue avec la profondeur). On enlève alors un volume légèrement inférieur au volume calculé ; la différence est minime, mais on peut, après une mesure de volume intermédiaire, refaire au besoin un usinage.

Bien, ceci étant dit, il ne s'agit pas, une fois connu l'épaisseur de matière à enlever, de se précipiter sur sa fraiseuse, caler à « zéro » le plan de joint de la culasse, et de « lancer » l'usinage ! Car il se peut que le calcul donne une épaisseur trop importante, soit parce que l'usinage risquerait d'entamer les sièges de soupape (cas des chambres hémisphériques à grosses soupapes), soit parce qu'il risquerait de déboucher dans des trous de bougie (cas de bougies latérales).

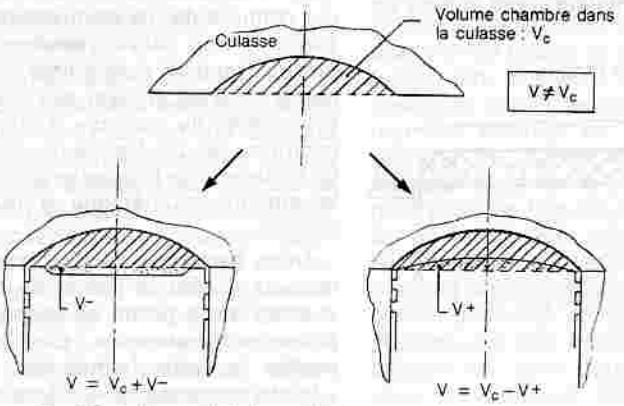


Fig. 172 : Influence de la forme du piston sur le rapport volumétrique.

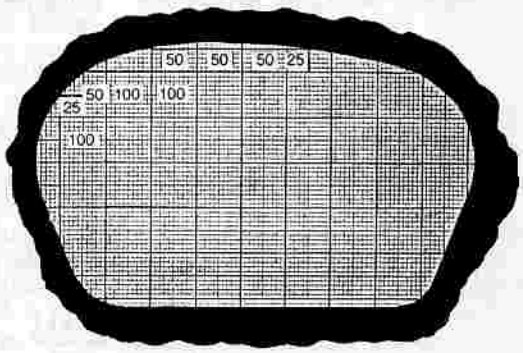


Fig. 173 : méthode de la planimétrie pour la détermination de la surface d'ouverture de la chambre dans la culasse. (S = 4 860 mm^2 ici).

De deux choses l'une : ou on en reste là et on se contente d'un rapport volumétrique moindre, ou bien on adopte en complémentarité un autre procédé pour arriver au but recherché, le rabotage du bloc par exemple...

2.2. L'usinage du bloc :

Cette opération, plus délicate que celle que nous venons de décrire, est à réserver généralement aux blocs non chemisés, voire à chemises sèches. Sur les blocs à chemises amovibles (humides), il faut en effet usiner séparément ces dernières afin de conserver une valeur de dépassement au montage adéquate.

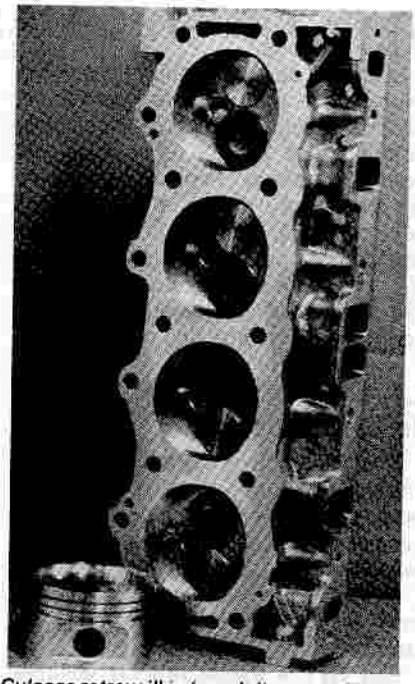
Le « gain » obtenu sur le volume v est ici directement proportionnel à l'épaisseur retirée puisque le nouveau volume v' devient :

$$v' = v - \frac{\pi A^2}{4} . e$$

A exprimant l'alésage du cylindre (voir fig. 174).

L'usinage du bloc peut toutefois poser des problèmes de proximité entre chambre et piston, ou soupapes et piston, car au PMH, le piston va pénétrer davantage à l'intérieur de la chambre. Ce problème intéresse surtout les chambres hémisphériques, et il devient nécessaire dans la plupart des cas de retoucher les pistons pour éviter tout contact avec les soupapes.

De toute manière, que l'on rabote la culasse ou le bloc, cela reviendra dans les deux cas à réduire la distance soupapes-piston. Particulièrement si l'on a choisi de monter un arbre à cames à large croisement et forte levée, il y a peut être du souci à se faire côté « rencontre » lorsque, piston au PMH, les deux soupapes sont encore ouvertes... Méfiance donc. Car s'il faut pratiquer des évidements dans les pistons d'origine (au niveau du passage des soupapes), on risque de les fragiliser, et si l'on décide de monter des



Culasse retravaillée (conduits agrandis, soupapes au diamètre maxi, chambres polies, plan de joint raboté) et piston forgé pour moteur V8 Range Rover version « Dakar ». (Préparation Pierre Ferry).

pistons spéciaux, autant prévoir dès le départ des pistons plus hauts dits « haute-compression », munis de dégagements pour les soupapes, ce qui évitera d'avoir à usiner le bloc !

2.3. Le montage de pistons surélevés :

Bien souvent, le simple rabotage de la culasse satisfait à une préparation peu poussée. Dans une optique plus sévère, et comme d'après ce que nous avons dit précédemment, il peut s'avérer plus avantageux de gagner en rapport volumétrique par le montage de pistons « surélevés », c'est-à-dire sensiblement plus hauts à partir de l'axe. Les préparateurs qui définissent de tels pistons procèdent ainsi : ils établissent une épure de leur moteur représentant en coupe le cylindre, la position de l'axe de piston au PMH (position qui peut être modifiée si l'on change de longueur de bielle), la chambre avec ses soupapes ouvertes telles qu'elles le seront en phase de croisement (ce qui suppose donc connue la loi de levée). On peut ainsi dessiner avec précision la forme de la tête du piston et les dégagements à prévoir pour le passage des soupapes. Notons au passage que la forme du haut de piston joue un rôle non négligeable sur la rapidité de combustion. Nous y reviendrons.

Le préparateur ne définira évidemment pas le piston dans son entier. Il existe pour cela des spécialistes (tant la chose est complexe !). Il communiquera simplement à ceux-ci la forme de la tête qu'il désire (en parlant du piston !), les hauteurs d'axe et de jupe, au besoin le type et la hauteur des segments, et bien sûr le mode de fabrication, forgeage à l'évidence. Certains fabricants proposent des pistons « compétition » nettement surélevés, au dessus plat. Ces pistons sont prévus pour être retaillés à la convenance des préparateurs, en fonction du rapport volumétrique désiré, du diamètre et de la levée des soupapes, etc.

Ce procédé qui consiste à changer de pistons complique légèrement le calcul du rapport volumétrique, car le volume pris par le haut de piston n'est pas aisément vérifiable. Le moyen le plus sûr pour connaître avec exactitude la valeur du rapport volumétrique consiste à mesurer directement le volume « v » après avoir effectué un montage à blanc du moteur, ou tout au moins d'un cylindre : piston muni de ses segments en place, au PMH, culasse (soupapes montées) et joint du même nom fixés sur le bloc, il suffit de remplir de liquide (huile ou pétrole), par le trou de bougie, au moyen d'une pipette graduée, le volume « v » à mesurer ; on répètera le processus afin d'améliorer la précision de la mesure. Si par ce contrôle le rapport volumétrique s'avèrait trop élevé (volume v trop faible), il faudrait alors fraiser le dessus des pistons ou creuser davantage les évidements de soupape. Dans le cas contraire, on pourrait avoir recours à un surfaçage de la culasse pour ajuster le rapport volumétrique à la valeur désirée.

Dans ce travail il est primordial de toujours vérifier la marge de sécurité existant entre piston et soupapes en phase « croisement ». On ne peut monter les yeux fermés des pistons « haute compression », même s'ils ont été expressément conçus pour tel type

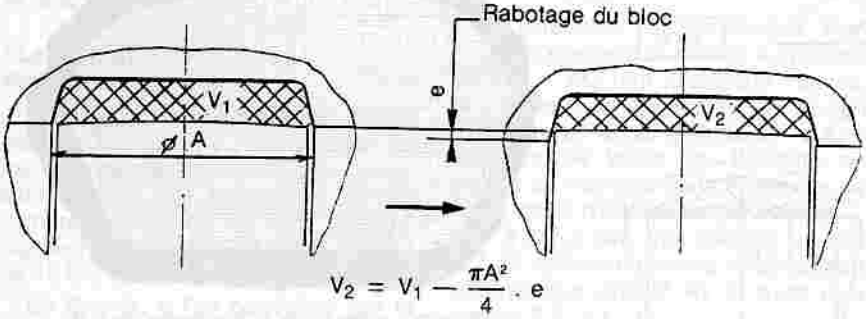
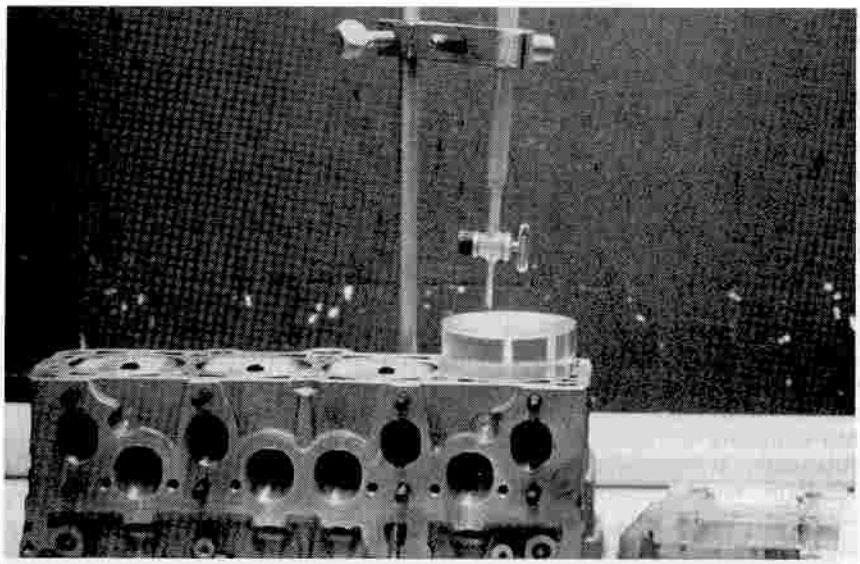


Fig. 174 : Augmentation du Rv par rabotage du bloc.

de moteur, avec tel arbre à cames, telle hauteur mini de culasse. Trop de dispersions, par exemple au niveau des hauteurs de bloc, des profondeurs de sièges, des épaisseurs de tête de soupape, etc., peuvent rendre insuffisante, ou plus grave caduque la marge citée plus haut. Et même si l'on conserve les pistons d'origine, mais que l'on a par ailleurs fortement « descendu » la culasse et opté pour un arbre à cames « méchant », cette vérification s'impose. Pour ce faire, on profitera du montage à blanc décrit plus haut. Mais avant de fixer la culasse sur le bloc, on déposera une boule de plasticine ou pâte à modeler sur le piston. La culasse sera ensuite serrée au couple prescrit, et le jeu aux soupapes réglé à la valeur de fonctionnement naturellement, la commande de distribution sera mise en place et parfaitement calée. Il ne reste plus alors qu'à faire exécuter au moteur un tour à la main (pas plus !), de démonter la culasse et contrôler les épaisseurs « critiques » de la pâte écrasée. La distance de sécurité entre piston et soupape ne devrait pas descendre en dessous d'1,5 mm. Cette méthode permet également de visualiser si la largeur des encoches pratiquées dans le piston est suffisante par rapport au diamètre des soupapes. Il existe une autre technique de contrôle, plus rapide à mettre en œuvre, mais qui nécessite de connaître avec exactitude la levée au croisement. Les soupapes sont simplement enfilées dans leurs guides, sans les ressorts, et la culasse, munie de son joint, est fixée sur le bloc ; piston amené au PMH, il suffit alors de faire descendre les soupapes jusqu'au contact avec le piston, et de vérifier que la course des soupapes dépasse d'au moins 1,5 mm la valeur de levée au croisement. Si la distance de sécurité se révèle insuffisante, nécessité de retoucher les pistons. De façon identique !..

*** L'égalisation du volume des chambres :**

Là encore, cette opération est indispensable si l'on veut parfaire le travail de préparation. Elle permet d'équilibrer les rapports volumétriques d'un cylindre à l'autre, en égalisant les volumes de chambre (vc) pour lesquels des différences assez sensibles peuvent exister, que l'on ait raboté la culasse ou non. Précisons que l'on mesure ici uniquement le volume « vc » des chambres de combustion, et non le volume « v » à partir duquel on calcule le rapport volumétrique. Si les pistons n'ont pas subi de retouches, on peut considérer



Mesure du volume des chambres à l'aide d'une pipette graduée et d'une plaque de plexiglas rigide. Cette dernière est percée de deux trous : l'un pour le remplissage du liquide, l'autre pour l'évacuation de l'air.

qu'ils sont identiques, ou tout au moins qu'ils présentent des différences minimes peu significatives au niveau de la mesure. Si l'on n'est pas sûr de leur identité, il vaut mieux alors mesurer directement le volume « v » par le montage à blanc développé peu avant.

Le contrôle du volume des chambres s'effectue assez simplement.

La culasse doit être « prête », soupapes en place (rectifiées, rodées, et munies de leurs ressorts), bougies également. Une plaque de plexiglas, suffisamment épaisse (10 mm minimum) pour éviter toute déformation, est appliquée ensuite sur le plan de joint de la culasse pour réaliser l'étanchéité des chambres. Cette plaque peut recouvrir une seule chambre ou, mieux, l'ensemble des chambres à mesurer, ce qui simplifie les manipulations. En face de chaque chambre, ladite plaque est percée de deux petits trous (diamètre 3 à 4 mm), dont l'un servira à introduire la pipette de remplissage, l'autre à l'évacuation de l'air. L'étanchéité entre plaque et culasse peut au besoin être améliorée en déposant au préalable, autour de chaque chambre, une fine pellicule de graisse ou de vaseline. La culasse sera positionnée de façon stable et le plus horizontalement possible. Ensuite, « yapuka » remplir de liquide (eau, pétrole ou gas-oil, la coloration du liquide facilitant la mesure) chaque chambre à l'aide de la pipette graduée ; en stoppant le remplissage dès que le niveau de liquide affleure les deux trous. On procède ainsi pour chaque chambre, ce qui permet de repérer la chambre possédant le plus grand volume. Il faudra alors aligner le volume des autres sur celui-ci. Comment ? En meulant tout simplement l'intérieur de la chambre. Dans la mesure du possible, on essaiera de meuler les bords de chambre, autour des soupapes, là où l'écoulement des gaz se fait difficilement. Ce peut être plus délicat sur des chambres de forme hémisphérique (quoique celles-ci présentent généralement des différences de volume moins sensibles que pour des chambres en « cuvette » ou « baignoire »), surtout si le diamètre de chambre avoisine le diamètre du cylindre. Si l'on ne peut améliorer le dégagement autour des soupapes, il est en revanche possible de gagner quelques mm^3 par... rectification des sièges. Ce procédé est couramment utilisé en préparation groupe N, réglementation qui prohibe, nous l'avons déjà dit, toute trace d'« usinage ». Pour augmenter légèrement le rapport volumétrique, les culasses « Gr.N » sont mises à la cote mini indiquée sur la fiche d'homologation, et l'égalisation des volumes de chambre se fait si l'on veut respecter la réglementation bien sûr — par la rectification des sièges. Ce qui a pour effet de remonter (très) légèrement les soupapes. Le gain est toutefois réel...

On mesurera plusieurs fois le volume des chambres pendant le travail de retouche (en prenant soin d'évacuer toute particule de métal à la soufflette...) afin d'éviter d'aller trop loin. Une fois le volume correct obtenu, on procèdera à un polissage des parties meulées.

3. LA COMBUSTION :

« Dans la pipe d'admission, les gaz frais sont canalisés sur la tulipe de la soupape, partent tangentiellement à la chambre de combustion, viennent lécher la soupape d'échappement située en face, et partent vers le bas. Avant que le piston soit remonté, les premières gouttelettes de carburant ont eu le temps d'accomplir deux looping dans le cylindre. Le remplissage est excellent, le mélange très turbulent. La forme particulière très compacte de la chambre autorise alors une combustion complète et rapide » dixit Keith Duckworth, à l'origine du génial V8 Cosworth, moteur ayant acquis pas moins de 155 victoires en Grand Prix entre 1967 et 1983 !..

A partir d'une pression de compression donnée, la pression maximale d'explosion sera d'autant plus élevée que la combustion se déroulera pendant un temps très court, ceci afin que la combustion se rapproche d'une transformation à volume constant **(revoir diagramme fig. 5).** C'est toutefois loin d'être le cas.

La combustion n'est pas instantanée car l'énergie fournie par l'étincelle de la bougie ne suffit pas à enflammer tout le mélange carburé. La combustion se déroule comme suit : le déclenchement de l'étincelle provoque une inflammation locale du mélange ; il s'en suit une brusque élévation de température et de pression. Cette énergie développée localement va se propager progressivement, par couches concentriques, à tout le reste du mélange : on assiste alors, depuis la bougie, à la propagation d'un « front de flamme » (fig. 175). La vitesse de propagation de celui-ci s'accélère au cours de la combustion, car l'énergie libérée devient de plus en plus grande. La puissance d'explosion peut ainsi atteindre les 100 000 kw/m^3, soit près de 100 fois plus qu'une chaudière classique ...

