

Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne

par **Christian CLOS**
*Ingénieur de l'École nationale supérieure des arts et métiers (ENSAM)
Ingénieur de l'École nationale supérieure du pétrole et des moteurs (ENSPM)
Chef de projet Système de contrôle moteurs Siemens Automotive SA*

1. Vue d'ensemble	B 2 800 - 2
2. Parties fixes	— 2
2.1 Bloc-moteur.....	— 2
2.2 Chemise.....	— 6
2.3 Culasse	— 7
2.4 Joint de culasse	— 8
2.5 Serrage des pièces du moteur.....	— 10
2.6 Étanchéités dans les moteurs.....	— 12
3. Attelage mobile	— 13
3.1 Vilebrequin	— 13
3.2 Bielle	— 16
3.3 Axe de piston	— 20
3.4 Piston	— 22
3.5 Segmentation.....	— 28
3.6 Coussinet.....	— 32

Cet article concerne essentiellement les moteurs automobiles à essence mais l'étude technologique reste valable pour les moteurs diesels, où seules les dimensions, calculées en fonction des efforts, peuvent être différentes.

De nombreux codes de calcul ont été établis, parfois de manière laborieuse, au cours de ces dernières années, pour déterminer les dimensions des différentes pièces constitutives d'un moteur. Ainsi, c'est uniquement l'aspect technologique du moteur qui est traité ici.

Pour chaque pièce, la forme, la matière, la conception et les différentes fonctions sont décrites de façon générale, les particularités et les données numériques n'étant citées qu'à titre indicatif car propres à chaque constructeur et surtout variables dans le temps. Dans la première partie sont étudiées les éléments fixes du moteur, soit le bloc-moteur, la culasse et le joint de culasse, ainsi que l'assemblage et l'étanchéité des différentes pièces. Dans la deuxième partie, il est question de l'attelage mobile, soit le vilebrequin, la bielle et leurs coussinets, le piston et ses segments.

Ce texte est extrait du livre **Technologie des moteurs à combustion interne**, écrit par l'auteur, édité par les Éditions techniques pour l'automobile et l'industrie (ETAI). L'auteur a travaillé plusieurs années au département Moteur d'Automobile Peugeot. Il a été, en particulier, responsable de la mise au point du moteur V6 PRV et les exemples qu'il utilise pour illustrer son propos sont empreints de cette vie professionnelle.

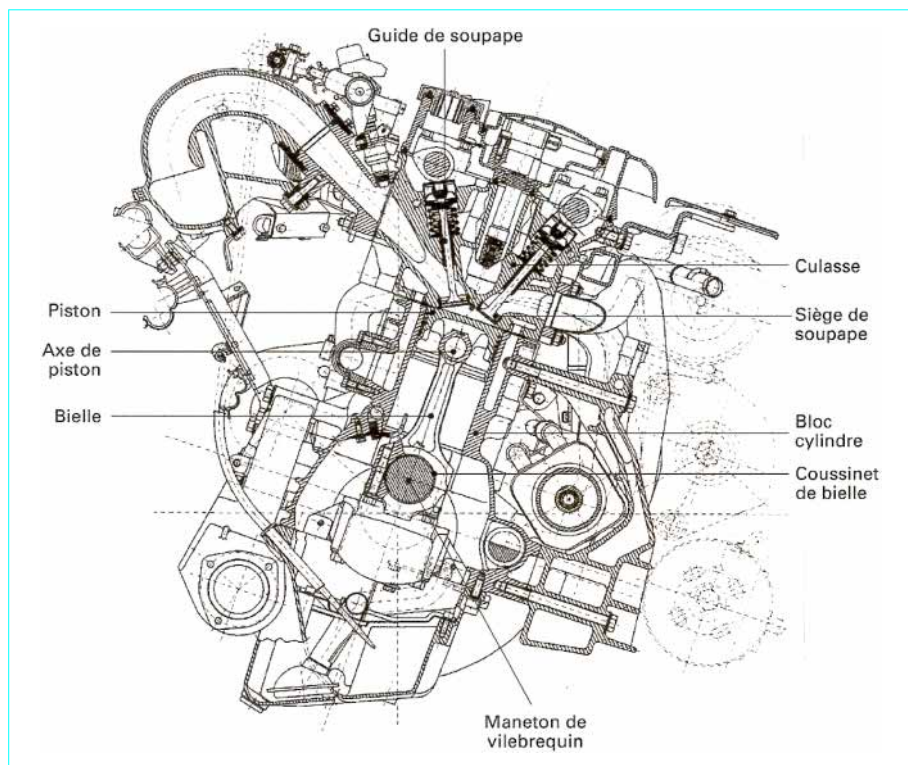


Figure 1 – Coupe transversale d'un moteur 2 litres, 20 soupapes (doc. Fiat)

1. Vue d'ensemble

Bien que les moteurs à combustion interne fassent l'objet d'autres articles dans ce traité, il est intéressant de redonner ici une coupe transversale du moteur (figure 1) afin qu'un lecteur peu initié puisse replacer facilement les différentes pièces du moteur étudiées dans cet article.

2. Parties fixes

2.1 Bloc-moteur

Le bloc-moteur, appelé également carter-cylindres, est la pièce maîtresse du moteur (figure 2).

Ses fonctions principales sont les suivantes :

- contenir les cylindres ;
- supporter le vilebrequin, la culasse, les accessoires... ;
- servir de support à l'huile de lubrification ;
- servir de support à l'eau de refroidissement (si un tel système de refroidissement est utilisé).

Pour assurer ces fonctions, le bloc-moteur doit :

- être rigide (sinon risque de bruits, problèmes d'étanchéité ou de pertes mécaniques) ;
- avoir une conductivité thermique suffisante ;
- être coulable et usinable ;
- être étanche (huile et eau).

Dans le moteur, le carter-cylindres supporte la pompe à huile, la pompe à eau, l'alternateur, souvent le démarreur et le filtre à huile.