La combustion dure donc un certain temps. De l'ordre de 2 millisecondes en moyenne, quelque fois moins dès lors que toutes les conditions idéales sont réunies, à savoir :

— une énergie inflammation élevée (au moment du déclenchement de l'étincelle),
— une chambre de combustion compacte,
— une bonne position de la (ou des) bougie(s),
— une parfaite homogénéité du mélange air-essence,
— un bon dosage du mélange.

3.1 L'énergie d'inflammation :

Son intensité repose sur plusieurs facteurs :

— la pression des gaz en fin de compression,
— la température atteinte par ces gaz,
— la puissance d'étincelage.

Pression et température du mélange en fin de compression caractérisent ce que l'on appelle l'énergie potentielle du gaz à s'enflammer. Elles doivent être les plus élevées possible, dans les limites de la détonation, une anomalie de combustion déjà évoquée et sur laquelle nous nous étendrons un peu plus loin. Leur valeur dépend nous l'avons vu, du rapport volumétrique et du taux de remplissage, soit deux facteurs de rendement.

Mais intervient aussi l'effet de paroi (qui veut que la compression ne soit pas adiabatique), et en fin de compression, on a tout intérêt à limiter au mieux les échanges thermiques entre gaz et chambre de combustion. On aborde là le problème de la compacité de la chambre, problème développé au paragraphe 3.2. ci après.

Quant à l'énergie de l'étincelle à la bougie, celle-ci dépend du système d'allumage, en particulier de la tension au secondaire, et de la constance de cette tension en fonction du régime. Dans ce domaine, l'électronique a amené des progrès notoires. Le degré thermique de la bougie joue également un rôle non négligeable. Nous réservons un chapitre particulier à tout ce qui touche à l'allumage et aux bougies...

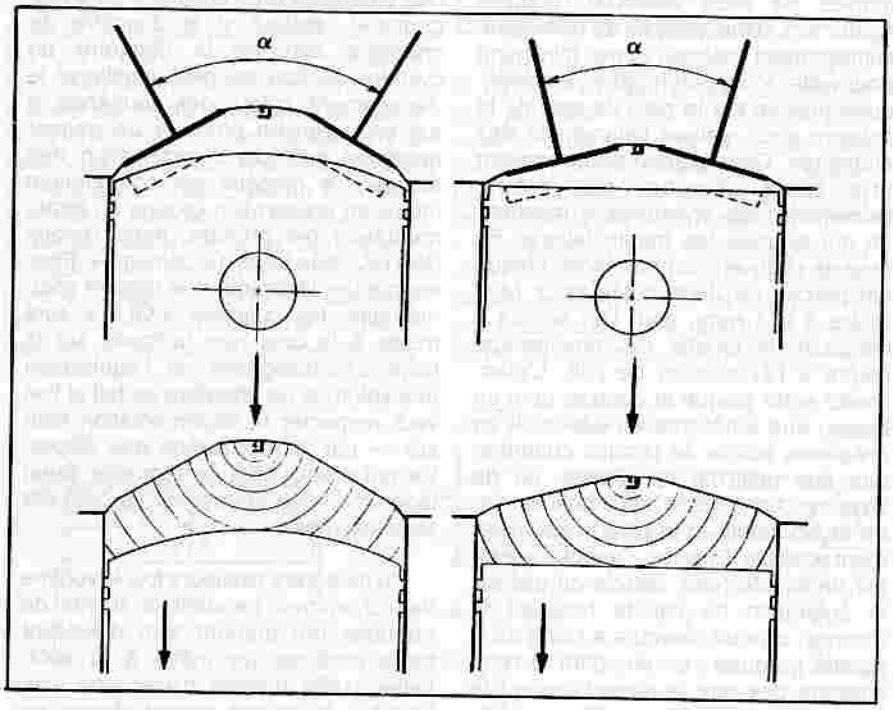


Fig. 175 : Influence de l'angle (α) formé par le V des soupapes (chambres hémisphériques ou « en toit » sur la compacité de la chambre et la rapidité de combustion
A gauche : α important et pistons bombés - A droite : α faible et pistons plats, chambre plus compacte.

3.2 La chambre de combustion :

Le délai de combustion dépendant de la vitesse moyenne du front de flamme (quelques m/s), la combustion sera d'autant plus rapide que le chemin à parcourir par le front de flamme sera court. Autrement dit, plus la chambre sera compacte, plus le délai de combustion sera réduit. Intervient donc la forme de la chambre, et surtout son rapport volume/surface. En effet, il faut aussi tenir compte, nous l'avons signalé plus haut, des échanges thermiques avec les parois « froides » de la culasse. Echanges qu'il faut limiter par une réduction optimale de l'étendue des surfaces de contact entre gaz et parois. Par conséquent, pour un volume « v » imposé par le rapport volumétrique, il importe de rechercher une forme de chambre favorisant le plus le rapport volume/surface. Dans cette optique, la chambre hémisphérique apparaît comme la solution idéale, puisque la sphère est la forme géométrique qui, à volume identique, offre la plus petite surface.

Exemple : comparons une chambre hémisphérique avec une chambre cylindrique « plate », toutes deux adaptées à un alésage de 80 mm. Pour que ces deux chambres aient le même volume, soit ici vc = 39,5 cm³, la première se contente de 5 733 mm² de surface si on lui donne une profondeur de 15 mm, alors qu'il faut 6 990 mm² à la seconde (profondeur 7,8 mm). Toujours pour un même volume si l'on diminue l'ouverture de la chambre de 80 à 67 mm, on obtient 4 790 mm² pour la chambre hémisphérique (dont la profondeur passe à 20 mm), et 5 880 mm² pour l'autre (profondeur 11,2).

La solution « hémisphérique » présente d'autres avantages : la disposition en « V » des soupapes qui en découle facilite la pénétration des gaz dans le cylindre, la soupape d'admission se dégageant nettement du bord du cylindre à l'ouverture, ce qui n'est pas toujours le cas avec les soupapes verticales en ligne. La turbulence des gaz avant compression est également meilleure, le balayage amélioré. D'autre part, le fait de pouvoir disposer la bougie au centre, donc à égale distance des bords de chambre, minimise la distance à parcourir par le front de flamme.

La combinaison chambre hémisphérique-bougie au centre semble à priori rassembler tous les suffrages du point de vue qualité de combustion. Il faut néanmoins nuancer ces propos, et faire intervenir la forme de la tête des pistons. Il fut un temps en effet où les culasses étaient dotées de chambres hémisphériques très profondes, et ce

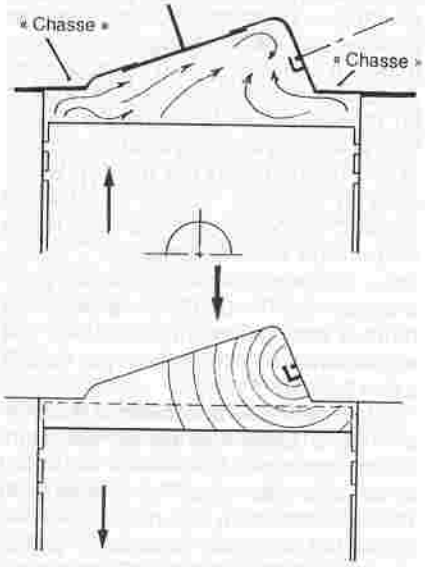
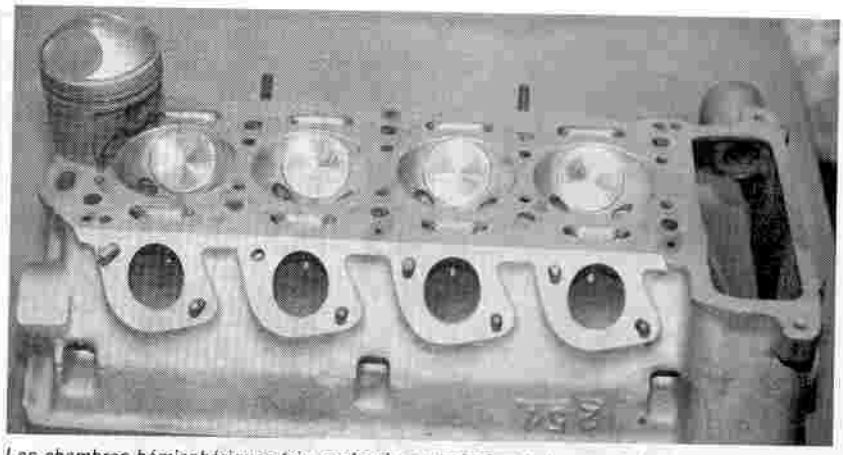
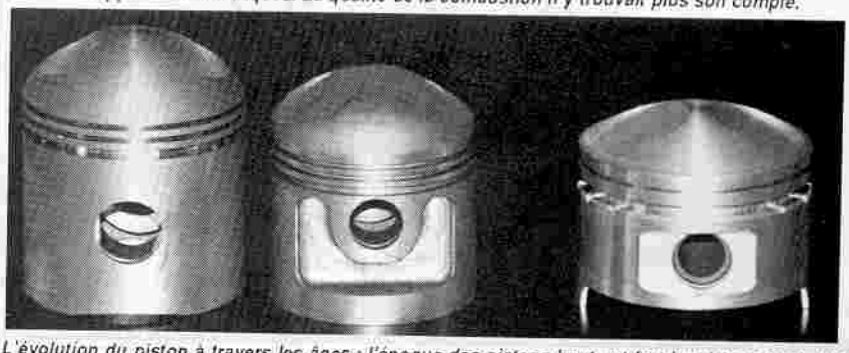


Fig. 176 : Forme de chambre en coin et présence de « chasses » permettent d'activer la turbulence de compression des gaz au moment où le piston atteint le PMH.



Les chambres hémisphériques très profondes autorisaient le logement de grosses soupapes, mais exigeait en contre-partie le montage de pistons très bombés (et donc lourds) pour atteindre de hauts rapports volumétriques. La qualité de la combustion n'y trouvait plus son compte.



L'évolution du piston à travers les âges : l'époque des pistons hauts et fort bombés est bel et bien révolue ; on tend vers des pistons de plus en plus bas, courts en jupe, avec axe court et bossages d'axe en retrait, pour réduire à la fois le poids et les frottements ; la nécessité d'obtenir une propagation rapide du front de flamme pour une meilleure combustion a conduit à des chambres moins profondes, avec angle des soupapes plus fermé dans le cas de chmabre hémisphérique, et par conséquent à des pistons plus plats...

afin de pouvoir y loger les plus grosses soupapes possibles. Mais pour réduire l'important volume de ces chambres et bénéficier d'un rapport volumétrique élevé, ces moteurs tournaient avec des pistons incroyablement bombés (et lourds), et largement entaillés au niveau du passage des soupapes. Le bombé de ces pistons détruisait en partie la compacité de la chambre, et n'orientait plus naturellement la turbulence de compression vers la bougie. La profondeur importante de la chambre allongeait le délai de combustion, et les larges cavités creusées dans les pistons créaient des réserves d'imbrûlés.

Depuis, et grâce en majeure partie à l'avènement des culasses 4 soupapes, la philosophie a évolué. On est revenu à des chambres bien plus compactes, très peu profondes, associées à des pistons pratiquement plats, simplement échancrés sur leur pourtour extérieur, au niveau de l'emplacement des soupapes. La combustion est nettement meilleure et les échanges thermiques largement réduits. De plus, le fait de diminuer la profondeur de la chambre se traduit par un angle du V des soupapes beaucoup plus fermé. Il s'en suit un rapprochement appréciable des arbres à cames, un encombrement en largeur réduit de la culasse, et par conséquent un rapport rigidité/poids accru. Il faut préciser que le passage de 2 à 4 soupapes par cylindre est compatible avec la diminution en profondeur de la chambre qui pénalise le diamètre maxi disponible pour lesdites soupapes ; la disposition des 4 soupapes autorisant de surcroît le placement de la bougie au centre. Les moteurs de grande production disposent rarement de culasses à chambres hémisphériques ; encore moins à fortiori de culasse 4 soupapes à chambres en toit. Pour des questions évidentes de coût de réalisation, la simplicité du dessin de la culasse et de la commande des soupapes passe par des soupapes parallèles disosées en ligne. On tombe inévitablement sur des chambres « plates », du type « baignoire » ou « en coin » si les soupapes sont légèrement inclinées, des formes qui ne favorisent pas à priori une bonne

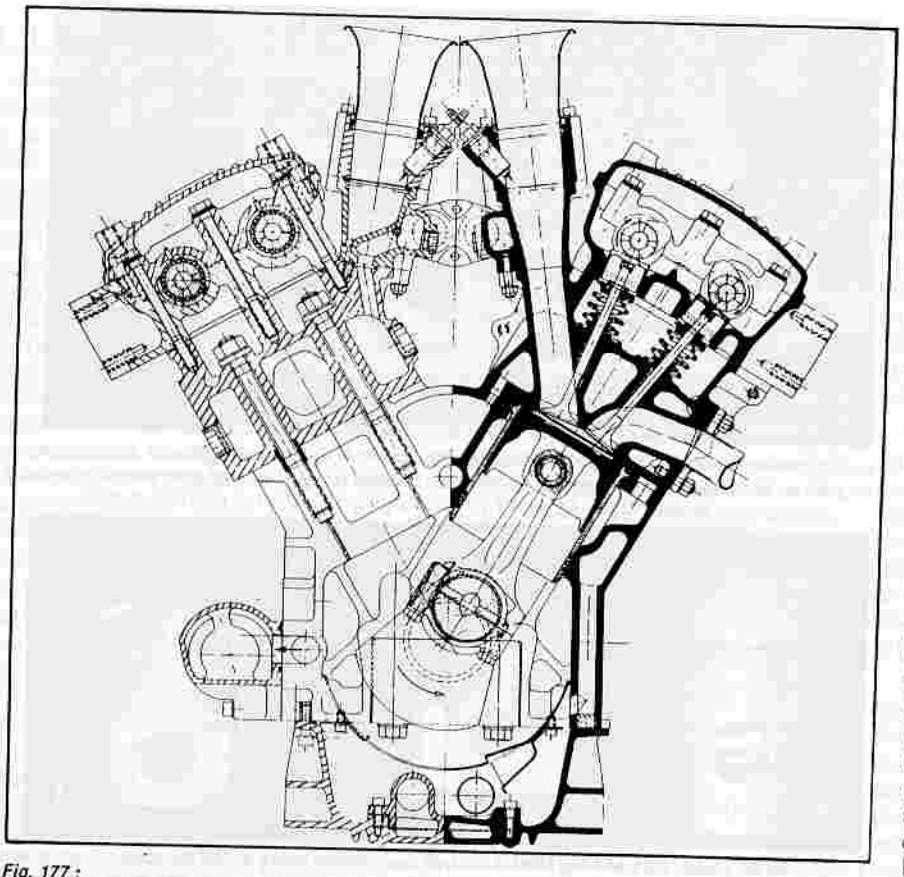
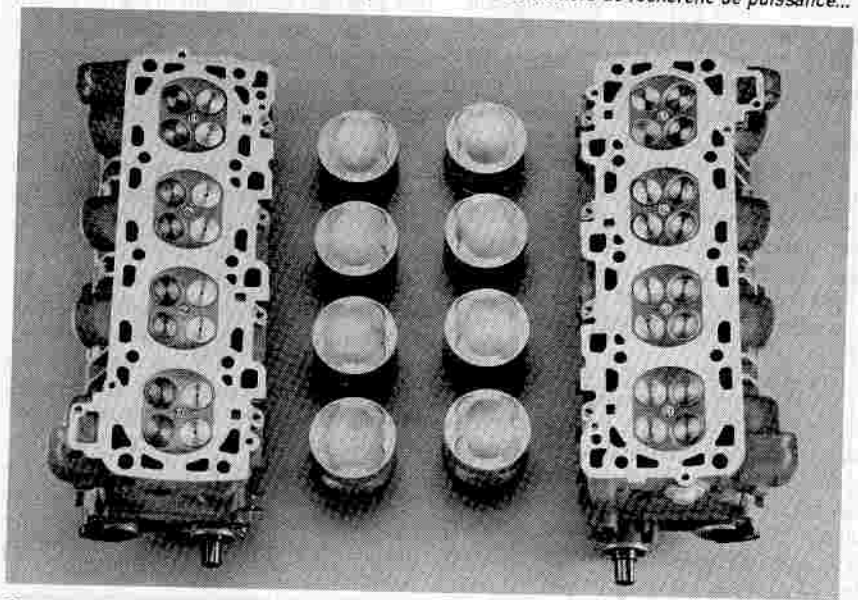


Fig. 177 :
Coupe transversale du V12 Matra MS 72 des années 72-73. Puissance maximale enregistrée dans cette version (F1 3 litres) : 505 ch. A lui seul, son dessin résume tout ce qui a été dit dans la recherche de performances : conduits d'admission parfaitement rectilignes, position de l'injecteur très éloignée de la soupape, en amont d'un convergent de turbulence, chambres de combustion hyper compactes grâce à des pistons plats (comportant une partie du volume des chambres) et à un angle de soupape très fermé (16°), guides de soupape raccourcis côté conduits, arbres à cames montés sur roulements à aiguilles...
Il est intéressant de comparer ces solutions à celles retenues sur le V6 Honda 1500 Turbo illustré par ailleurs. Comme quoi il n'existe pas 36 recettes en matière de recherche de puissance...



Chambres de combustion en toit très compactes (très peu profondes) sur les culasses 4 soupapes du V8 Porsche 928S4. Suivant la technique « semi Héron » une partie du volume de la chambre est reportée dans les têtes de piston.

turbulence des gaz. De plus, la bougie se trouve rejetée latéralement, ce qui contribue à augmenter le trajet du front de flamme...