Enfin, au niveau du véhicule, il doit :

- assurer la liaison avec la boîte de vitesses ;
- assurer la suspension élastique du moteur par rapport à la structure du véhicule ;
- permettre le montage d'accessoires prévus en série ou en option :
 - pompe d'assistance de direction,
 - compresseur de climatisation, etc.

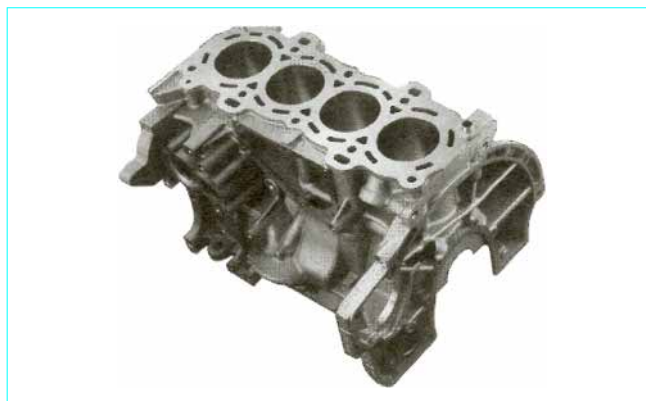


Figure 2 – Bloc moteur Zetec (doc. Ford)

2.1.1 Conception d'ensemble

La conception d'ensemble de cette pièce est fonction :

- du matériau employé (aluminium ou fonte) ;
- des cadences de production ;
- du procédé de coulée ;
- de la gamme et des moyens d'usinage...

2.1.1.1 Carter-cylindres en fonte

Il est conçu avec des parois de 4 mm d'épaisseur de manière à ce qu'il soit facilement coulable, résistant mécaniquement, d'une dureté suffisante et facilement usinable (pas de parties trempées, ni de grains durs).

Comme **technique de fonderie**, on utilise principalement les procédés de moulage au sable avec boîte à noyaux *chaude* (sable + résine) pour avoir une meilleure précision et un bon état de surface. On utilise parfois un procédé de coulée à modèle perdu en polystyrène.

Toute la pièce est à usiner et cela nécessite des investissements importants.

Comme avantages de ce type de carter, on peut noter :

- la bonne résistance mécanique de la pièce ;
- la bonne coulabilité du matériau ;
- le prix de revient intéressant ;
- l'émission de bruit moins importante que pour un carter en aluminium (§ 2.1.1.2).

La précision de la pièce est affectée par des problèmes de :

- positionnement des noyaux ;
- précision de fonderie ;
- précision des départs d'usinage ;
- poids important, d'autant plus que le moteur est gros.

2.1.1.2 Carter-cylindres en aluminium

On rencontre généralement un aluminium du type AS 9 U3 ou AS 12 UN.

La forme et le tracé de la pièce dépendent essentiellement du procédé de coulée.

La **coulée dans des moules en sable** ne se rencontre pratiquement plus ; on utilise principalement des moules métalliques.

Avec la **coulée en coquille**, on ne fabrique que des pièces par faibles séries. L'outillage est métallique avec parfois des noyaux en sable et certains usinages sont nécessaires.

La **coulée sous pression** (plusieurs dizaines de mégapascals) est un procédé très courant pour les grandes séries mais les investissements sont très importants.

Ce type de coulée permet de réduire un certain nombre d'usinages (les avant-trous et les canalisations d'huile peuvent être obtenus directement de fonderie) et permet d'obtenir une grande précision dans les formes : les dépouilles peuvent être très faibles ($0^{\circ}30'$).

En revanche, la coulée sous pression ne peut pas se faire avec des noyaux.

La peau du métal étant la plus saine, il faut veiller à sa conservation lors des usinages pour éviter les problèmes de contraintes mécaniques et d'étanchéité. Le problème d'étanchéité impose parfois le recours à un *mogulage* pour boucher les cavités de l'aluminium.

Avec la **coulée basse pression** (*new die casting*), on obtient une bonne santé de la matière, mais les investissements sont élevés et les cadences de production restent faibles.

2.1.2 Différents types de réalisation

2.1.2.1 Carter-cylindres avec chemise intégrée

Par chemise intégrée, on désigne la partie interne du cylindre donc réalisée avec le même matériau que le cylindre.

■ Carter en fonte

La conception avec chemise intégrée est habituellement réservée à la fonte (type graphite lamellaire GLB1). Elle nécessite un matériau assez dur pour faire les chemises et pas trop dur pour ne pas augmenter démesurément les coûts d'usinage.

On trouve à l'intérieur de cette catégorie deux types de réalisations :

— **Carter-cylindres avec chambre d'eau ouverte en partie supérieure** (figure 3a) : cette conception, simple à réaliser, permet de refroidir correctement le haut des chemises ;

— **Carter-cylindres avec tablature** (figure 3b) : cette conception complique la fonderie et limite et le refroidissement des cylindres dans leur partie supérieure qui est la plus chaude. Pour résoudre le problème de refroidissement en sommet de chemise, on est parfois amené à faire un trou ou une rainure entre les cylindres pour qu'il y ait une circulation de liquide de refroidissement. Avec cette conception, la rigidité du carter est améliorée et la tenue du joint de culasse est meilleure.

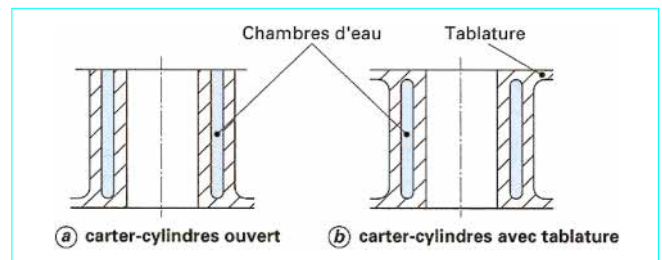


Figure 3 – Configurations de cylindres avec chemise intégrée

■ Carter en aluminium

Il existe également des carters-cylindres en alliage léger avec chemise intégrée.