3.3 Turbulence et homogénéité du mélange :

La parfaite homogénéité du mélange réside dans un brassage continuel de la masse gazeuse, depuis la pulvérisation de l'essence dans le flux d'air jusqu'à la compression finale. La turbulence, ce mouvement tourbillonnaire produit par le passage des gaz à travers les orifices d'admission (conduit et soupape), ainsi que par la remontée du piston, joue un rôle capital sur la qualité de la combustion. Elle est d'autant meilleure que la vitesse des gaz est importante, mais nous l'avons vu, des vitesses trop élevées vont à l'encontre d'un bon remplissage. Il convient une fois de plus d'effectuer un compromis. Il est évidemment possible de réaliser des conduits très turbulents (étroits, rugueux, tourmentés), mais les pertes de charge qui en découleraient nuiraient par trop au remplissage. La turbulence d'admission dépend aussi de la disposition du conduit par rapport à la chambre. Sur les culasses à soupapes en lignes, les conduits d'admission et d'échappement sont décalés et parallèles. L'arrivée des gaz tangentiellement à la chambre crée un mouvement tourbillonnaire bénéfique, mais contrairement à une chambre hémisphérique, le balayage du cylindre en phase « croisement » des soupapes est moins bon. Les fameuses culasses « ApfelBeck » à 4 soupapes par chambre, conçues à une certaine époque par BMW, avaient leurs soupapes d'admission et d'échappement disposées croisées en « X », à la seule fin d'améliorer la turbulence d'admission et le balayage ; la pénétration dans le cylindre des deux flux gazeux, parallèles et opposés, créant un effet de tourbillon important. Lancia avait repris ce principe pour sa Delta S4 « Evolution » malheureusement morte-née (suppression des Groupe B en rallye), mais dans le but également de réaliser une suralimentation différentielle par double turbo (voir fig. 178).

Il faut distinguer la turbulence d'admission de la turbulence de compression. Il est important d'entretenir la turbulence des gaz jusqu'au moment du déclenchement de l'allumage. Or celle-ci tend à diminuer lorsque le piston commence sa remontée. C'est surtout à ce stade qu'intervient la forme de la chambre de combustion. Il est clair qu'une chambre plate, très étalée et

peu profonde, ne favorisera pas l'homogénéité du mélange, et ce d'autant plus qu'elle privilègiera les échanges thermiques. Sur les culasses à soupapes en ligne, handicapées sur le plan de la compacité des chambres, les motoristes s'évertuent à rechercher des formes de chambre donnant la meilleure turbulence possible. Citons les formes les plus connues :

— La chambre « Heron » : elle est creusée dans le piston, la culasse se trouvant dépourvue de toute cavité, ce qui simplifie en outre son usinage. Cette technique présente l'inconvénient majeur de grever le poids des pistons ; pour cette raison on lui préfère aujourd'hui la chambre « semi-Héron », dont le volume est réparti à la fois dans la culasse et sur le piston.

— La chambre « May » : n'est pratiquée qu'autour de la soupape d'échappement, cette dernière se situant par conséquent très en retrait de sa voisine d'admission ; la turbulence mécanique (voir plus loin) en fin de compression est importante mais comme pour la chambre « Héron », faute de ne pouvoir bénéficier d'un croisement de soupapes important (proximité piston-soupapes), l'effet de balayage n'est pas parfait.

— La chambre « baignoire » : très souvent rencontrée sur les moteurs de grande série. Du fait d'une surface d'ouverture inférieure à celle de l'alésage, on obtient une certaine turbulence en fin de compression : à l'approche du PMH, les gaz comprimés entre le piston et le plan de joint de la culasse sont fortement chassés vers la chambre ; à ce titre les zones de bord de chambre qui « flirtent » avec le piston sont appelés « chasses ».

En jouant sur le dessin et la proéminence de ces « chasses », on peut obtenir des effets de tourbillonnement des gaz en fin de compression bénéfiques. Une chambre dite « plate » peut ainsi être dessinée avec des contours très divers, aux effets turbulents plus ou moins marqués.

Travailler l'effet de « chasse » est l'un des moyens les plus simples pour obtenir une turbulence mécanique de compression. Les préparateurs s'y emploient lorsqu'ils traquent les derniers chevaux, particulièrement lorsqu'ils ont affaire à des formes des de chambre peu performantes au départ. Après maints essais, ils réusinent à leur convenance les chambres et leurs contours à partir de culasses brutes de fonderie, parfois après les avoir rechargées localement en métal (pour les culasses en alliage léger). C'est l'unique

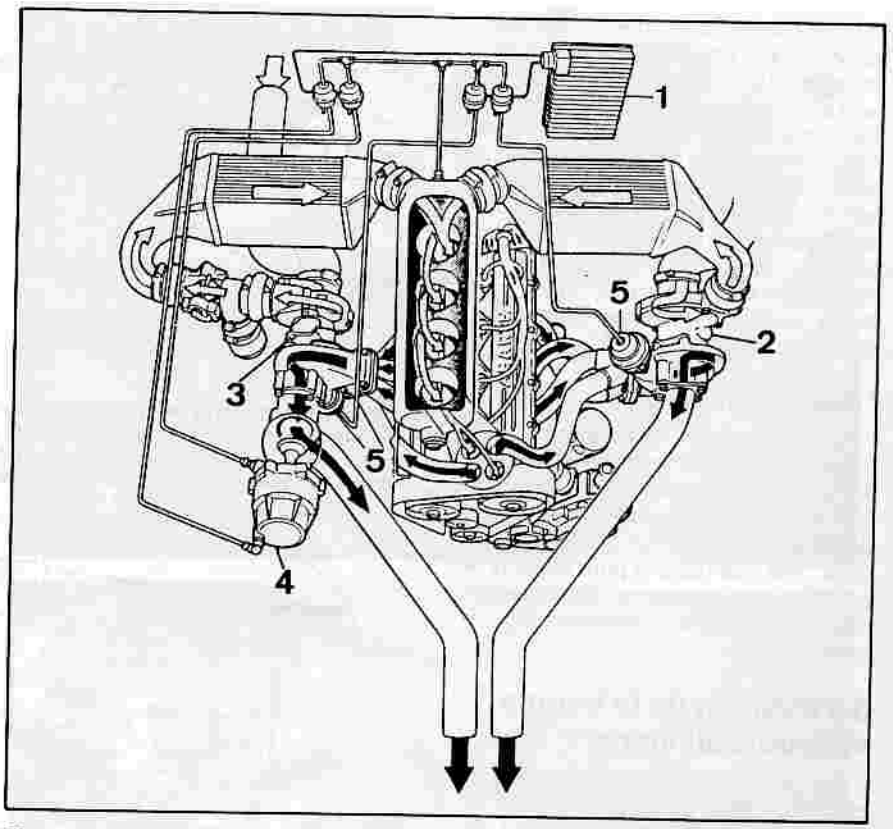
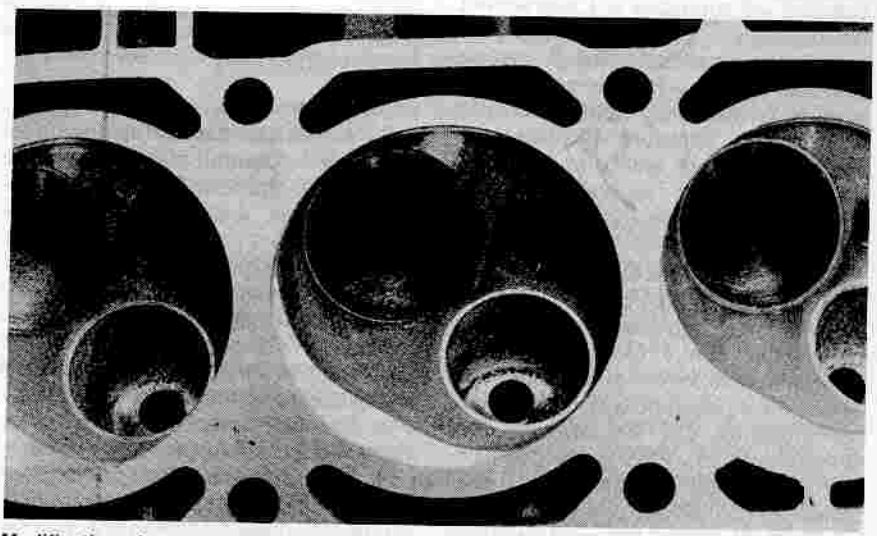


Fig. 178 : Si le groupe B n'avait pas été prohibé à partir de 1987, Lancia avait prévu pour le 4 cylindres de sa Delta S4 une suralimentation « étagée » à double turbo très sophistiquée : la culasse comporte toujours 4 soupapes par cylindre, mais les soupapes d'admission et d'échappement ne sont plus diposées en ligne mais en diagonale. Les flux de gaz sont donc croisés, ce qui améliore la turbulence à l'admission ainsi que le balayage et répartit mieux les contraintes thermiques ; mais cela permet surtout le montage de deux turbocompresseurs, un par ligne de soupapes, de caractéristiques de débit différente : un petit turbo assure le remplissage « en bas » et un temps de réponse minimal à l'accélération, tandis qu'un autre turbo, de plus gros débit, le seconde pour des régimes élevés. Bien que différente dans son principe, cette solution est à rapprocher de la suralimentation séquentielle vue sur le flat-six de la Porsche 959.

L'admission des gaz s'effectue au-dessus du moteur, entre les deux arbres à cames, et la régulation (complexe) de la pression de suralimentation est gérée électroniquement. Ce moteur prototype (ECV) était donné pour 600 ch.



Modification des « chasses » en vue d'obtenir une turbulence optimale des gaz à la compression. Une recherche qui, menée en parallèle avec celle concernant la forme des têtes de piston, réclame une grande expérience du moteur en question ainsi que de nombreux essais.

moyen d'enregistrer des gains sensibles, mais on entre là dans des transformations importantes que ne peut envisager sérieusement l'amateur. Signalons aussi que l'augmentation de l'alésage contribue à agrandir l'étendue des « chasses », et par conséquent à activer quelque peu la turbulence de compression. En contrepartie, l'accroissement des espaces morts qui en résulte, peut être la cause, dans certaines conditions, d'une combustion avec cliquetis (voir fig. 180).

*** Le dosage air-essence :**

Nous rejoignons ici ce qui a été dit dans l'étude de l'alimentation du moteur. Ajoutons simplement que la combustion d'un mélange pauvre exige plus de temps que celle d'un mélange riche. C'est l'une des raisons pour laquelle le maximum de puissance est obtenue, rappelons-le, avec un mélange légèrement riche.

3.4 Position de la bougie et double allumage :

La position de la bougie dans la chambre conditionne la longueur du trajet que doit parcourir le front de flamme, et par suite la durée de la combustion. D'autre part, plus ce trajet est long, toutes choses égales par ailleurs, plus le reste du mélange non encore atteint par le front de flamme risque de s'enflammer spontanément (détonation) et provoquer le cliquetis. Excepté sur les culasses « 4 soupapes » où la bougie trouve naturellement sa place au centre de la chambre, il n'en va pas du tout de même pour les culasses « 2 soupapes ». L'alignement des soupapes, qu'elles soient disposées verticalement ou inclinées, impose de placer la bougie latéralement, sur le côté de la chambre ; cela pénalise la distance de parcours du front de flamme ; On peut améliorer sensiblement les choses en jouant sur la position et la forme des « chasses » de turbulence.

En ce qui concerne les chambres hémisphériques, bien peu d'entre elles possèdent un emplacement de bougie parfaitement centré. Cette dernière est légèrement déportée afin de pouvoir bénéficier du maximum d'espace pour les soupapes. Sur les culasses des fameux moteurs « R8G », Amédée Gordini avait résolu élégamment le problème en conservant une bougie centrée mais masquée, l'allumage s'effectuant par l'intermédiaire de deux petits canaux obliques débouchant dans la chambre hémisphérique ; ainsi la position de ces deux orifices d'allumage ne gênait nullement le montage de grosses soupapes. Cet artifice compliquait énormément la réalisation de la culasse, et ne manquait pas non plus de poser quelques problèmes de démarrage, surtout moteur froid.

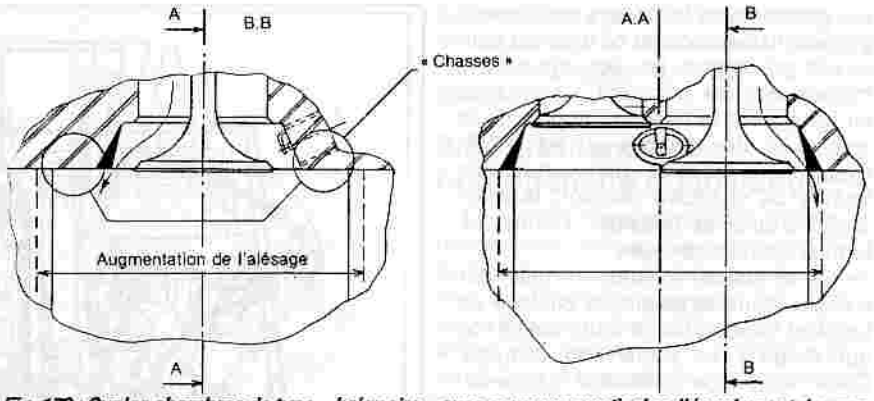


Fig. 179 : Sur les chambres de type « baignoire » avec soupapes verticales, l'écoulement des gaz entre soupape et paroi de cylindre peut être amélioré dans le cas d'une augmentation de l'alésage (zones noircies d'usinage coupe AA). Mais il faut veiller à préserver les zones de « chasse » nécessaires à une bonne turbulence des gaz à la compression (coupe BB).

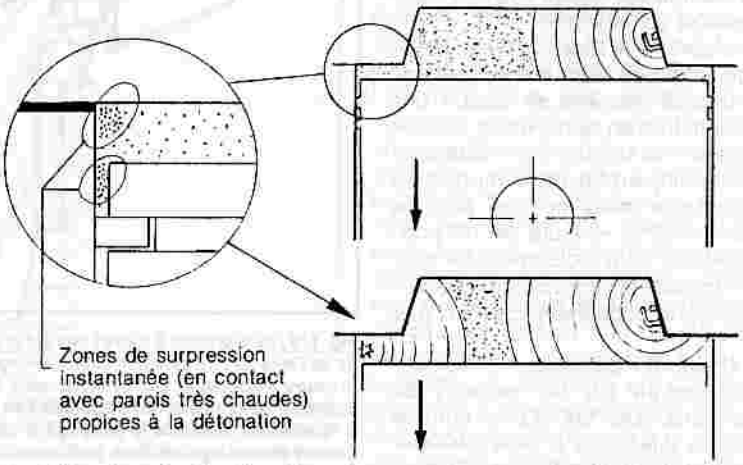


Fig. 180 : Phénomène de cliquetis : détonation en cours de combustion du mélange carburé non encore atteint par le front de flamme.

Dans bien des cas, la rapidité de la combustion pourrait être largement accrue si la chambre était pourvue de deux bougies, disposées si possible symétriquement par rapport à la forme de la chambre (par exemple 2 bougies latérales dans le cas d'une chambre plate type « baignoire » à soupapes verticales). La firme Porsche utilisa cette solution sur ses 4 et 6 cylindres à plat et tout récemment sur ses Carrera 4 et 2. Alfa Romeo reprit également cette technique sur ses 75 « Twinspark ». Pour les très nombreux problèmes de fonderie de culasse qu'il soulève, le double allumage, qui ne se justifie que sur les moteurs « 2 soupapes », se rencontre rarement sur les moteurs de série. Il est vrai que suivant la forme de la chambre, la disposition des conduits d'admission et d'échappement, le mode de distribution, il n'est pas du tout évident de pouvoir loger une seconde bougie, sans compter qu'il faille penser à l'accessibilité de celleci ! Vouloir adapter un double allumage sur une culasse qui n'est pas à fortiori prévue pour cela relève presque d'une gageure ! On l'imagine, la principale difficulté réside dans la réalisation du second puits de bougie. Pour déterminer sa position exacte, un tronçonnage précis et dans tous les sens d'une culasse mise au rebut est de rigueur. Son logement est alors usiné (à travers les conduits d'eau bien sûr) sur une machine de précision ; ensuite il faut souder à l'intérieur de celui-ci un tube faisant office de puits, dans lequel a été usiné le logement de la bougie. Le problème de l'étanchéité des soudures n'est pas mince, particulièrement côté chambre ; il faut parfois recharger et réusiner, ou accéder aux tubes à travers les conduits d'eau via d'autres orifices usinés que l'on obture ensuite

par des pastilles... Un travail de titan qui exige compétence et professionnalisme, auquel d'aucuns préparateurs talentueux s'y risquent quelques fois. Il convient d'autre part de penser aux éventuels problèmes de chauffe que peut amener cette transformation. La circulation d'eau autour des chambres se fera nécessairement avec plus de difficultés, cela peut conduire à un renforcement du débit de la pompe, et nécessiter un degré thermique de bougie différent, légèrement plus froid. D'ailleurs, pour limiter l'encombrement pris par le second puits de bougie, on installe généralement des bougies à très petit culot, d'un diamètre de 10 mm.

Enfin, il faut évidemment penser à la modification du système d'allumage : installation d'une deuxième bobine et d'un deuxième allumeur si le mode de distribution le permet, sinon montage d'un rupteur à double contact avec tête d'allumeur spécifique...

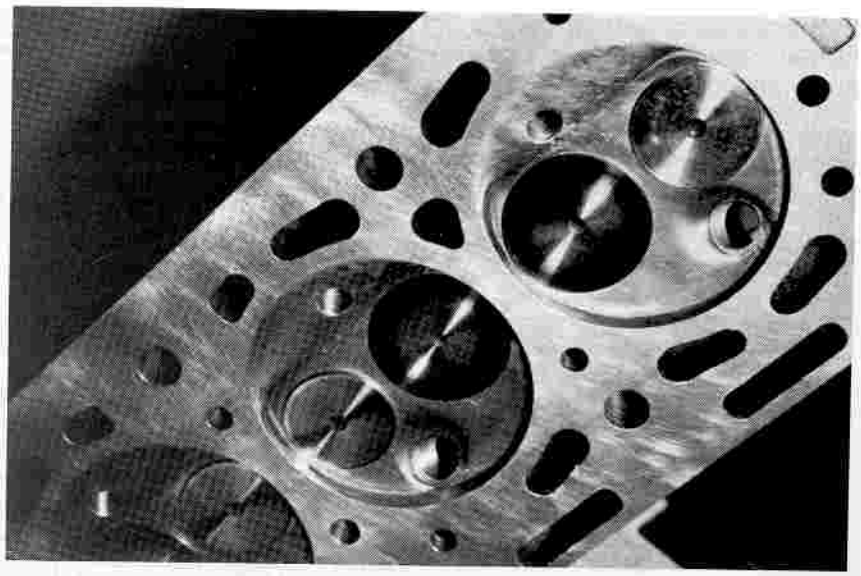
Dans ce domaine, l'allumage électronique avec distribution statique de la haute tension (une bobine à double sortie par cylindre) apporte un plus indéniable (voir plus loin)...

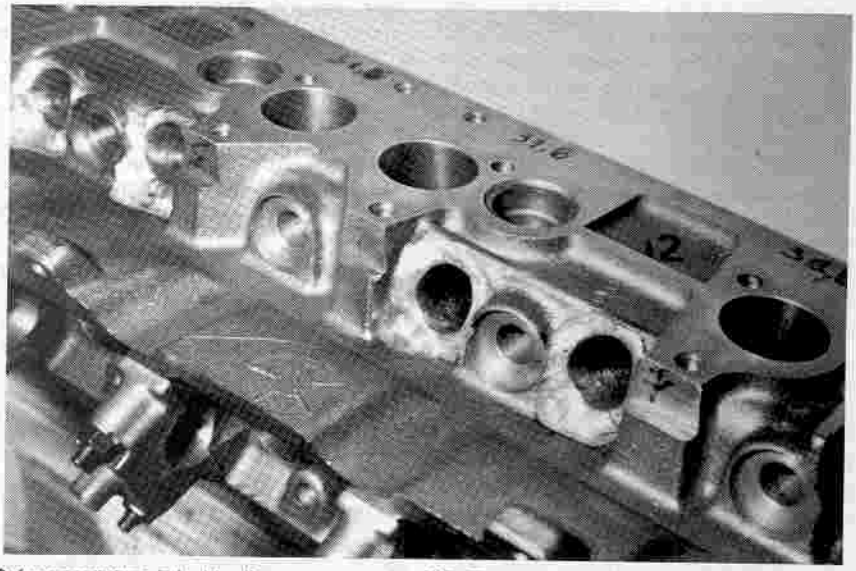
3.5 Le système d'allumage :

« Marelli ne pouvant fournir une magneto pour les 24 bougies utilisées, le V12 Maserati de 2,5 litres fut équipé de 4 distributeurs d'allumage ayant chacun 6 jeux de contacts reliés à 24 bobines individuelles (1957) ».

Le système d'allumage doit assurer :
— Une énergie d'étincelle élevée et constante : la puissance calorifique de l'arc électrique doit être suffisante quelles que soient les conditions de charge et de richesse.
— Une très grande précision dans le réglage du point d'avance à l'allumage.

La tension requise pour déclencher l'arc électrique entre les électrodes de la bougie peut varier de 5 000 à 30 000 volts suivant la valeur de la pression règnant dans la chambre au moment de l'allumage. Que le système soit du type conventionnel ou transistorisé, cette tension est obtenue à partir d'une bobine qui transforme le courant primaire (12 V) de la batterie en courant secondaire nécessaire à l'allumage. Le rapport des tensions secondaire/primaire dépend d'un facteur essentiel : **l'angle de came**, que nous expliciterons plus loin.





Culasse prototype à double allumage pour moteur 205 GTi. La réalisation du 2e puits de bougie (tubes emmanchés et soudés, visibles ici) ne manque pas de soulever de gros problèmes que seuls les préparateurs expérimentés sont à même de surmonter. (Préparation Bouhier Engineering).

Le système de régulation de **l'avance à l'allumage** doit tenir compte de deux paramètres fondamentaux :
— le régime moteur,
— la charge du moteur.

Pour une charge donnée, l'avance à l'allumage doit croître avec le régime puisque le temps imparti pour la combustion du mélange diminue. Nous l'avons dit, la combustion dure en moyenne 2 millisecondes, délai pouvant varier suivant la qualité du mélange, la forme de la chambre, et l'énergie potentielle d'inflammation.

Ainsi par exemple, au régime de 2 000 tr/mn, cette durée moyenne de 2 m/s correspondra à une rotation du vilebrequin de 24°, à 5 000 tr/mn à une rotation de 60° et à 8 000 tr/mn à un angle de 96°...

On comprend donc la nécessité d'anticiper le déclenchement de l'allumage si l'on ne veut pas que la pression de combustion n'atteigne son niveau maximal trop tard, c'est-à-dire bien après le PMH (chute rapide du rendement). L'avance à l'allumage doit donc augmenter proportionnellement au régime moteur. Ceci étant dit, la richesse du mélange, variant avec l'état de charge du moteur, influe sur la durée de combustion. A faible charge, le mélange est plus pauvre et exige un délai de combustion plus grand ; c'est le contraire à pleine charge. L'avance doit donc diminuer avec la charge.

A l'évidence, le système d'allumage, dernier maillon de la chaîne, tient une place primordiale dans la recherche des performances maximales d'un moteur. Il ne peut ni ne doit être négligé, car si l'ensemble de la préparation détermine un certain potentiel de performances, la qualité de l'allumage sera seule à même d'exploiter pleinement celui-ci.

Dans ce but, on veillera surtout :
— A améliorer l'énergie d'étincelle : soit à partir du système existant en modifiant certains éléments (bobine, rupteur, bougies...) et en peaufinant les réglages (angle de came), soit en changeant de système (passage d'un allumage conventionnel à un allumage transistorisé), les gains enregistrés dans ce cas étant plus sensibles.
— A corriger impérativement les courbes d'avance à l'allumage : l'amélioration du remplissage ayant pour effet d'accroître l'énergie potentielle d'inflammation des gaz en fin de compression, il faut donc diminuer l'avance à l'allumage pour se mettre à l'abri des risques de combustion détonante. Cette opération ne peut être réalisée valablement que sur un banc de puissance, à la rigueur par de longs essais d'accélérations, de reprises, et de vitesse maxi sur route.

A. L'allumage conventionnel :

C'est ainsi que l'on continue de nommer ce système qui repose sur un distributeur à rupteur mécanique (vis platinées)... technologie tombant peu à peu dans l'obsolescence, maintenant que l'allumage électronique envahit inexorablement le marché, même celui des petites cylindrées.

Rappelons néanmoins sa constitution, ne serait-ce que parce qu'il existe encore sur de nombreux moteurs de course (VEC et Groupe F notamment...). Cela nous permettra aussi de mieux cerner ses défauts et de comprendre les énormes avantages apportés par la transistorisation et la gestion électronique du point d'avance. Il comprend :
— une bobine haute tension, caractérisée par un ratio tension secondaire/tension primaire maxi.
— un allumeur, jouant les rôles :
  • d'interrupteur du courant primaire (rupteur mécanique actionné par les cames, une par cylindre, du rotor),
  • de distributeur, un plot central dit « éclateur », entraîné par le rotor, distribuant le courant secondaire aux bougies par l'intermédiaire de la tête d'allumeur,
  • de variateur d'avance à l'allumage : un dispositif centrifuge, (tenant compte du régime), assorti le plus souvent d'un correcteur à dépression (prenant en compte la charge), assurant la modification du point d'avance par délacement angulaire des cames du rotor par rapport au rupteur.

*** La bobine :**

Sans entrer dans des détails superflus, disons simplement que la bobine se compose de deux enroulements entourant un noyau magnétique, avec d'abord, autour du noyau, l'enroulement secondaire haute tension (spires les plus fines), puis l'enroulement primaire. Le passage du courant (12 V) dans le primaire génère un champ magnétique dans l'enroulement secondaire. A l'instant précis du déclenchement de l'allumage, la coupure du courant primaire (rôle du rupteur) crée un effondrement de ce champ magnétique, ayant pour conséquence d'engendrer un courant induit de très forte tension dans le bobinage du secondaire. Ce courant haute tension est alors canalisé vers la bougie correspondant au cylindre en phase « explosion ».

La valeur de la tension au secondaire dépend :
— d'une caractéristique de la bobine : le rapport entre le nombre de spires des deux enroulements,
— de l'intensité du courant primaire (la technique du rupteur limitant celui-ci à 4,5 A),
— de l'intensité du champ magnétique et de sa vitesse d'effondrement.

Ce dernier point est important. En effet, pour que le courant ait le temps (entre deux allumages) de s'établir dans le primaire, et qu'ainsi il en résulte un champ magnétique intense au secondaire, il faut que les contacts (vis platinées) du rupteur restent fermés suffisamment longtemps. C'est là où le bât blesse, car on comprend aisément que la durée de fermeture du rupteur diminue avec le régime moteur. La notion d'angle de came prend ici toute son importance...

*** L'allumeur :**

Le rotor de l'allumeur comporte un arbre principal, tournant à mi-vitesse du vilebrequin, et entraînant à son extrémité, par l'intermédiaire du dispositif centrifuge, un arbre porte-cames (une came par cylindre). Suivant le régime, le calage angulaire de ces deux arbres peut donc varier, les cames attaquant plus ou moins tôt le rupteur, solidaire du corps de l'allumeur.

Entre deux ouvertures successives, le rupteur reste fermé un certain temps. Cette durée est fonction :
— du régime moteur bien sûr,
— de la valeur de l'angle de came : caractéristique fixe mais réglable de l'allumeur.

L'angle de came mesure l'angle décrit par l'arbre porte-cames entre l'instant où le rupteur se ferme et celui où il s'ouvre de nouveau. Il apparaît clair que cet angle dépend :
— du profil des cames,
— de la valeur maxi d'ouverture du rupteur (écartement des vis).

Effectivement, un écartement important des vis se traduit par un angle de came diminué puisque la came doit attaquer plus tôt le linguet du rupteur et le quitter plus tardivement. Le réglage de l'écartement des contacts (0,35 à 0,45 mm en moyenne) prend donc une importance toute particulière du point de vue énergie d'étincelle.

Ce réglage peut s'effectuer statiquement à l'aide d'un simple jeu de cales d'épaisseur (came en position « ouverture maxi »). Cela peut suffire s'il s'agit d'un rupteur neuf, tout comme cela peut conduire à des erreurs (écartement trop grand) dès que les contacts présentent une légère usure. On recommande alors expressément de procéder à un réglage dynamique (moteur en marche) à l'aide d'un appareil électronique, il peut s'agir soit d'un « contrôleur d'angle de came » (qui mesure directement en degré l'angle de came), soit d'un « dwellmètre », appareil mesurant le nombre de « dwell », c'est-à-dire le pourcentage de l'angle de fermeture par rapport à l'angle correspondant au cycle d'allumage (90° sur un 4 cylindres). Par exemple, un angle de came de 57° équivaut à un pourcentage de « dwell » de 63 %

$$(\frac{57}{90} \times 100).$$

Généralement, le constructeur spécifie les deux valeurs, angle de came et pourcentage de « dwell » (avec une tolérance de quelques degrés ou %). Pour obtenir le bon réglage, il suffit simplement de jouer sur l'écartement des contacts, en se rappelant qu'à un écartement trop grand correspond un angle plus faible. Le réglage dynamique permet d'obtenir une grande précision. Il permet en outre de vérifier si le ressort du rupteur n'est pas trop fatigué (sa force de rappel devenant insuffisante, il s'en suit une chute de l'angle de came avec le régime), où si

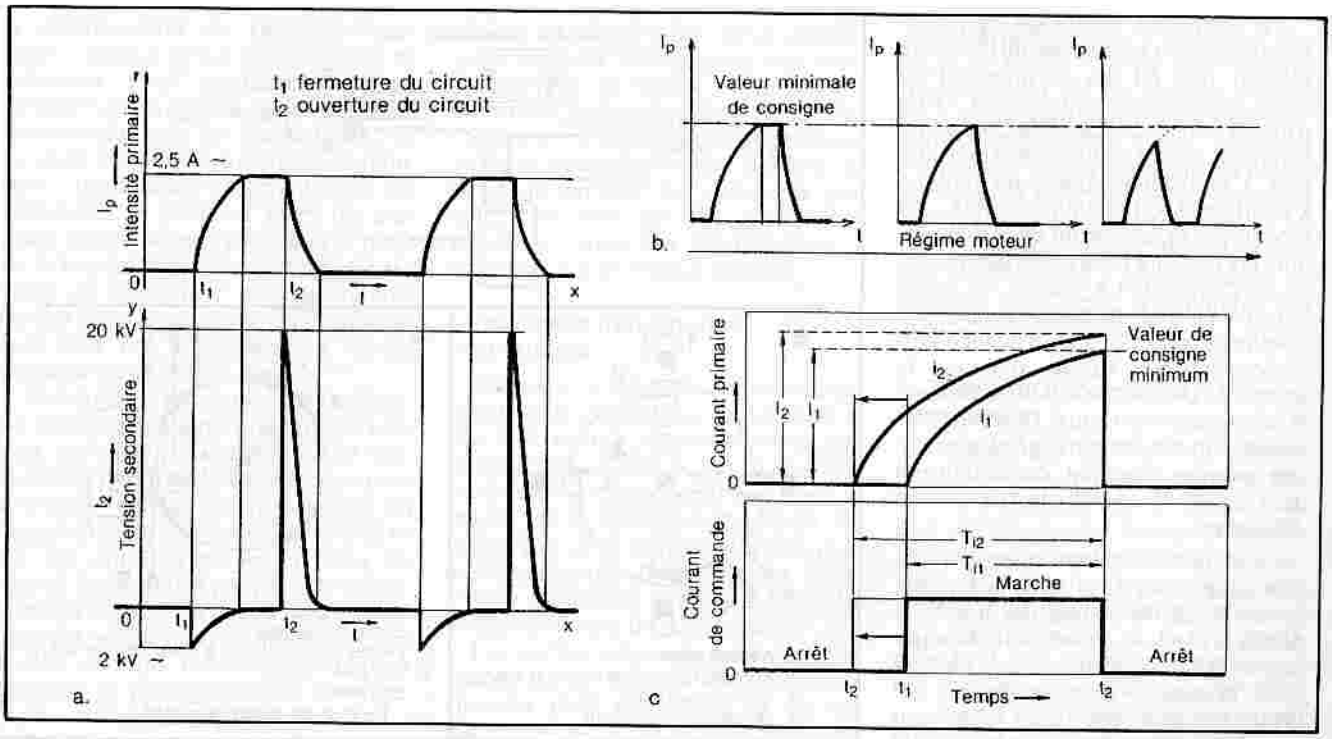


Fig. 181 : a. Principe de l'allumage inductif par bobine. Le temps de charge de la batterie (T_2-T_1) dépend d'une constante réglable, l'angle de cames, et du régime moteur - b. Principal défaut de l'allumage inductif conventionnel : plus le régime moteur augmente, plus le temps de charge de la bobine diminue, et le courant au primaire peut ne pas atteindre la valeur de consigne requise, ce qui fait chuter la tension au secondaire, et donc la puissance d'étincelage - c. Régulation électronique de l'angle de cames : un circuit électronique anticipe la fermeture du circuit primaire, (T_1 à T_2) (début de remplissage de la bobine) en fonction du régime moteur de façon à ce que la valeur de consigne soit toujours atteinte au point d'allumage.

le rotor ne possède pas un jeu latéral excessif (variations anormales de l'angle de came à basse vitesse). Il est à noter que la retouche de l'angle de came (modification de l'écartement des contacts) a pour effet de déplacer sensiblement le point d'avance. Pour un calage donné de l'allumeur (calage du point d'avance), une réduction d'écartement des vis va dans le sens d'une diminution de l'avance puisque l'arbre porte-cames attaquera plus tard le rupteur. Et vice-versa. Il faut donc prendre soin de recaler l'avance à l'allumage si l'angle de came a été modifié.

Nous avons évoqué, sur les conditions d'une tension élevée au secondaire, celle concernant la rapidité d'effondrement du champ magnétique dans la bobine. Sur ce point, le condensateur, monté en parallèle avec le rupteur sur le circuit primaire, joue un tout premier rôle, et ne doit pas être négligé. A l'ouverture du rupteur, le phénomène de self-induction fait apparaître une tension d'environ 400 V entre les extrémités de l'enroulement primaire, ayant pour effet de prolonger le passage du courant primaire, et par suite de retarder l'écroulement du champ magnétique. La présence du condensateur permet d'annihiler ces effets, et, en absorbant le courant d'extra-rupture entre les contacts du rupteur dû à la tension de self-induction, de prolonger la durée de vie des contacts.

Il est clair que de par son principe faisant appel à un rupteur mécanique, l'allumage « conventionnel » avoue rapidement ses limites dès que le régime moteur croît, ou encore lorsque le nombre de cylindres augmente (nombre de cames supérieur, donc angle de came réduit ; au-dessus de 6 cylindres, nécessité de faire appel à un second système allumeur-bobine, ou monter un allumeur à double rupteur...). La durée de fermeture du rupteur variant en raison inverse du régime (l'angle de came restant constant), aux régimes critiques, le courant au primaire de la bobine n'a plus le temps d'atteindre la valeur de consigne requise (voir fig. 181) et la puissance d'allumage peut chuter au point de provoquer des ratés. Aussi ce système s'avère-t-il déficient dès que l'on dépasse les 400 étincelles par seconde. Ses limites se situent donc vers 12 000 tr/mn sur un 4 cylindres, 8 000 tr/mn sur un 6 cylindres ! Un moteur 12 cylindres en V, équipé d'un double allumeur, ne pourrait donc espérer atteindre des régimes supérieurs à 8 000 tr/mn avec ce système. Sans compter qu'en deçà de ces régimes critiques, l'énergie d'étincelle n'est plus optimale (temps de remplissage de la bobine insuffisant car « durée de Dwell » de plus en plus limitée), et subit une baisse régulière, néfaste au rendement du moteur.