— **Carter-cylindres en aluminium hypersilicié (AS 17 U 4 G) non revêtu** : il est procédé à une corrosion à l'intérieur des chemises au cours de laquelle une très fine couche d'aluminium est découpée ne laissant que de minuscules cristaux de silicium constituer une surface résistante à l'usure.

Au niveau des pistons, il est parfois fait appel à un revêtement du type ferrage électrolytique d'autrefois ; ce n'est pas le cas des pistons en AS 12 UN qui sont utilisés sans revêtement.

Exemples : moteur V 12 BMW, moteur V8 Mercedes et moteur V8 Porsche.

— **Carter-cylindres en aluminium (AS 12 UN) avec revêtement** : on peut citer, comme revêtement :

- le revêtement de chrome dur ou poreux,

Exemple : certains moteurs 2 temps Motobécane.

- le dépôt électrolytique de nickel + carbure de silicium.

Exemples : *Nikasil* sur les trochoïdes des moteurs Wankel, *Nickel composite* sur le bicylindre à plat de Citroën ou sur certains 2 temps de Peugeot cycles.

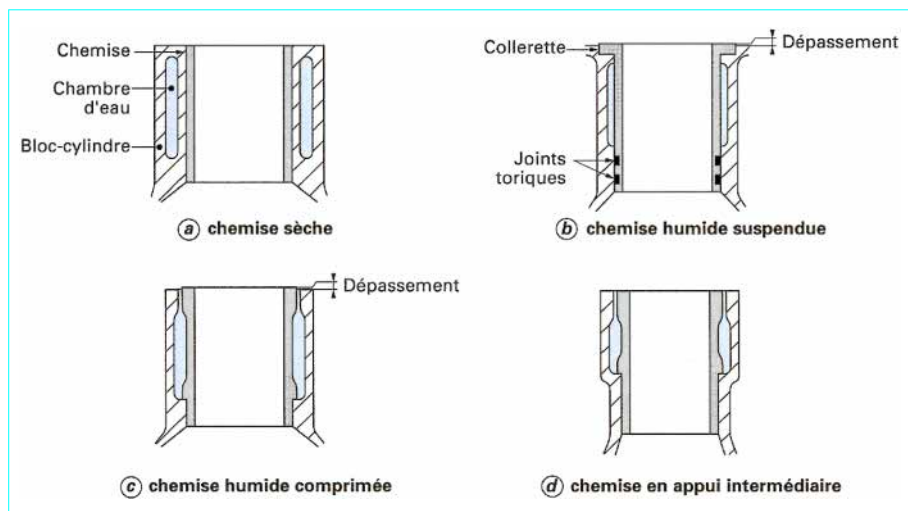


Figure 4 – Différents types de chemise rapportées

2.1.2.2 Carter-cylindres avec chemise sèche rapportée

Ce type de chemise (figure 4a), rajoutée au cylindre, n'est pas en contact avec l'eau de refroidissement.

■ Chemise emmanchée à force

La chemise emmanchée à force peut être en fonte (épaisseur de 1,7 à 2 mm) ou en tôle roulée (épaisseur d'environ 1 mm). L'usinage de la chemise est fini après emmanchement. Le réalésage est possible. Cependant, le transfert thermique reste délicat à cause de la discontinuité entre la chemise et le bloc.

Cette technique est utilisée en série chez Mercedes.

■ Chemise en fonte insérée à la coulée dans un bloc aluminium

Ces chemises sont généralement en fonte GL perlitique (GL pour graphite lamellaire). Cette technique est très utilisée par les Japonais (Honda, Toyota, Daihatsu, Suzuki, Subaru...) et par Volvo (5 et 6 cylindres). L'épaisseur des chemises est de 2 à 3 mm. La chemise peut aller jusqu'en haut du cylindre ou non. Il est en effet possible d'arrêter la chemise à environ 3 mm du sommet.

Ce type de conception présente l'avantage d'une portée du joint de culasse uniforme (en un seul matériau), ce qui évite les dilatactions thermiques différentielles.

L'usinage de ce type de bloc est difficile car la fonte et l'aluminium ont des duretés différentes.

2.1.2.3 Carter-cylindres avec chemise humide amovible

Ce type de chemise amovible est en contact avec l'eau de refroidissement. Cette conception offre la possibilité de choisir le matériau de la chemise pour une meilleure résistance à l'usure. Cela permet de libérer le carter-cylindres des normes de dureté (gain pour l'usure). La facilité de remplacement de la chemise est aussi un avantage.

Les déformations dues au montage sont un inconvénient.

■ Chemise suspendue

Le haut des chemises (figure 4b) comporte une collerette qui est serrée entre le carter-cylindres et la culasse (dépasement de 0,02 à 0,10 mm). L'étanchéité en partie basse est réalisée par un ou plusieurs joints en caoutchouc. Cette solution n'est plus utilisée en automobile.

Dans ce type de bloc avec collerette, la portée du joint de culasse ne va pas être modifiée lors de dilatations thermiques différentielles entre la chemise et le cylindre.

Les inconvénients sont la nécessité d'une bonne perpendicularité de la face d'appui de la collerette avec l'axe de centrage de la partie basse de la chemise, la rigidité de la collerette à assurer, le faible refroidissement du haut des cylindres.

■ Chemise comprimée

C'est la solution (figure 4c) qui est la plus répandue de nos jours en automobile.

L'étanchéité en bas de la chemise peut être assurée :

- par un joint papier ou acier placé sous la zone d'appui (figure 5a), l'épaisseur de ces joints peut aller de 0,02 à 0,15 mm ;
- par un joint torique en caoutchouc placé autour de la chemise et qui vient dans un logement du bloc (figure 5b), les diamètres de tore varient couramment entre 1 et 3 mm.