Il n'est donc pas étonnant que les moteurs de compétition, particulièrement les multicylindres conçus pour des régimes de rotation élevés, furent les premiers à opter – dès la fin des années 60 – pour l'allumage transistorisé...

**** La régulation de l'avance à l'allumage :**

En dehors de ses fonctions d'interrupteur de courant primaire et de distributeur du courant secondaire, il incombe à l'allumeur une troisième fonction essentielle consistant à faire varier, en fonction du régime et parfois de la charge, le point de déclenchement de l'allumage, point défini en degrés d'angle de vilebrequin par rapport au PMH. La régulation de l'avance s'obtient en modifiant l'instant où la came du rotor entre en contact avec le linguet mobile du rupteur.

Le correcteur centrifuge, qui augmente l'avance en fonction de la vitesse moteur, met en jeu l'écartement de deux masselottes soumises à l'effet d'inertie centrifuge, pour décaler angulairement l'arbre porte-cames par rapport à la platine-support du rupteur. L'écartement des masselottes est modulé par la tension de deux ressorts, dont les raideurs différentes définissent la loi d'avance. Le ressort de faible tension permet d'obtenir le premier développement de la loi d'avance correspondant aux faibles régimes, le ressort de plus forte raideur permettant le développement aux régimes plus élevés. On obtient ainsi généralement une courbe d'avance constituée de deux segments de droite, de pentes différentes.

Le correcteur à dépression, s'il y a, joue quant à lui dans le sens inverse, suivant l'état de charge du moteur, il décale la platine-support de rupteur par rapport à l'arbre porte-cames ; dans le sens avance lorsque la charge est faible (papillon des gaz faiblement ouvert, donc forte dépression), dans le sens retard lorsque la charge augmente (diminution de la dépression). Il est constitué d'une capsule munie d'une membrane (ou diaphragme) délimitant deux chambres, l'une en communication avec la pression atmosphérique, l'autre en liaison avec le système d'alimentation en aval du moteur, en aval du papillon des gaz (prise de dépression). Sous l'effet de la dépression, la déformation de la membrane crée, via une tige de liaison, le déplacement du plateau-support de rupteur (dans le sens avance). Dans son déplacement, la membrane comprime un ressort de rappel dont la raideur définit la loi d'avance à dépression.

Il convient de préciser que la présence d'un correcteur de charge se justifie surtout sur les moteurs de série, pour lesquels le cahier des charges est hanté par des soucis de pollution et de consommation dans les bas régimes et régimes de charge partielle. Sur les moteurs préparés, la loi de richesse en fonction du régime moteur reste au contraire proche d'une constante. Certains carburateurs performants utilisés en compétition, tels les Weber DCOE horizontaux décrits au chapitre « Alimentation », ne comportent d'ailleurs pas de prise de dépression (nous parlons de carburateurs car l'allumage conventionnel ne se rencontre plus guère qu'en association avec ce mode d'alimentation...). Dans ce cas, la loi d'avance repose uniquement sur le dispositif de régulation centrifuge.

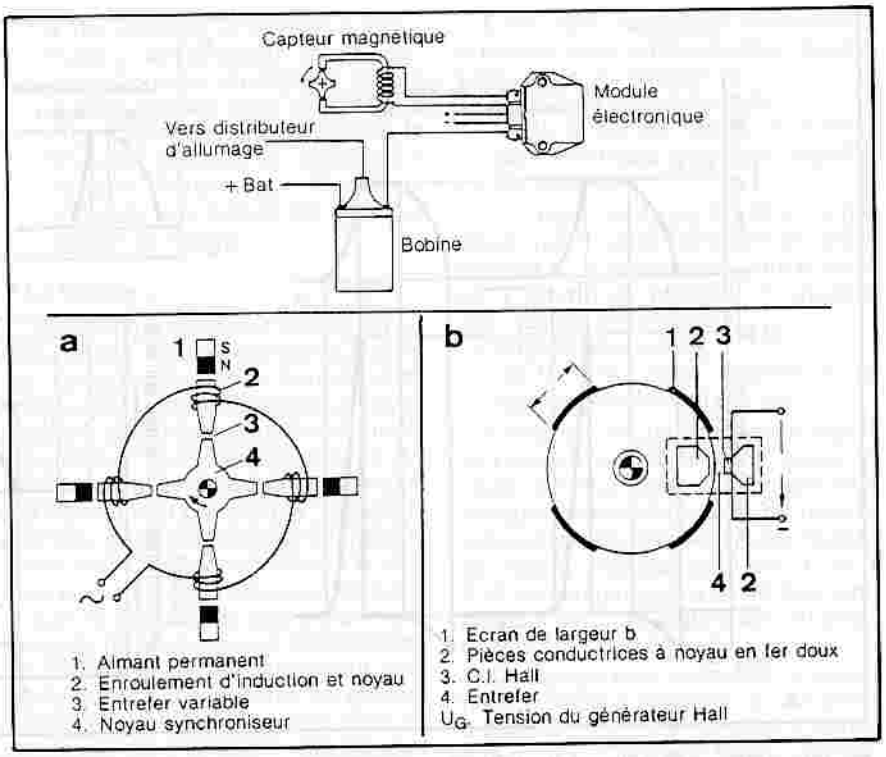


Fig. 182 : Allumage transistorisé à déclenchement statique. Le rupteur mécanique est remplacé, soit par un capteur magnétique (a), soit par un générateur Hall (b).

Comme nous venons de le voir, on obtient alors une courbe « simpliste », le plus souvent bi-linéaire, ne pouvant répondre, « énergétiquement » parlant, de façon idéale à tous les points de fonctionnement du moteur, étant donné que la loi de remplissage, elle, suit une courbe complexe ! De ce point de vue, nous verrons l'énorme avantage que procure une régulation électronique de l'avance par cartographie numérique. Mais n'allons pas trop vite.

*** L'allumage conventionnel dans la préparation moteur :**

L'amélioration du remplissage conduit, nous l'avons dit, à réduire l'avance à l'allumage. L'importance des retouches à effectuer sur la courbe d'avance de l'allumeur est liée naturellement au degré de préparation du moteur. Si l'on prend l'exemple d'un kit routier améliorant le remplissage essentiellement dans les bas régimes, il faudra diminuer l'avance initiale (calage de l'allumeur), mais aussi réduire l'avance totale développée pour ne pas se retrouver avec un excès d'avance dans les hauts régimes.

Au contraire, dans le cas d'une « maxi » préparation avec montage de grosses soupapes, d'une alimentation des cylindres individuelle, d'un arbre à cames fortement « croisé » aux diagrammes très étalés, il faudra augmenter l'avance initiale (homogénéité du mélange et remplissge moins bons dans les bas régimes), et réduire le développement total de l'avance centrifuge.

La modification de la loi d'avance de l'allumeur s'obtient en jouant sur la tension des ressorts de rappel des masselottes (par retouche ou remplacement de ceux-ci), et en limitant l'amplitude d'écartement des masselottes par la mise en place de butées sur le plateau-support de celles-ci.

Ce travail nécessite de nombreux essais, de préférence sur banc afin de déterminer le point d'avance requis au régime de couple maxi, tout en vérifiant qu'il n'y ait pas de combustion détonante au régime de puissance. Ce n'est pas toujours évident, compte tenu du fait que le cliquetis à haut régime est inaudible.

Signalons encore que la loi ainsi redéfinie, figée une bonne fois pour toute, est liée aux conditions d'essais : pression atmosphérique, température de l'air, indice d'octane du carburant, etc.. Non optimale au départ pour les raisons évoquées plus haut, elle ne peut l'être à fortiori avec des conditions extérieures différentes.

Terminons en ce qui concerne l'avance à l'allumage en ajoutant que

la détermination de l'avance « correcte » repose sur un calage précis de l'allumeur. Pour ce faire, la lampe stroboscopique est de rigueur. Et ceci d'autant plus que sur les moteurs très poussés, des régimes de ralenti « réguliers » descendent rarement sous les 3000 tr/mn. Il convient alors de procéder à un calage dynamique à partir de la courbe d'avance déterminée sur banc, en respectant, pour un régime moteur fixé, l'angle d'avance au vilebrequin (qui est le double de l'angle d'avance à l'allumeur) requis.

Concernant l'énergie d'étincelage, les possibilités d'amélioration sont limitées. Un moteur préparé tournant logiquement plus vite, il est recommandé de monter un rupteur avec ressort de rappel renforcé. Au dessus de 8 000 tr/mn sur un 4 cylindres, la lame de ressort (contrainte à près de 270 sollicitations à la seconde !) a de plus en plus de mal à remplir correctement son rôle ; il s'en suit un rebondissement des contacts, et par conséquent une fluctuation de l'angle de came.

Enfin, le montage d'une bobine dite « compétition », dotée d'un rapport de nombres de spires secondaires/primaires plus élevé et d'un refroidissement activé, ne peut s'avérer superflu.

Mais on n'oubliera pas qu'il est possible d'améliorer très sensiblement l'intensité et la constance de l'énergie d'étincelage, en interposant entre le rupteur et la bobine, un module amplificateur électronique...

B. L'allumage électronique :

Certes s'il ne l'est pas déjà, l'allumage conventionnel à rupteur sera, dans un avenir plus que proche, irrémédiablement condamné aux oubliettes. L'usure du rupteur, son rebondissement à haute vitesse, l'énergie d'étincelle non constante et insuffisante aux régimes élevés, la précision aléatoire d'une loi d'avance simpliste, etc..., représentent une somme de défauts non négligeables, que l'électronique s'est efforcée de corriger au fil des ans.

Mais il y a allumage électronique et... allumage électronique ! Sous ce vocable se cachent plusieurs familles de systèmes faisant appel aux composants électroniques. On distingue en fait trois générations de système :

— allumage transistorisé avec rupteur,
— allumage transistorisé sans rupteur, dit à déclenchement statique,
— allumage électronique intégral.

Le lecteur comprendra que le but n'est pas de décrire ici tous les systèmes du marché, étant entendu qu'il existe de nombreuses variantes de réalisation suivant les constructeurs, mais qu'aussi, on découvre des techniques plus ou moins « hybrides » à cheval sur ces générations. Nous nous contenterons ici d'évoquer les principes de base développés dans chacune de ces trois familles, les avantages procurés, et bien sûr les applications possibles, voire les modifications à effectuer, sur un moteur préparé.

* L'allumage transistorisé avec rupteur :

Ce système conserve l'allumeur classique, avec son rupteur mécanique et son mécanisme d'avance centrifuge. Simplement, dans le but d'accroître l'intensité du courant primaire dans la bobine sans détérioration rapide du rupteur, et ainsi bénéficier d'une plus grande énergie d'étincelle, la commande du courant primaire est confiée à des transistors de commutation.

Les contacts du rupteur ne voit plus passer qu'un courant de très faible intensité (500 mA maxi), le ou les transistors de puissaance se chargeant de l'amplifier (jusqu'à environ 9 A, soit le double d'un système classique) dans le primaire de la bobine. Il en résulte une nette augmentation de l'énergie au secondaire, et un rupteur quasiment insensible à l'usure. En revanche, le surcroît d'énergie développé nécessite une bobine spécifique, plus apte à évacuer les calories.

D'autre part, afin de conserver une énergie d'allumage constante quelle que soit le régime moteur, le module électronique se charge de commander l'angle de came. Ce dernier n'est plus celui défini sur le rotor pendant la durée de fermeture du rupteur. Pour obtenir un temps de remplissage suffisant lorsque le régime croît, la commande électronique modifie l'angle de came en anticipant le début de fermeture des contacts (la fin de fermeture ne pouvant être modifiée puisqu'elle correspond à l'ouverture du rupteur, et donc au point d'allumage, fig. 181. Voici pour le principe, nous vous passerons les détails de la réalisation, sachant simplement qu'elle met en jeu la charge d'un condensateur pendant la durée d'ouverture du rupteur, et sa décharge dans le primaire de la bobine au moment de la fermeture. Ajoutons encore que les systèmes les plus évolués comportent une correction de l'angle de came en fonction de la tension de la batterie.

De nombreux équipementiers de renom (SEV Marchal, Solex, Ducellier...), proposent sur le marché des matériels (module électronique et bobine spéciale) performants, d'installation très facile et rapide. On ne peut que les recommander sur un moteur préparé pourvu à la base d'un allumage conventionnel. Néanmoins, ces systèmes n'apportent aucun avantage en ce qui concerne la loi d'avance à l'allumage, puisque celle-ci repose toujours sur les dispositifs centrifuge et de dépression. Les modifications à apporter dans ce domaine sont donc les mêmes que celles décrites plus haut.

* L'allumage transistorisé sans rupteur :

Cet allumage de deuxième génération, baptisé « à déclenchement statique » (« Breakerless »), de plus en plus répandu sur les moteurs de série, même de bas de gamme, se caractérise par la suppression de l'archaïque rupteur mécanique, source on le sait, de rebondissements et de non fidélité dans les hauts régimes. Le rupteur est remplacé par un capteur électronique, qui fournit des impulsions électriques au module amplificateur de commande du remplissage de la bobine. Le capteur peut être du type magnétique (le plus utilisé), ou « à effet Hall ». Dans le premier cas, l'arbre du distributeur comporte, en lieu et place du porte-cames, un rotor à 4 branches (cas d'un 4 cylindres) en acier magnétique, qui, lorsqu'une des branches passe à proximité du capteur (stator à aimant permanent), induit un courant dans l'enroulement d'induction de celui-ci. En fait, la rotation du rotor génère une tension d'induction alternative (dont la fréquence correspond à celle de l'étincelle) qui pilote les transistors de puissance du boîtier électronique. Les capteurs à effet Hall mettent en pratique le fait que lorsqu'une plaquette semi-conductrice est parcourue par un courant, l'apparition d'un champ magnétique perpendiculairement à cette plaquette s'accompagne simultanément d'une tension suivant le troisième axe de la plaquette, c'est-à-dire perpendiculairement aux axes du courant d'alimentation et du champ magnétique (ça va, vous suivez toujours ?). Si ce flux magnétique varie en intensité, cette tension « Hall » varie dans le même sens. Pour mettre à profit cette variation de tension Hall : à toute fin de commander le module électronique au rythme des fréquences d'allumage, il suffit d'annuler périodiquement le champ magnétique qui traverse le semi-conducteur. C'est le rôle des écrans (1 par cylindre) pratiquées dans un rotor en forme de cloche, fixé sur l'arbre de l'allumeur. Ce rotor circule dans l'entrefer

du capteur Hall, tant que l'entrefer est libre (entre deux écrans de largeur bien définie), on enregistre une tension Hall de pilotage de l'allumage ; lorsqu'un écran pénètre dans l'entrefer, le flux magnétique est dévié, la tension Hall dans le semi-conducteur chute.

L'absence de tout contact dans ces systèmes de déclenchement présente maints avantages : aucune usure, aucun entretien, grande fiabilité, mais surtout, constance des signaux d'allumage quel que soit le régime moteur, ce qui améliore notablement la gestion électronique de l'angle de came..

En revanche, si le bon vieux rupteur a disparu, on conserve sur ces systèmes d'allumage le distributeur classique avec son système d'avance centrifuge (qui décale alors angulairement, soit le rotor à branches, cas d'un capteur magnétique, soit le rotor à écrans, cas du capteur « Hall »). Ils n'apportent donc aucune amélioration du côté de la loi d'avance. Sur ce point, dans le cadre de la préparation, on rejoint donc ce qui a été dit sur les précédents systèmes.

*** L'allumage électronique intégral :**

Au vu des divers systèmes existants portant ce label, la notion d'« intégralité » reste assez floue, et couvre en fait deux sous-familles d'« A.E.I » : ceux conservant un distributeur mécanique de la haute tension aux bougies, et ceux, les plus évolués, pourvus d'une distribution statique de l'allumage (sans distributeur mécanique).

Mais dans un cas comme dans l'autre, et c'est ce qui définit avant tout le qualificatif d'allumage intégral, la loi d'avance est totalement gérée électroniquement.

Nous avons vu que les dispositifs mécaniques (centrifuges) ne permettaient pas d'obtenir avec précision une courbe d'avance idéale, étant donné le peu de paramètres pris en compte (régime, éventuellement charge) ; la courbe simpliste obtenue correspond en fait à une droite située en dessous de la courbe d'avance optimale (limite du cliquetis).

L'avance électronique à l'allumage permet au contraire d'optimiser le point d'allumage en tenant compte :
— du régime moteur bien sûr,
— de la charge,
— de la température moteur,
— de la position du papillon (repérage ouvert/fermé),
— et, éventuellement, de la présence de cliquetis, ceci est particulièrement intéressant sur les moteurs turbocompressés, où les risques de détonation sont accrus, mais l'asservissement au cliquetis l'est également sur les moteurs atmosphériques lorsqu'on recherche un maximum de performances.

Cette possibilité de traiter en temps réel le point d'allumage, à partir des informations en provenance des divers capteurs, n'a été rendue possible qu'avec le développement de calculateurs numériques très puissants. Ceux-ci sont en effet capables de recalculer, et par conséquent d'actualiser, l'angle d'allumage jusqu'à 200 fois à la seconde ; soit une fréquence correspondant à 12 000 tr/mn moteur, ce qui veut dire qu'à un tel régime, le point d'allumage peut encore être actualisé à chaque tour moteur !

La base de calcul de l'avance repose sur une cartographie tridimensionnelle, établie à partir des paramètres fondamentaux : régime et charge (voir exemples donnés fig. 183).