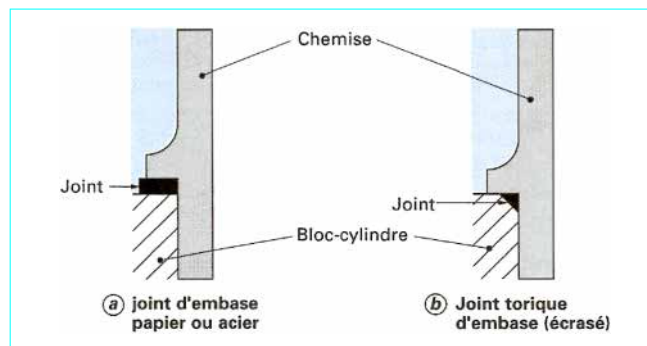


Figure 5 – Étanchéité en bas de chemise comprimée

L'étanchéité en haut de la chemise est assurée par le joint de culasse. Pour être sûr d'avoir une bonne étanchéité aux gaz (pression de combustion de l'ordre de 7×10^6 Pa en moteur à allumage commandé), il est nécessaire de prévoir un dépasement de la chemise par rapport au plan de joint du cylindre. Ce dépasement est, suivant le moteur, compris entre 0,02 et 0,20 mm.

Ce dépasement peut être obtenu par construction, par exemple, pour le moteur XU (1,6 L et 1,9 L PSA) avec un dépasement de 0,03 à 0,10 mm, mais aussi par appariement grâce à diverses épaisseurs du joint d'embase, par exemple, pour le moteur V6 PRV,

avec un dépassement de 0,05 à 0,12 mm réglé avec des joints de 0,10 ; 0,12 et 0,15 mm d'épaisseur.

La chemise comprimée qui travaille en compression et en flambage ne doit subir qu'un minimum de déformations. Il y a un problème de dilatation thermique différentielle entre la chemise et le carter-cylindres.

La possibilité d'avoir un bloc ouvert permet de faire appel aux techniques de fonderie telles que coulée en coquille ou coulée sous pression (c'est le cas du carter-cylindres du moteur V6 PRV coulé sous pression).

Le bloc ouvert permet un bon refroidissement de la partie supérieure de la chemise.

■ Chemise appuyée au milieu ou en appui intermédiaire

Dans les moteurs de compétition, on rencontre fréquemment des chemises intermédiaires entre chemises comprimées et suspendues (figure 4d).

Les dépassements de la chemise sont faibles et les déformations dues au serrage du joint de culasse sont diminuées. Seule la partie supérieure de la chemise, partie la plus chaude, est refroidie et la quantité d'eau de refroidissement s'en trouve réduite.

2.1.3 Valeurs d'entraxe des chemises

Suivant le type de chemise choisi, la longueur totale du moteur va être modifiée.

Les figures 6 et 7 donnent des exemples de distances interchemises.

Exemple : sur le moteur XU de PSA qui correspond à la figure 7b cette valeur est de 10 mm.

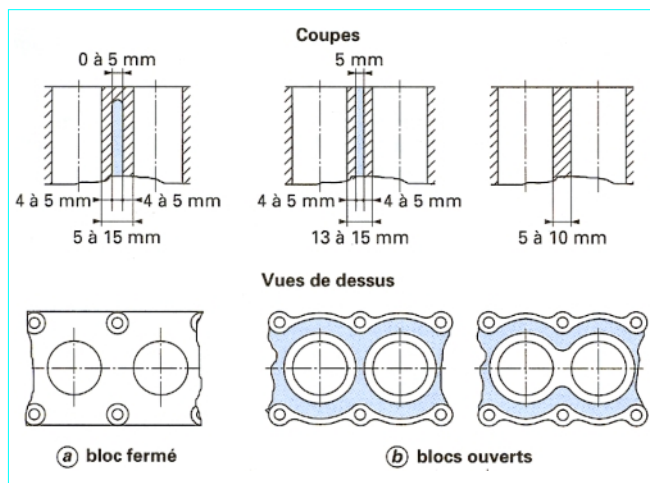


Figure 6 – Entraxes de chemises intégrées au bloc

2.1.4 Fixation de la culasse

On trouve généralement quatre points de fixation de la culasse par cylindre pour les moteurs d'automobile. En revanche, pour des moteurs diesels suralimentés de forte puissance, on peut trouver jusqu'à sept points de fixation.

Les bossages de fixation de la culasse sont soit raccordés aux parois extérieures du bloc (souvent le cas des blocs ouverts à chemises comprimées), soit raccordés aux parois extérieures des

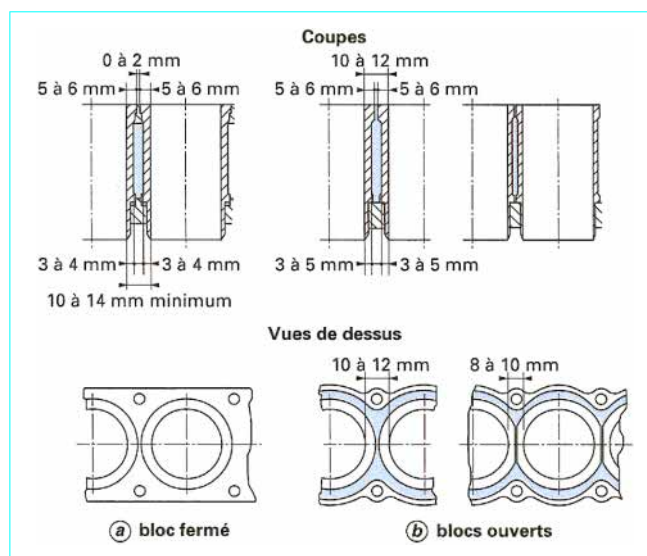


Figure 7 – Entraxes de chemises humides suspendues

cylindres (possible uniquement dans le cas de chemises intégrées), soit séparés des parois (bossages descendant jusqu'au bas du carter).

La zone filetée se trouve toujours éloignée du plan de joint de la culasse pour avoir des vis longues et élastiques.

Le carter-cylindres se trouve sollicité en traction et parfois en flexion si les vis de fixation de la culasse d'une part et des paliers de vilebrequin d'autre part sont courtes et non alignées. Une solution à cette sollicitation peut être trouvée en utilisant des tirants uniques mais cela conduit à un coût de visserie élevé et à des problèmes de montage.