Nous rejoignons ici le même principe que celui évoqué à propos des injections numériques cartographiques. Cette cartographie des angles d'avance est définie sur banc d'essai, dans des conditions bien précises de température moteur, d'indice de carburant, de tension de batterie, etc. : pour chaque point de fonctionnement du moteur (régime-charge), on détermine un angle d'avance optimal, c'est-à-dire proche de la limite de cliquetis. Elle est ensuite mémorisée sur un circuit intégré dans le calculateur. A partir des informations des capteurs de régime et de charge, le micro-processeur procède à une « lecture » de la cartographie, et détermine, le plus souvent par interpolation linéaire si les informations ne correspondent pas aux entrées mémorisées, un angle d'avance de base. Suivant le cas, celui-ci peut subir des corrections (par calcul) en fonction des informations secondaires telles que tempéra-

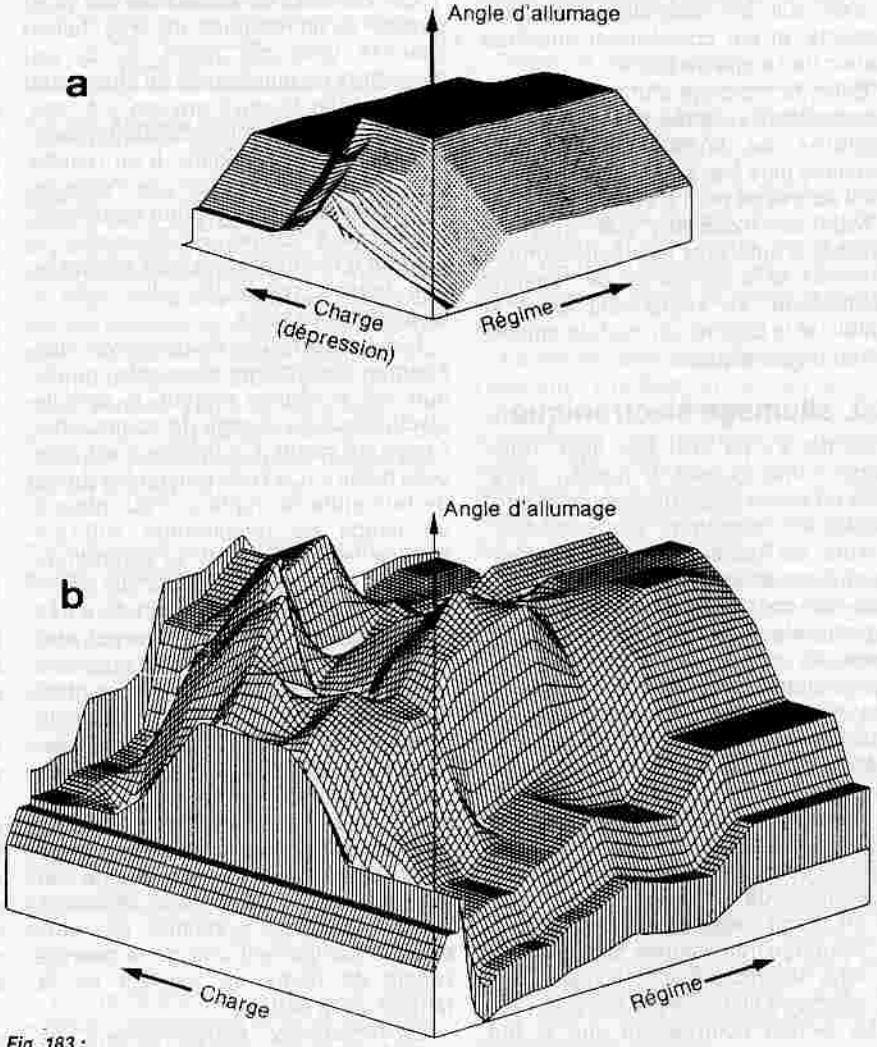


Fig. 183 :
Comparaison entre une cartographie d'allumage obtenue avec un allumage conventionnel (avance centrifugge couplée à un correcteur de charge) en a, avec une cartographie définie en technique numérique sur un système d'allumage électronique type Bosch Motronic, en b. (Doc. Bosch).

ture moteur, position papillon ou encore détection de cliquetis. Le traitement de tous ces signaux ne demandant que quelques millisecondes ! Voilà pour le principe.

La mesure du régime moteur et le repérage de la position du vilebrequin moteur sont obtenus à l'aide d'un capteur qui peut être, soit celui de l'allumeur, servant au déclenchement de l'allumage (capteur magnétique ou à effet Hall), soit un capteur inductif placé face à la couronne dentée du volant moteur (ou d'un disque cranté, spécifique) (fig. 184). Les informations enregistrées directement à partir du vilebrequin étant plus précises que celles obtenues à partir de l'allumeur (dispersions dans le mécanisme d'entraînement de l'allumeur), cette deuxième solution a désormais tendance à se généraliser. Dans ce cas, les systèmes les plus récents font appel à un unique capteur) faisant office à la fois de détecteur de régime et de position. Il est associé à une couronne de volant moteur spéciale, présentant un repère ou « cible » (dent plus courte ou échancrure), et calée parfaitement par rapport au PMH.

Aussi, le capteur ne pouvant « deviner » à quel moment il détectera le repère (!), il convient de le positionner avec un certain angle d'avance par rapport au PMH (angle supérieur à l'angle d'avance maxi de fonctionnement). Ceci revient à dire que le calculateur ne doit pas déterminer un angle d'avance, par rapport au PMH, mais plus exactement un angle de retard à partir de l'instant où le capteur détecte la cible. Cela explique aussi qu'en réalité, on ne programme pas une cartographie d'allumage avec des angles d'avance, mais bel et bien avec des angles de retard fonction de l'angle de calage du capteur par rapport au PMH. Prenons un exemple : angle maxi d'avance du moteur : 35° ; angle de calage du capteur de régime-position : 60° par rapport au PMH ; pour respecter une avance à l'allumage de 23°, il faut donc programmer un « retard » de 37° (60 - 23).

Concernant les autres signaux d'entrée, l'A.E.I nécessite également l'installation d'un capteur de pression (capsule manométrique), pour mesurer la dépression règnant dans la tubulure d'admission, indice de charge, d'une sonde de température d'eau, et éventuellement, d'un contacteur de papillon et d'un détecteur de cliquetis.

L'A.E.I apporte donc un progrès évident quant à la gestion de la loi d'avance, qui, régie numériquement, peut prendre des allures complexes et coller le plus possible à la loi idéale. Comme pour les injections numériques, il devient alors possible d'établir une cartographie d'allumage spécifique au moteur en question, en tenant compte de ses variations de rendement volumétrique. Mais par « loi idéale », il convient de différencier celle « imposée » sur les moteurs de série de celle « recherchée » sur les moteurs de compétition. De ce point de vue, l'apport de l'A.E.I sur les moteurs de grande production a surtout permis d'enregistrer des gains intéressants en matière de pollution et de consommation dans les bas régimes et régimes de charge partielle : la cartographie d'allumage tient compte avant tout de ces impératifs qui ne favorisent pas à fortiori le maximum de performances.

Au contraire, les préparateurs et motoristes sportifs ont vu en ce moyen une possibilité unique de pouvoir gérer « à la carte » (c'est le cas de le dire !) l'avance à l'allumage de leur moteur, en recherchant, quel que soit le point de fonctionnement du moteur, une avance limite proche des conditions de détonation. En ce sens, les cartographies d'allumage établies sur les moteurs de compétition retracent des lois d'avance beaucoup moins sophistiquées, et nécessitent généralement une programmation (nombre de points d'avance) moins dense.

L'apparition sur le marché des allumages cartographiques (bien avant les injections du même nom) ne manqua pas au début de décontenancer les préparateurs, pour qui l'électronique et surtout l'informatique se révèlaient des sciences encore bien mystérieuses. Se posait bien évidemment le problème de la modification des courbes d'avance, indispensable nous l'avons vu, sur un moteur préparé. Les principaux équipementiers, notamment la firme Bosch, se proposaient il y a quelques années de transformer à la demande la calibration de leurs boîtiers. Solution peu souple en vérité. Puis rapidement, ces mêmes fabricants acceptèrent de fournir (moyennant finances !) la « clé » (interface) de leur système afin que l'on puisse lire et décoder, à l'aide d'un ordinateur, le langage de programmation des circuits intégrés « ROM » (« Read Only Memory »). Sans avoir accès au programme de calcul, on peut en revanche intervenir sur les paramètres de calcul de l'angle d'avance à l'allumage (ou du temps d'injection) et, ainsi adapter celui-ci à ses besoins. Les préparateurs pouvaient ainsi manipuler les cartographies d'allumage et établir diverses variantes en fonction du degré de préparation du moteur. Il suffisait de programmer celles-ci sur plusieurs « EPROM », facilement interchangeables dans le boîtier électronique, en lieu et place des « ROM » d'origine. Ainsi pour un type de moteur donné, on peut définir des « cartos » spécifiques « Gr. N », « Gr.A »... ou autre. L'avance numérique lorsqu'on a la possibilité et les moyens d'agir dessus, devient alors un outil extrêmement souple, précis et performant, et permet d'optimiser nettement les performances du moteur, bien plus en tous cas qu'en bidouillant les ressorts d'un mécanisme centrifuge ! Aujourd'hui, on ne conçoit plus un moteur de compétition sans « A.E.I », à tel point que les préparateurs « top-team » sont amenés, avec l'aide d'informaticiens, à développer leur propre système d'allumage électronique, le plus souvent couplé à leur système d'injection numérique (voir ce chapitre). Cela leur permet d'être totalement autonome, de concevoir des systèmes simplifiés au niveau des connections, prenant en compte uni-

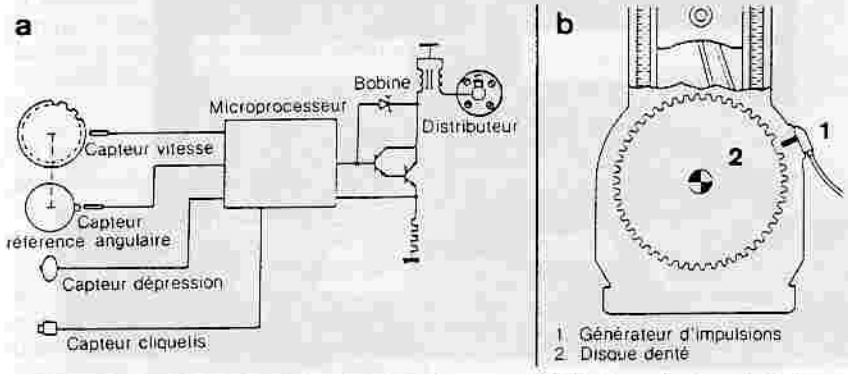


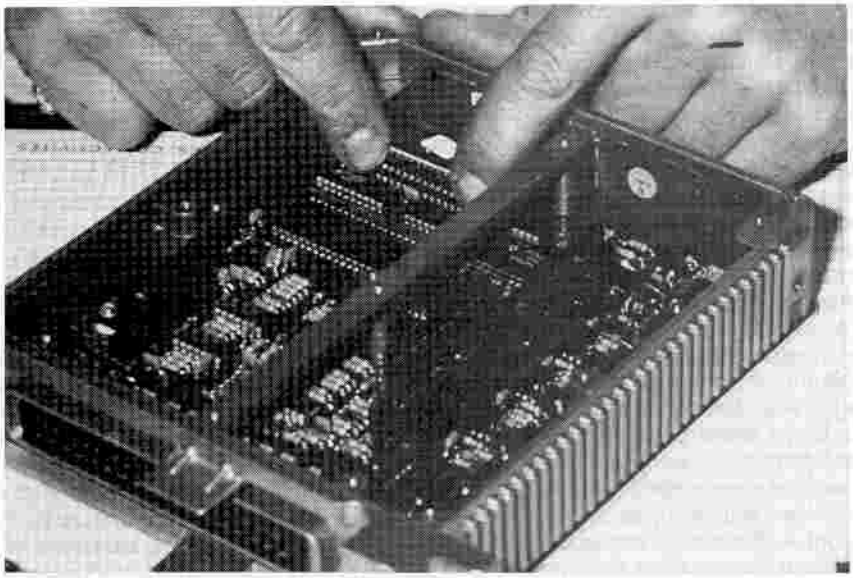
Fig. 184 : Allumage électronique intégral, mais toujours avec distribution mécanique de l'allumage. Le déclenchement statique est obtenu à partir d'un capteur de régime associé à un capteur de référence angulaire, ou encore à partir d'un unique générateur d'impulsion (b) si le disque denté ou la couronne de démarreur sont pourvus d'une cible. L'avance à l'allumage est gérée électroniquement par cartographie.

quement les paramètres dont ils ont besoin, ce qui facilite d'autant plus le travail de calibration des cartographies d'injection et d'allumage. Nous avons vu qu'en réalité la gestion du point d'avance et de la durée d'injection repose sur des paramètres identiques, à savoir régime moteur, charge, températures d'air et moteur, etc.. Dans ces conditions, l'utilisation d'un seul microprocesseur commun aux deux fonctions paraît logique. Bosch fut le premier à apporter une telle solution avec son système Motronic ; d'autres équipementiers suivirent : Renix (Siemens), Solex-Matra, Weber-Marelli...

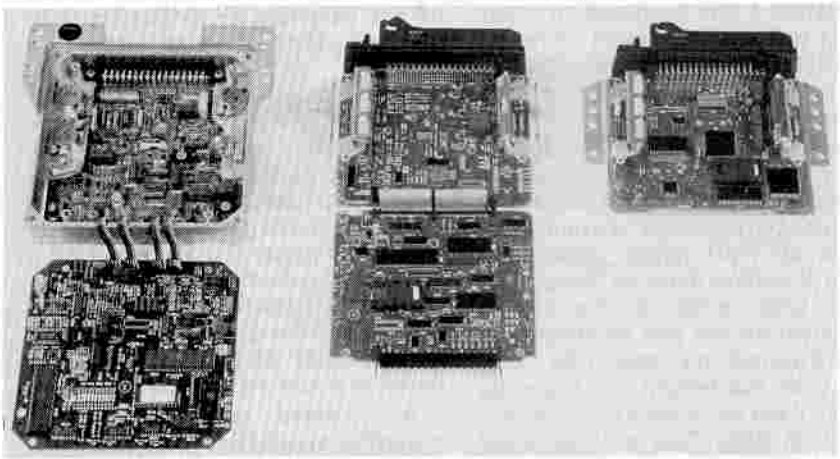
Pour en revenir aux « A.E.I » mis au point en compétition, les paramètres pris en compte peuvent varier quelque peu par rapport à ceux développés sur les moteurs de série. Ainsi par exemple, en association avec une injection numérique du type « angle papillon-vitesse », on définira une cartographie d'avance sur la base de deux axes identiques : angle d'ouverture papillon (reflètant la charge) et régime moteur. Le potentiomètre de papillon envoyant dans ce cas au calculateur le même signal pour les deux fonctions injection et allumage. La calibration au banc des deux cartographies peut ainsi se faire en parallèle. Essentiellement sur les moteurs turbocompressés, la température de l'air d'admission intervient comme second facteur correctif du point d'allumage (et de la durée d'injection) après la température d'eau de refroidissement. Par contre la détection de cliquetis (voir encadré) n'est pas toujours appliquée sur ces moteurs, car quelle que soit la stratégie de décrémentation de l'avance mise en jeu, dès que le cliquetis a disparu, le moteur fonctionne pendant un certain temps avec une avance qui n'est plus optimale, et les performances s'en ressentent.

Mais dans le cahier des charges d un moteur de course, la condition de longévité n'a pas la même signification que pour un moteur de série, et un moteur de course est amené à être vérifié et révisé souvent, notamment au niveau des pièces vitales telles que pistons, segments, chemises, soupapes et sièges...

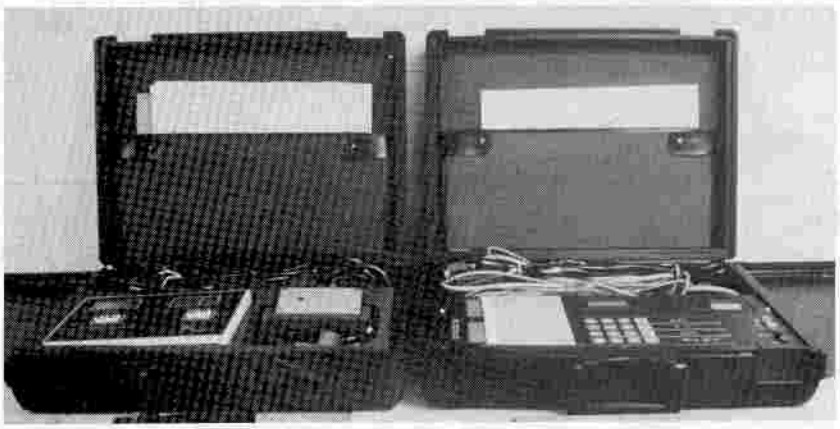
Nous ne reviendrons pas sur la méthode de calibration d'une cartographie, identique à celle décrite à propos de l'injection numérique. Rappelons qu'elle s'effectue d'abord « statiquement » sur un banc de puissance, et qu'elle est ensuite complétée en « dynamique » sur route. Là encore, la possibilité d'agir en temps réel sur les données du calculateur afin de peau-



Le changement des « Eprom » est devenu désormais une opération courante, voire élémentaire, sur les boîtiers d'allumage et d'injection électroniques, que ce soit sur des moteurs préparés pour le Gr. N ou le Gr. A. (Préparation Huger).



Boîtiers de commande de Motronic Bosch montés en série : 1979 (à gauche), 1986 (au centre) et 1987 (à droite). L'évolution concernant le nombre de composants et la réduction de l'encombrement est assez étonnante.



Nécessaire de contrôle pour allumage et injection électroniques de type Renix, avec en particulier la valise « XR 25 » qui, emmenée à bord du véhicule, permet de mémoriser en dynamique l'ensemble des parametres moteur (suralimenté ou non) tels que pressions, températures, point d'avance à l'allumage, durée d'injection, etc... et enregistre également les défaillances détectées par le calculateur.

finer au mieux la cartographie d'allumage (ou d'injection) n'a été rendu possible que grâce à des outils de développement ultraperfectionnés tels que ceux décrits dans le chapitre traitant de l'injection (« AMAP », banc de test, enregistreur de données...).