2.1.5 Paliers de vilebrequin

Pour avoir une meilleure rigidité et des déformations moindres au niveau du vilebrequin, on place généralement un palier de vilebrequin de chaque côté d'un maneton (soit 5 paliers pour de nombreux moteurs 4 cylindres en ligne). Il existe toutefois certains moteurs 4 cylindres avec seulement 3 paliers.

Les chapeaux de palier sont généralement fixés par 2 vis et peuvent être soit encastrés (figure 8a) soit positionnés par rapport au bloc par des douilles ou par des goupilles (figure 8b).

Pour rigidifier le moteur, les chapeaux de palier sont parfois reliés au bloc par 2 autres vis placées dans une autre direction (généralement à 90° et appelées *vis latérales de palier*) (figure 8c).

2.1.6 Carter-cylindres et bruits

Il est important de noter que l'émission des bruits varie en sens inverse de la rigidité du bloc.

Pour augmenter la rigidité d'un bloc-cylindre, on utilise parfois une plaque de rigidification placée sous les paliers de vilebrequin (figure 9) ou un carter inférieur très nervuré ou encore un carter chapeau (carter intégrant dans la même pièce les chapeaux des paliers).

Pour combattre les problèmes de bruit, la fonte est plus intéressante que l'aluminium.

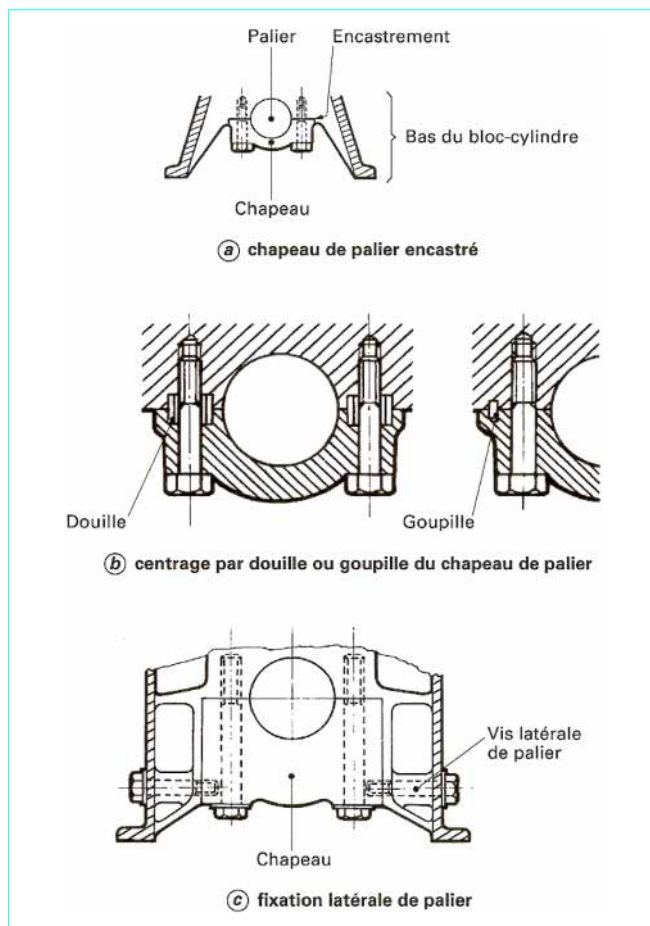


Figure 8 - Paliers de vilebrequin

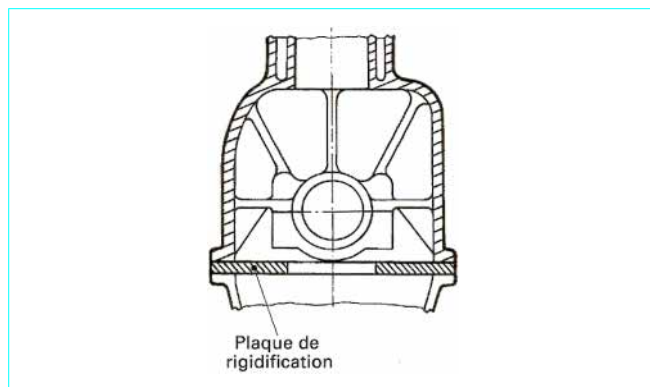


Figure 9 - Rigidification du bloc

2.1.7 Conseils de tracé des pièces de fonderie

La figure 10 donne quelques conseils de tracé des pièces de fonderie.

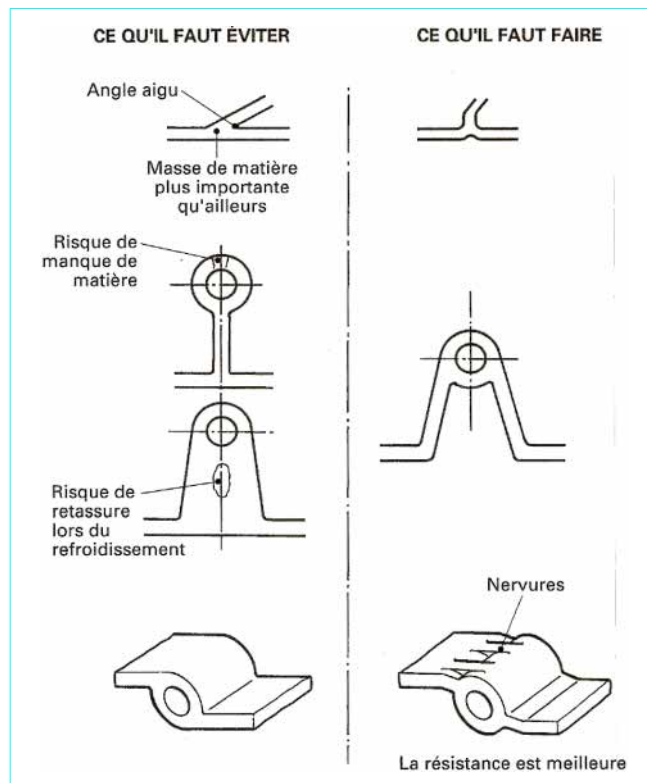


Figure 10 - Quelques conseils de tracé des pièces de fonderie

2.2 Chemise

La chemise tapisse les cylindres du bloc-moteur. Elle délimite la chambre de combustion et permet le déplacement du piston. Il existe plusieurs types de chemises intégrées, rapportées ou amovibles que nous avons déjà étudiées dans le paragraphe (§ 2.1.2).

La chemise doit se déformer le moins possible pour éviter des consommations d'huile importantes ou même des grippages de piston et avoir un état de surface permettant la lubrification correcte du piston et des segments sans usure excessive.

Un bon état de surface est obtenu par un usinage des chemises à traits croisés avec un angle compris entre 30° et 70° . Cet usinage peut-être un pierrage avec un outil au carbure de silicium ou un rodage à l'outil diamanté.

L'état de surface recherché est un profil en plateau comme sur la figure 11. La courbe d'Abbott-Firestone représentée sur cette figure permet de définir trois critères de profondeur :

- C_R , le critère de rodage, détermine la faculté d'adaptation des surfaces lors du rodage ;
- C_F , le critère de fonctionnement, détermine la durée de vie de la surface en fonctionnement ;
- C_L , le critère de lubrification, détermine la possibilité d'avoir une bonne lubrification entre le moment où la surface est rodée et celui où elle est trop polie, ce qui entraînerait une mauvaise réten-

tion d'huile et par conséquent une consommation d'huile plus importante et des risques de grippage.

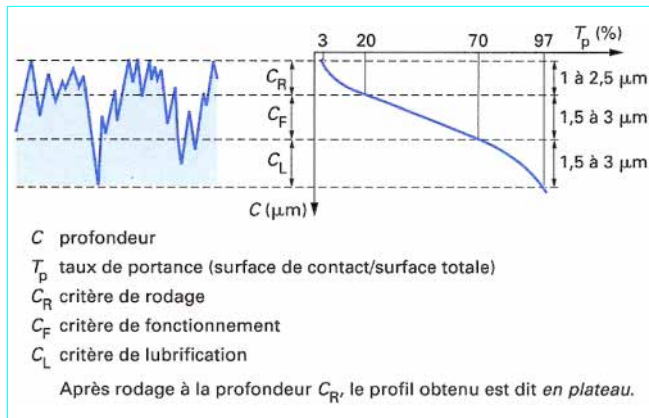


Figure 11 – Exemple de courbe de portance d'Abbot-Firestone

Ces critères sont définis par le constructeur.

Les chemises sont souvent en fonte GLC 1 ou GLC 2 (graphite lamellaire).

La température des chemises augmente quand on se rapproche du haut de la chemise. La figure 12 nous donne deux exemples de températures atteintes dans le cas d'un refroidissement par eau ou par air.

Actuellement, avec des refroidissements par eau, la température maximale en haut de chemise est d'environ :

- 210 °C pour les blocs en fonte avec chemise intégrée ;
- 200 °C pour les blocs en aluminium avec chemise amovible en fonte ;
- 180 °C à 190 °C pour les blocs en aluminium avec chemise intégrée.

Les défauts de forme rencontrés sur les chemises sont des défauts de rectitude, des défauts de cylindricité, des déformations locales. Ces défauts peuvent être provoqués par le serrage de la culasse.

Les conséquences peuvent être les suivantes :

- consommation d'huile excessive ;
- usure des cylindres ;
- grippage des pistons ;
- brûlure des segments ;
- gaz de carter ou *blow-by* (§ 3.5.5) très important.

2.3 Culasse

Nota : cet article abordant uniquement les aspects technologiques de la culasse, les aspects :

- combustion : forme des chambres de combustion, position de la bougie d'allumage, et dispositions particulières pour augmenter la turbulence des gaz ;
- remplissage : disposition et nombre des soupapes, section de passage au niveau des sièges de soupape, forme des conduits d'admission et d'échappement, dynamique des gaz, ne seront pas étudiés (cf., dans ce traité, articles spécialisés).

La culasse (figure 13) délimite le haut de la chambre de combustion et les conduits des gaz (air frais, gaz brûlés). Elle permet le fonctionnement correct des soupapes et le maintien de la bougie.

La culasse contient les circuits d'eau de refroidissement et d'huile de lubrification et, dans de nombreux cas actuellement, supporte le (ou les) arbre(s) à cames et les systèmes de distribution (poussoirs, culbuteurs, linguets, ...). Pour cela, on doit utiliser un matériau qui