****L'A.E.I avec distributeur mécanique de la haute tension :**

C'est le système le plus répandu à l'heure actuelle sur les moteurs de série. L'allumeur, entraîné par l'arbre à cames, est toujours présent. Dépourvu de tout dispositif d'avance centrifuge et de tout correcteur à dépression, ses fonctions se sont considérablement simplifiées. Deux cas se présentent :

— l'allumeur sert toujours au déclenchement de l'allumage (par capteur magnétique ou générateur Hall), et à la distribution du courant HT aux bougies via le doigt de distributeur et la tête d'allumeur ;

— le déclenchement électronique de l'allumage est obtenu à l'aide d'un capteur inductif à partir du vilebrequin, l'« allumeur » ne joue plus alors le rôle que de distributeur du courant secondaire.

Il est à noter que dans un cas comme dans l'autre, la forme du doigt distributeur (ou éclateur) n'est plus semblable à celle d'un doigt conventionnel. En effet, l'avance à l'allumage n'étant plus obtenue à partir du décalage angulaire de l'arbre de l'allumeur, la languette conductrice qui distribue le courant HT aux plots de la tête d'allumeur, doit être beaucoup plus large, afin qu'en cas d'avance maxi, ladite languette se trouve encore en regard du plot concerné.

Enfin, le calage statique de l'avance, à effectuer obligatoirement avec une lampe stroboscopique, dépend naturellement encore de la position angulaire du corps de l'allumeur.

****L'A.E.I avec distribution statique de la haute tension :**

C'est l'allumage électronique « intégral » par excellence. Alors que l'électronique permet de déclencher le remplissage de la bobine, de gérer avec une extrême précision et l'angle de came et le point d'avance, il apparaît désuet de confier la distribution du courant secondaire à un dispositif mécanique enclin par définition à une certaine usure.

L'allumeur rotatif, ultime vestige du système conventionnel, disparaît donc définitivement ici. La distribution de la HT est assurée par un circuit électronique spécifique, en liaison avec le microprocesseur. Ce dernier, qui calcule, en fonction des signaux reçus, et l'angle d'avance cartographique, et le début de remplissage de la bobine (angle de came), se voit chargé d'une fonction supplémentaire : aiguiller le courant primaire sur la bobine en liaison avec le cylindre qui est en phase explosion. La sortie HT de la bobine est donc directement connectée à la bougie, et le microprocesseur gère l'aiguillage par comptage des dents à partir du capteur de vilebrequin. Ce procédé nécessite à priori l'emploi d'une bobine par cylindre. Mais une solution intermédiaire consiste à utiliser une bobine à double sortie HT par groupe de deux cylindres. Soit par exemple deux bobines de ce type sur un 4 cylindres, la première commandant les cylindres 1-4, la seconde les cylindres 2-3 ; dans ce cas, chacune des bobines « allume » les deux cylindres concernés en même temps, l'un en phase normale de fin de compression, l'autre en phase échappement... comme sur la bonne vieille « deuche »! (voir fig. 191). L'étincelle perdue en phase échappement n'est pas gênante, elle contribue même dans une certine mesure au nettoyage des électrodes entre deux cycles d'allumage effectif. Les bobines à double sortie ne sont donc plus sollicitées qu'une fois par tour, les bobines individuelles (sortie HT unique), une fois tous les deux tours. Surtout dans ce dernier cas, la commande et la régulation électronique de l'angle de came devient plus souple. Ainsi, non seulement la distribution statique de la HT améliore encore la précision du point d'allumage et augmente sensiblement l'énergie d'étincelle, mais elle convient surtout pour les moteurs multicylindres tournant vite (moteurs FI par exemple). Elle a d'autre part conduit à définir une nouvelle génération de bobines ; malgré leurs faibles dimensions, celles-ci, conçues dans un enrobage de résine, présente un rapport de transformation élevée. Sur les moteurs F1, miniaturisées à l'extrême, les bobines sont connectées directement sur les bougies.

La distribution statique est encore rarement appliquée sur les moteurs de série. Pour des raisons de coût et d'encombrement, on travaille actuellement sur des bobines à sorties HT multiples (2, 4, 6 sorties).

*** L'allumage à décharge capacitive :**

Appelé aussi « capacitif », ce type d'allumage fonctionne selon un principe quelque peu différent de l'allumage classique dit « inductif » décrit jusqu'ici. Il est d'autre part largement utilisé sur les moteurs de compétition très rapides et comportant un nombre de cylindres important. Pour ces deux raisons, nous le plaçons en marge des autres systèmes.

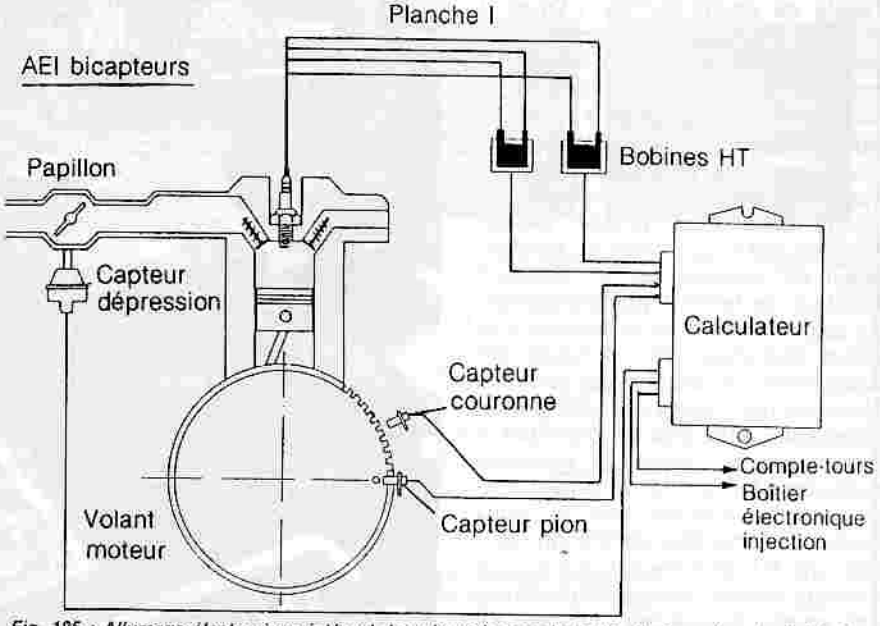


Fig. 185 : Allumage électronique intégral dans le vrai sens du terme. Il n'y a plus de distributeur mécanique, la distribution de l'allumage est dite « statique » et s'effectue ici par deux mini-bobines à double sortie, pilotées par le calculateur. Solution la plus évoluée techniquement (vue sur Citroën CX 2400 GTi et sur Ford RS 1600i...)

Son avantage principal : une puissance d'étincelle très élevée et constante à tous les régimes.

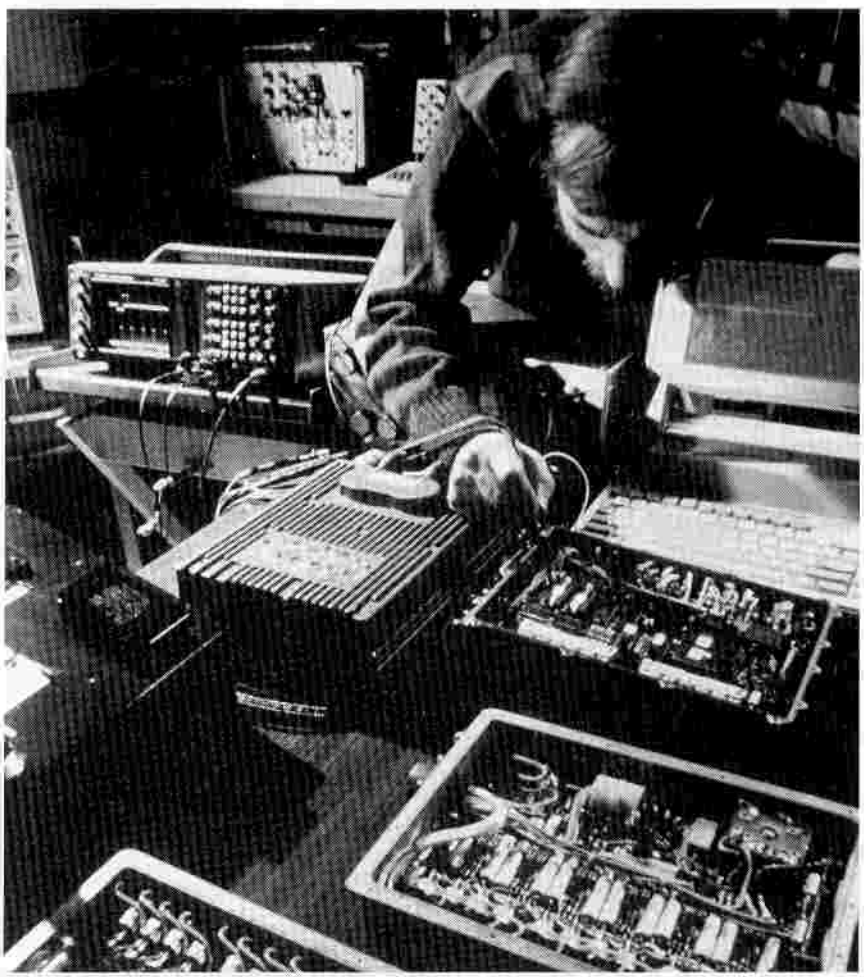
L'allumage inductif possède l'inconvénient majeur, en dépit des progrès amenés par l'électronique en matière de contrôle de l'angle de came et d'élévation de l'intensité au primaire, de présenter des temps de montée de la haute tension au secondaire et des durées d'étincelle trop longs pour satisfire pleinement les régimes élevés. L'utilisation de plusieurs bobines sur les multicylindres devient nécessaire pour éviter leur saturation. A 13 000 tr/mn, un 12 cylindres requiert 1 300 étincelles par seconde ! Même dans le cas favorable d'une bobine par cylindre, celle-ci se voit alors sollicitée plus de 108 à la seconde, ce qui représente une étincelle tous les 9 millisecondes ! Sachant que la durée moyenne de l'étincelle est comprise entre 1 et 2 millisecondes, on constate que la bobine ne « chôme » pas, que l'évacuation des calories doit être suffisante, et que sa saturation est proche. Au fur et à mesure que le régime grimpe, la tension au secondaire chute régulièrement.

L'allumage « capacitif » consiste à accroître l'énergie d'étincelage, mais surtout à favoriser la puissance de l'étincelle au détriment de sa durée (rappelons que l'énergie est égale au produit de la puissance par le temps...), en maintenant une tension au secondaire élevée et constante (puissance électrique = tension × intensité).

Dans ce type d'allumage, la notion d'angle de came (ou de « Dwell ») disparaît. Pour gagner du temps sur le temps de remplissage de la bobine, et donc sur le temps de montée de la haute tension, on met en jeu la décharge rapide d'un condensateur de forte capacité dans le primaire de la bobine (spéciale), condensateur préalablement chargé sous une tension élevée d'environ 400 V. La charge du condensateur est assurée par un dispositif élévateur de tension (transformateur) qui augmente celle de la batterie à la valeur souhaitée. Sa décharge est commandée par un thyristor (diode à déclenchement rapide) au moment de l'allumage. Le thyristor est piloté par le microprocesseur jusqu'à la décharge quasi-complète du condensateur, qui se recharge aussitôt pour le cycle suivant. Comme déjà signalé, on récupère une HT plus élevée que sur un allumage inductif, mais surtout celle-ci reste constante quel que soit le régime moteur. En contre-partie, la durée de l'étincelle est diminuée dans un rapport de 10. Cet inconvénient a contribué à freiner le développememt de ce système sur les moteurs de série. Mais la firme Saab (suivie par Solex) a, avec son allumage électronique intégral « SDI » à décharge capacitive et distribution statique à une bobine par cylindre connectée directement sur la bougie (ouf ! attention à ceux qui ne suivent pas...), résolu élégamment le problème en programmant pour les phases de démarrage, des décharges d'étincelles multiples (jusqu'à 1 millier sous 40 000 V !)...

Mais la puissance disponible autorise à augmenter l'écartement des électrodes de la bougie (1 à 1,2 mm), ce qui compense en partie la brièveté de l'étincelle).

Les allumages « capacitifs » ont été proposés sur le marché, en deuxième monte, peu après les allumages transistorisés de première grénrération. Ils peuvent s'adapter à un allumage conventionnel à rupteur (par exemple le XFI Haute Energie de chez Solex), comme être conçus au sein d'un A.E.I. Ce type d'allumage se rencontre sur bon nombre de moteurs de compétition, notamment en FI bien sûr, en parallèle avec une distribution statique de la HT (voir plus haut). Mais on tendrait à revenir au classique allumage « inductif » pour des raisons... d'encombrement et de poids du boîtier électronique !



Des boîtiers électroniques imposants destinés à la gestion commune de l'allumage (capacitif) et de l'injection... du V10 Renault F1.

Le phénomène de cliquetis et sa détection...

Le cliquetis est une anomalie de combustion qui se produit ***pendant*** *la combustion normale du mélange, c'est-à-dire* ***après*** *le déclenchement de l'étincelle. Il correspond donc à une auto-inflammation du mélange situé en aval du front de flamme. En effet, les particules de mélange non encore atteintes par le front de flamme voient leur pression et leur température s'accroîtrent fortement. Certaines d'entre elles, particulièrement celles en contact avec les parois chaudes, peuvent être sujettes à des surpressions instantanées qui sont à l'origine de cette inflammation brusque (voir fig. 186). Cette explosion brutale du reste du mélange, on parle de « détonation » (propagation d'un second front de flamme à une vitesse de l'ordre de 2 000 m/s !!!, alors que la vitesse moyenne du premier ne dépasse guère 30 m/s...) engendre de vives oscillations de pression dans toute la chambre de combustion, et ce pendant la phase de détente du piston. La fréquence de ces oscillations peut dépasser les 5 000 Hz. Le piston est alors soumis à une pression de martelage intense, à l'origine du cognement métallique caractéristique, appelé « cliquetis ».*

On distingue deux sortes de cliquetis : le cliquetis « audible », apparaissant à l'accélération à bas régime et à charge élevée, et le cliquetis « non audible » car couvert par le bruit du moteur, survenant à haut régime sous forte charge.

Aussi un cliquetis persistant peut-il finir par provoquer des dégâts considérables. Car aux vives oscillations de pression s'accompagne une surcharge thermique importante des organes du moteur. La calotte de piston est la première à en souffrir, le grignotage de son pourtour ressemblant à celui causé par une flamme de chalumeau, pour aboutir dans le pire des cas à sa perforation. Soupapes, isolant de bougie, joint de culasse, voire coussinets de bielle, peuvent également subir de sérieux dommages...

Les causes de cliquetis sont les suivantes :

- *rapport volumétrique trop élevé,*
- *indice d'octane de carburant trop bas,*
- *refroidissement insuffisant,*
- *forme de chambre mal conçue (turbulence insuffisante, existence d'espaces morts),*
- *mauvaise homogénéité du mélange (liée en partie au point précédent),*
- *bougie trop excentrée dans la chambre,*
- *avance à l'allumage trop importante.*

Facteur de rendement, la valeur du rapport volumétrique est donc limitée par la résistance au cliquetis du carburant. En conséquence, le meilleur rendement du moteur sera obtenu pour une combustion à la limite du cliquetis.

** La détection du cliquetis :*

L'électronique moderne permet désormais d'optimiser le rendement de combustion, non seulement en gérant une loi d'avance proche de celle qui déclencherait le cliquetis, mais en modifiant instantanément celle-ci si la détonation du mélange venait à se produire. Cette possibilité est devenue une nécessité dès lors que sur les moteurs suralimentés, on eut le soucis de vouloir réhausser leur rapport volumétrique, afin d'en tirer un meilleur rendement dans les bas régimes, là où l'efficacité du turbo s'avère déficiente ; les risques de cliquetis dans les régimes de bon remplissage devenaient par là-même plus probables.