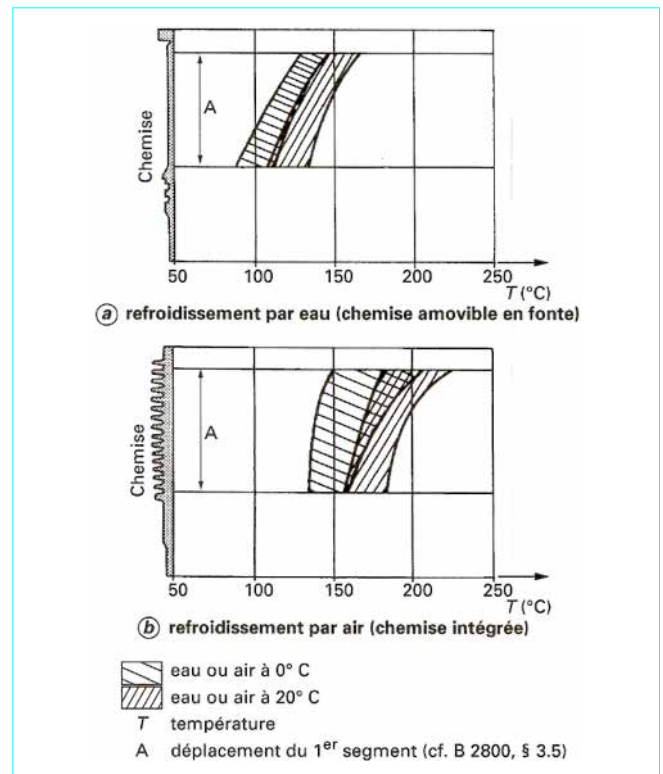


Figure 12 – Températures de chemises

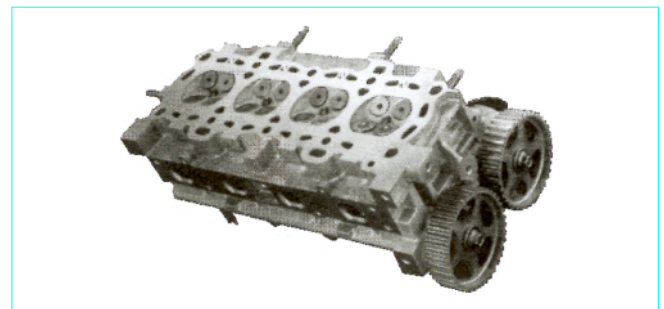


Figure 13 – Culasse Zetec à 4 soupapes par cylindre (doc. Ford)

ait une bonne conductivité thermique, la meilleure rigidité possible, qui ne soit pas sensible aux criques thermiques et qui soit coulable et usinable.

La conception d'ensemble est fonction des cadences de production, des procédés de coulée, des moyens d'usinage, etc.

Généralement les culasses sont coulées en coquille (moules métalliques) pour l'extérieur, avec des noyaux pour l'intérieur.

Actuellement, les culasses sont généralement en alliage d'aluminium contenant du silicium, du cuivre et du magnésium : AS 5 U 3 G à AS 8 U 3 G. Elles peuvent également être réalisées en AS 7 G.

Les **guides de soupape** sont généralement en fonte, en laiton ou en bronze. Leur épaisseur est de 2 à 3 mm et ils sont emmanchés à force dans la culasse. Les guides doivent dépasser le moins possible dans les conduits des gaz pour deux raisons :

- la partie qui dépasse crée un obstacle aux écoulements des gaz ;
- la partie qui dépasse est mal refroidie.

La plupart du temps, les **sièges de soupape** sont rapportés dans la culasse et tiennent par emmanchement. Cet emmanchement est généralement réalisé en chauffant la culasse et en refroidissant le siège avec de l'azote liquide.

La matière des sièges était autrefois généralement de la fonte. L'augmentation des performances et plus récemment le passage à l'essence sans plomb (ou l'utilisation du GPL, Gaz de Pétrole Liquéfié) ont rendu obligatoire l'utilisation de sièges en acier.

Parmi les aciers le plus couramment utilisés, on peut distinguer :

- l'acier coulé type Z 130 CWDV 6-5-4-2 ;
- l'acier fritté en fort développement actuellement car il est moins cher (de 2 à 3 F/siège au lieu de 4 à 5 F/siège pour les aciers coulés) et que l'on peut y incorporer les lubrifiants solides (type bisulfure de molybdène ou sulfure de manganèse) qui améliorent la tenue à l'usure, et des éléments comme le cuivre qui diffusent dans la matrice et améliorent la conductivité thermique ; mais il est parfois difficile à usiner.

Après emmanchement, les sièges de soupape sont usinés concentriquement aux guides de soupapes. L'angle de siège le plus souvent utilisé est de 45° ; l'angle de 60° est parfois utilisé pour les sièges d'admission. Pour mieux contrôler la longueur de la portée sur le siège, un usinage à 3 pentes (figure 14) est souvent réalisé (usinage avec un outil de forme). Le raccordement entre le siège, et le conduit doit être réalisé avec beaucoup de soin pour éviter des problèmes de remplissage en air du moteur, d'où la nécessité d'usiner ce raccordement si l'on veut avoir plus de puissance (de 2 à 3 kW en plus).

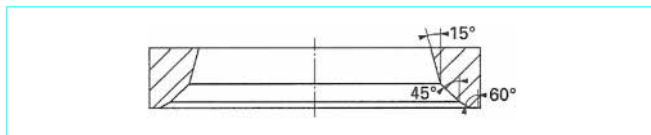


Figure 14 – Siège de soupape à 3 pentes (coupe diamétrale de l'anneau)

2.4 Joint de culasse

Le joint de culasse assure l'étanchéité :

- aux gaz entre culasse et chemises ;
- à l'eau vers l'extérieur (entre culasse et bloc-cylindres) et vers le cylindre (entre culasse et chemises) ;
- à l'huile vers l'extérieur (entre culasse et bloc-cylindres) et entre l'huile et l'eau.

Le joint est sollicité par :

- des contraintes mécaniques (figure 15) de serrage, de pression des gaz (et des fluides à étancher), de dilatations thermiques différentielles entre le bloc et la chemise, de vibrations, etc. ;
- des contraintes chimiques dues aux gaz de combustion, au liquide de refroidissement, à l'huile, etc. ;
- des contraintes thermiques.

Un matériau pour joint de culasse doit présenter de bonnes caractéristiques pour :

- la résistance à la pression et au cisaillement ;
- la plasticité superficielle (micro-adaptation) pour permettre une adaptation du joint aux surfaces avec lesquelles il est en contact ;
- l'élasticité interne (macro-adaptation) pour permettre au joint de garder une tension dans les vis (tout en compensant les dilatations) et d'accepter les déplacements relatifs chemise/bloc ;
- l'imperméabilité interne pour ne pas permettre au liquide de migrer dans le matériau ;
- la résistance chimique et à la chaleur pour permettre au joint de vieillir correctement et de tenir en endurance.