D'autre part, l'avance à l'allumage représentant, parmi les causes possibles de cliquetis, le seul élément de réglage sur lequel on puisse agir directement et instantanément, l'idée de pouvoir décaler le point d'allumge dans le sens « retard », dès l'apparition du cliquetis, se fit naturellement jour. La principale difficulté à surmonter réside, on le conçoit, dans la détection du cliquetis. On utilise aujourd'hui des capteurs piezoélectriques vissés sur le bloc. Ce sont des accéléromètres qui enregistrent les vibrations acoustiques du bloc moteur, et transforment celles-ci en signaux de tension électriques d'une certaine fréquence. Un système de régulation filtre et analyse la fréquence caractéristique de cliquetis par rapport à la fréquence des vibrations normales dues au bruit du moteur. Si le cliquetis est détecté, un circuit électronique d'asservissement transmet l'information au micro-

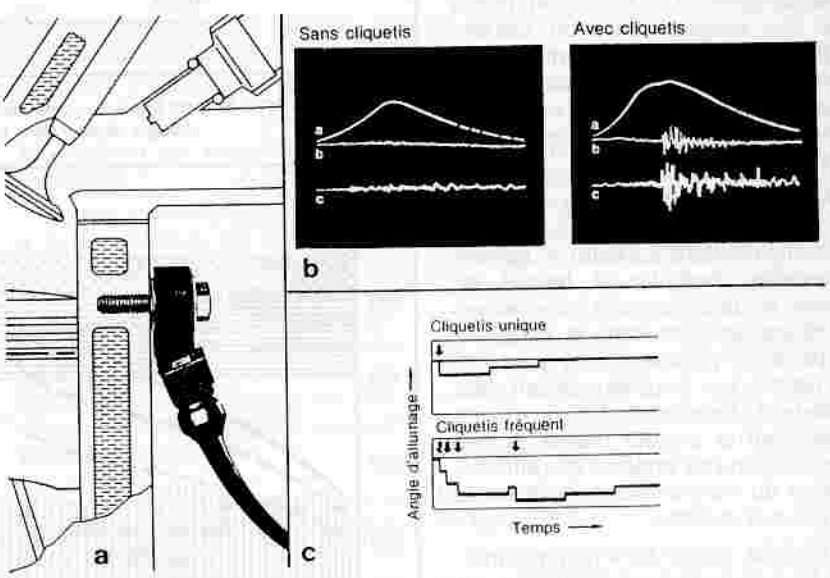


Fig. 186 : Asservissement de l'allumage au cliquetis
a. Capteur de cliquetis (accéléromètre piezo-électrique) vissé sur le bloc. Un capteur unique pour tous les cylindres, ou mieux, un capteur par cylindre - b. Le capteur émet un signal électrique (c) en fonction de la variation de pression dans le cylindre (a), signal qui est ensuite filtré (b) - c. Stratégie anti-cliquetis, avec décrémentation progressive de l'avance à l'allumage suivant l'importance du cliquetis détecté. (Doc. Bosch).

processeur qui, suivant une stratégie bien établie, décrémente l'avance à l'allumage. Ces stratégies « anti-cliquetis » peuvent consister :

- *en un retard progressif par paliers de 1 à 2° vilebrequin tant que le capteur détecte le cliquetis à chaque cycle ; dès que le cliquetis disparaît, l'avance est ramenée lentement, par palier de 10 à 15 s à la valeur définie sur la cartographie ;*
- *en un retard instantané important, de plusieurs degrés (5 à 10°) avec retour rapide à la normale par paliers successifs de 1 à 2° si le phénomène a disparu ; un retard de la même valeur est appliqué si de nouveau le cliquetis devait réapparaître au cours de la phase retour.*

Les premiers systèmes d'asservissement au cliquetis ne comportaient qu'un seul capteur pour l'ensemble des cylindres du moteur. La correction de l'avance concernait donc la totalité des cylindres. Aujourd'hui, les progrès en matière d'électronique aidant, la détection du cliquetis et la correction d'avance correspondante s'effectue au niveau de chaque cylindre. Les conditions de fonctionnement (remplissage, homogénéité du mélange, température), ne sont en effet pas absolument identiques sur chaque cylindre, particulièrement sur les moteurs de série (pipes d'admission non individuelles). Sur un moteur en ligne, les cylindres du milieu fonctionnent à des températures sensiblement plus élevées, et sont davantage sujets aux risques de cliquetis. On pense d'ailleurs de plus en plus à réaliser, sur les injections multi-points, des dosages individuels, cylindre par cylindre...

C. Les bougies :

Dernier maillon de la chaîne constituant le système d'allumage, la bougie joue un rôle déterminant dans la puissance d'allumage et la qualité de la combustion. Sous des conditions sévères de température et de pression, elle doit se montrer parfaitement isolante et conduire jusqu'à ses électrodes une tension pouvant atteindre 30 000 volts. Pour un rendement optimal, la température de l'extrémité du bec isolateur de l'électrode centrale ne devrait pas dépasser 850° C à plein régime et forte charge, et ne pas descendre sous les 400° C dans des conditions opposées. Des températures supérieures à 900° C risquent de provoquer le préallumage du mélange (explosion avant le déclenchement de l'étincelle), tandis que des températures trop basses, inférieures à 350° C, favorisent l'encrassement (dépôts charbonneux) jusqu'à court-circuiter l'électrode centrale et provoquent des ratés d'allumage (voir graphique fig. 188).

Aussi les températures de chambres de combustion variant très sensiblement d'un moteur à l'autre, il devient nécessaire d'adapter la bougie au moteur en question, afin que celle-ci fonctionne toujours dans la plage de température requise. C'est pourquoi on classe les bougies suivant leur aptitude à transférer plus ou moins rapidement la chaleur depuis le bec d'isolant jusqu'au système de refroidissement du moteur via le culot de la bougie et la culasse.

On parle alors de « gamme thermique », de bougies « chaudes » ou « froides » (voir fig. 187).

Une bougie chaude se caractérise par un bec d'isolant long ; la chaleur s'évacue donc plus lentement jusqu'au culot ; on les utilise pour des températures de chambre relativement basses, c'est-à-dire pour des moteurs de puissance spécifique faible à moyenne.

Au contraire une bougie froide possède un bec court qui évacue rapidement les calories ; elles conviennent

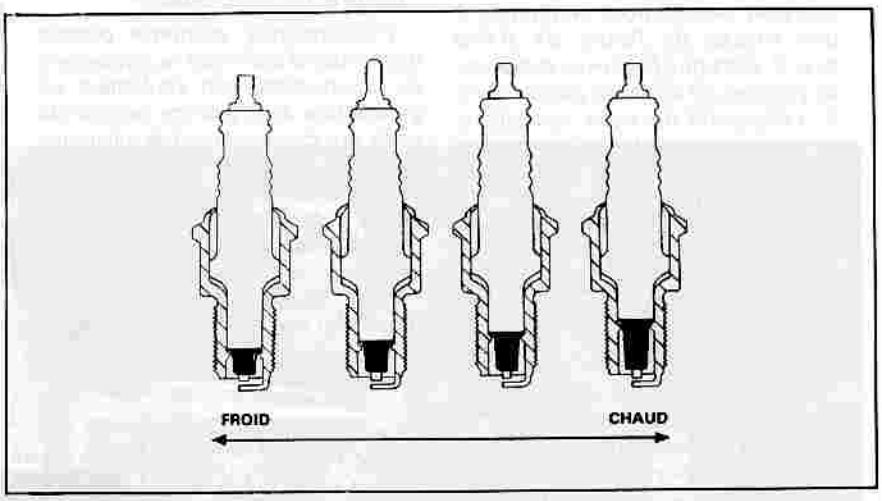


Fig. 187 : Gamme thermique des bougies ; le caractère chaud ou froid d'une bougie dépend de la longueur du bec d'isolant.

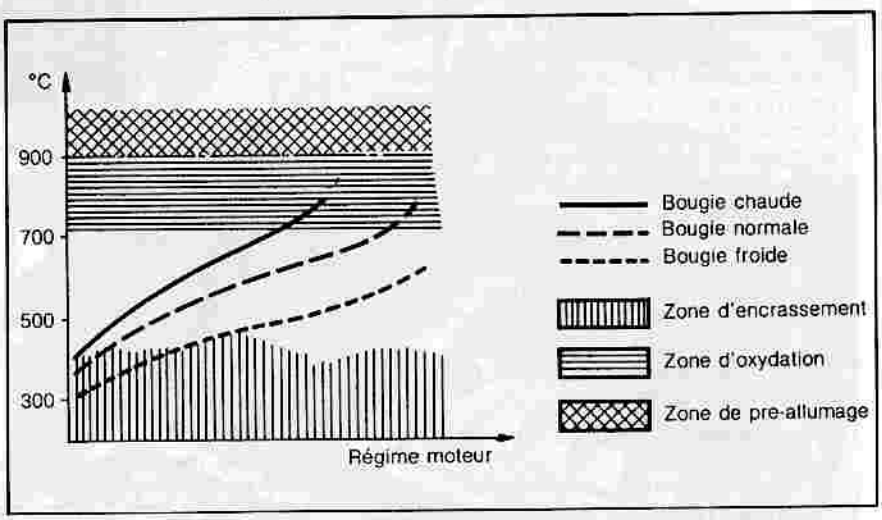


Fig. 188 : La température normale de fonctionnement d'une bougie doit être comprise entre 400 et 850° C, une bougie froide aura tendance à s'encrasser, une bougie chaude à s'oxyder. (Doc. Champion).

Type Automobile	1 à 25	froid ↕ chaud	51 à 75	Type compétion

Fig. 189 :
Le degré thermique des bougies Champion est repéré par deux classes de nombre suivant l'utilisation « normale » ou « compétition » : plus le chiffre est bas, plus la bougie est froide.

particulièrement aux moteurs à haut rendement, à fort taux de compression, et tournant souvent à pleine charge.

Généralement, le degré thermique de la bougie est repéré par un chiffre (voir tableau fig. 197).

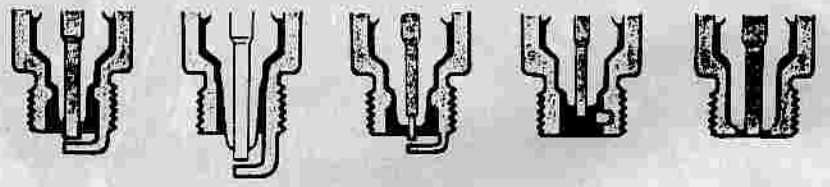
Ceci étant dit, il convient donc, sur un moteur préparé, et afin de retirer tout le bénéfice de la préparation, de reconsidérer le degré thermique des bougies. Bien souvent, une bougie plus froide d'un grade immédiatement inférieur à celui d'origine suffit. Mais là encore, tout dépend du niveau de la préparation et du type d'utilisation.

Des compétitions sur circuits très rapides (le moteur tournant souvent à haut régime) exigeront des bougies plus froides que les circuits tourmentés plus lents. Il faut être très prudent à ce niveau, car une bougie trop chaude aura tôt fait de percer (par fusion) un piston par suite de préallumage prononcé.

Autre facteur influant sur le grade de la bougie : le dosage du mélange. Entre un mélange riche et un mélange pauvre, la température de la chambre de combustion peut varier de plus de 100° C. Ainsi le premier mélange cité requiert une bougie sensiblement plus chaude que le second. Nous avons déjà souligné à ce propos les avantages du point de vue puissance que procure un dosage légèrement plus riche.

D'un autre côté, une avance excessive aura pour effet d'augmenter la température de la chambre et jouera en faveur d'un degré de bougie plus froid. Nombreux sont donc les paramètres intervenant sur la température de fonctionnement des bougies ; on procèdera donc à des essais. Ceux-ci seront menés de préférence en commençant par des bougies à la limite trop froides, quitte à revenir progressivement vers des gammes plus chaudes ; on évitera ainsi tout risque de préallumage néfaste. Une bougie trop froide s'encrassera rapidement et provoquera des ratés. Pour des moteurs fortement poussés et nécessitant l'emploi de bougies très froides, il est en revanche recommandé d'effectuer la mise en température du moteur à l'aide d'un jeu de bougies de gamme plus chaude, ceci afin d'éviter le mauvais fonctionnement du moteur pendant la période de chauffe et l'encrassement des bougies.

Bougies et électrodes...



Parallèlement à la gamme thermique des bougies, il existe de nombreuses variantes concernant la disposition des électrodes des bougies.

*La firme **Champion** propose 5 types d'écartement représentés sur la figure ci-contre.*

Ecartement classique du type « J » :

Très répandu en monte d'origine, ce modèle offre une bonne protection contre l'encrassement, et requiert une tension d'allumage plus faible aux régimes élevés.

Ecartement de type « Y » à bec proéminent :

Bougie à tendance chaude étant donné la longueur accrue du bec d'isolant ; l'étincelle étant produite plus profondément dans la chambre, le rendement est souvent amélioré, mais le montage de ce type de bougie ne peut être envisagé que s'il existe un espace suffisant entre les électrodes et le sommet du piston.

Ecartement de type « G » Gold Palladium :

Bougie essentiellement destinée à la compétition, se caractérisant par une électrode centrale très fine et une plage de température de fonctionnement plus étendue. Comportement efficace en ce qui concerne la résistance à l'encrassement, les mélanges riches ou encore les différences de refroidissement pouvant exister entre cylindres.

Ces trois types de bougie, J, Y et G, sont en général déconseillées pour les moteurs suralimentés, la forme de l'électrode de masse ne permettant pas une évacuation suffisante des calories (de ce point de vue, certains fabricants proposent des bougies à triple électrode de masse).

Ecartement de type « R » à électrode de masse incorporée :

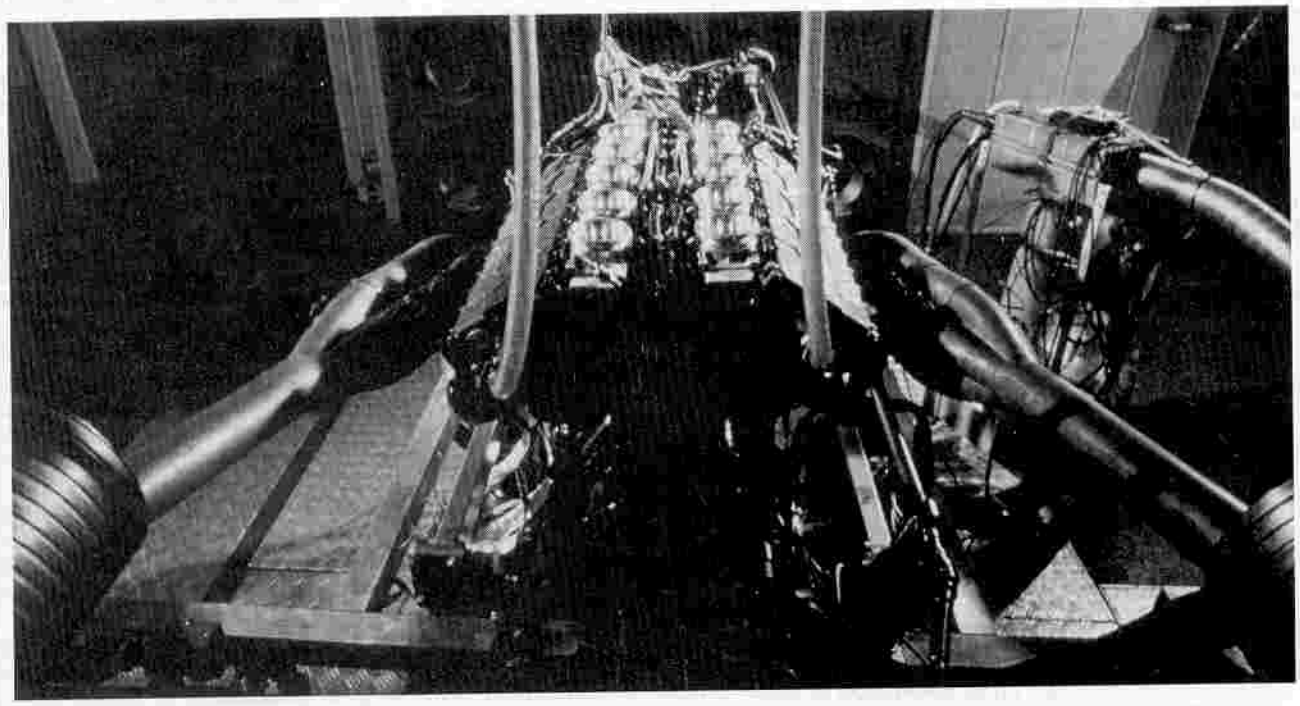
Modèle essentiellement conçu pour la compétition, pour moteurs à fort rapport volumétrique, lorsque l'espace entre piston et bougie se trouve fortement réduit ; utilisé aussi sur moteurs suralimentés. Bougie à tendance froide, sensible à l'encrassement. Nécessite un outillage spécial pour le réglage de l'écartement des électrodes.

Ecartement annulaire de type « V » :

Bougie dont l'étincelle se produit entre l'électrode centrale et le bord du corps ; dépourvu de bec d'isolant, ce type de bougie se positionne à l'extrémité la plus froide de la gamme thermique. Réservée à des cas très spécifiques.

Un examen visuel de la bougie après essai intensif (pour éviter de faire tourner le moteur au ralenti avant démontage, il doit être coupé et débrayé dès la fin de l'essai à pleine charge...), permet d'évaluer avec une relative bonne précision si son degré thermique est correct. Si tel est le cas, le bec d'isolant de la bougie doit être propre et sec, et présenter une couleur jaune à brun clair ; les électrodes doivent également être sèches, non bleuies, et avoir conserver des arêtes vives, la présence d'une trace brillante en « nouvelle lune » sur l'électrode centrale indiquant une puissance d'allumage élevée ; enfin le cordon de ciment faisant joint entre le bec d'isolant et l'électrode centrale ne doit pas être boursouflé (ou très peu). Au contraire, des électrodes bleuies et émoussées, une boursouflure excessive du cordon de ciment sont les signes d'un fonctionnement trop chaud de la bougie.

Mais, important, le degré thermique de la bougie ne doit être remis en cause que si toutes les bougies du moteur présentent un aspect identique. Des différences d'état ou de couleur d'isolant peuvent avoir des origines diverses : refroidissement non uniforme des cylindres (joint de culasse défectueux, présence de poches de vapeur, cavitation de la pompe...), dosage du carburant inégal (carburateurs mal équilibrés, papillons non synchronisés, niveaux de cuves différents, injecteur défectueux, prise d'air...), pression de compression différentes (segments et cylindres non complètement rodés, jeu de soupape insuffisant...), etc.



Epilogue

Votre dur labeur s'achève. Mais il n'est pas terminé pour autant ! L'assemblage moteur fait partie intégrantre du travail du préparateur ; rien ne sert de disposer des plus belles pièces, les plus performantes qui soient, si l'on ne prend pas soin de les monter correctement. Les performances du moteur en dépendant. Sur ce point, les préparateurs de moteurs « groupe N » en savent quelque chose. La qualité de l'assemblage fait souvent la différence sur ces moteurs pour lesquels les possibilités de développement (réglementation oblige) sont limitées. On pinaille un maximum sur les ajustements, les jeux, les frottements ; le moteur est monté le plus « libre » possible pour limiter les pertes par friction et favoriser les accélérations.

Pas de précipitation donc dans ce travail de « finition ». Mieux vaut solliciter plus d'une fois ses petites cellules grises avant chaque opération d'assemblage. De nombreux montages à blanc sont souvent nécessaires...

Enfin, vous avez passé des mois interminables sur cette belle mécanique, à suer sang et eau sur la moindre de ses molécules. Alors ultime recommandation : pensez à ménager ses premiers tours de manivelles. Elle ne vous les rendra que mieux !