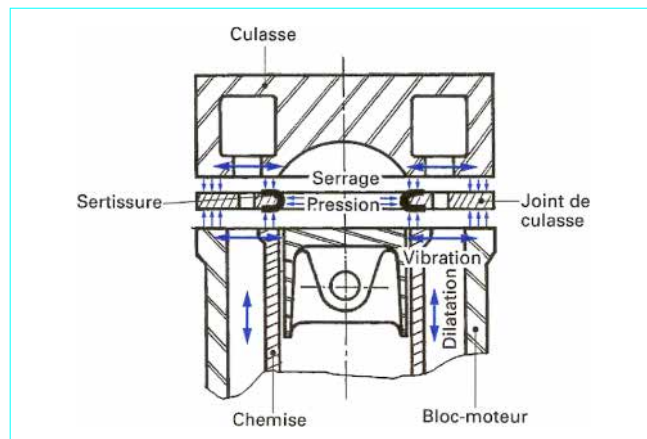


Figure 15 – Sollicitations mécaniques sur le joint de culasse

2.4.1 Technologie

■ Joints combinés (matériau tendre-armature métallique)

Autrefois, on pouvait trouver des joints avec une armature en fil d'acier tissé avec une pâte amiante-caoutchouc calandré. Actuellement, la majorité des joints de culasse possèdent une *armature en tôle métallique* sur toute la surface du joint (figure 16).

Des *matériaux tendres* particulièrement résistants aux influences chimiques et physiques étaient constitués il y a quelques années de pâtes d'amiante-caoutchouc calandrées ou de cartons d'amiante. Ils sont maintenant remplacés par des pâtes calandrées ou des cartons de matériau sans amiante car l'utilisation de l'amiante est interdite dans de nombreux pays. Ces matériaux tendres sont liés à l'armature métallique par l'intermédiaire de poinçons (ou picots) pratiqués dans celle-ci (figure 16).

La résistance aux hautes températures des gaz de combustion impose des sertissures en acier tout autour de la chambre de combustion (figure 17a).

Ces sertissures peuvent être en acier non traité, zingué, galvanisé ou inoxydable (meilleur pour la résistance au cliquetis). L'épaisseur de ce sertissage a une grande influence sur la répartition des pressions de serrage (figure 17b).

L'*étanchéité à l'huile et à l'eau* est souvent améliorée par des cordons de silicone parfois sérigraphiés sur le joint aux abords des trous de passage d'eau ou d'huile. On peut parfois trouver des sertissures métalliques autour de certains trous de passage d'huile par exemple (pressions élevées). Ces joints peuvent très bien s'ajuster sur des surfaces irrégulières en se déformant. Cette capacité de déformation détermine dans quelle mesure le joint peut rattraper les stries d'usinage, les plus gros défauts de planéité, les surfaces placées en saillie ou en retrait.

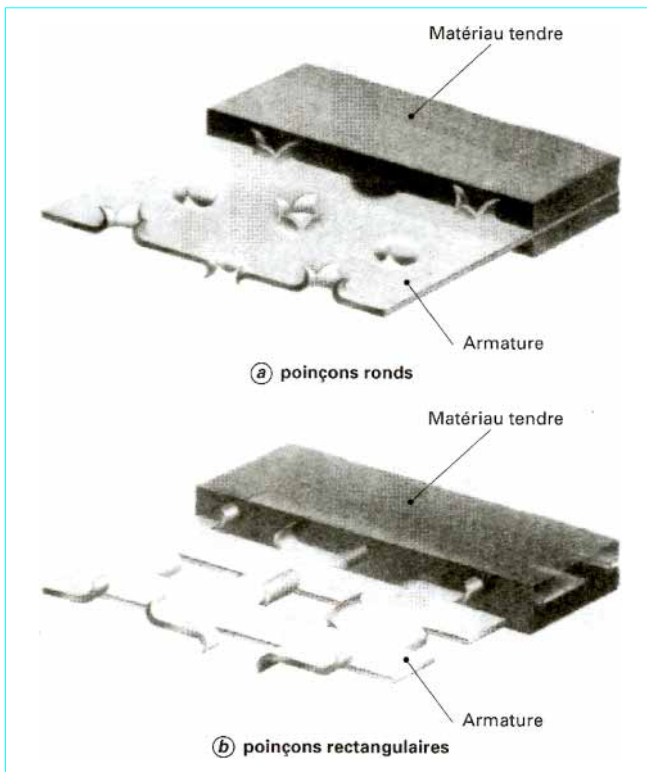


Figure 16 – Joints combinés avec poinçons

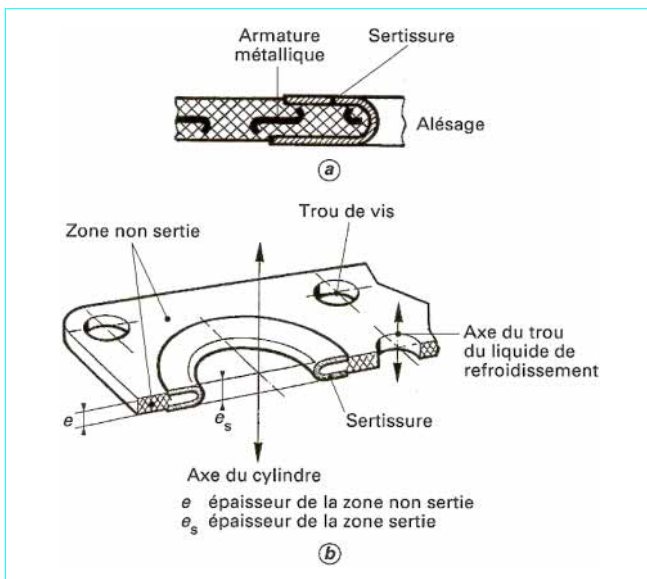


Figure 17 – Joint combiné avec sertissure d'acier

■ Joints métalliques

Ces joints possèdent un corps de joint métallique en une ou plusieurs parties. Des éléments réalisés en d'autres matériaux peuvent être ajoutés, associés librement ou rendus solidaires de ce

dernier (parties en caoutchouc autour des trous de passage des fluides par exemple).

- **Joint de culasse en métal stratifié** (figure 18a) : les différentes couches d'acier sont solidarisées par des couches extérieures assurant le bordage ou par des sertissures supplémentaires.

- **Joint de culasse métallique avec une seule feuille de métal** (figure 18b) : l'étanchéité aux gaz de combustion est améliorée par une moulure, un doublage de la feuille ou, parfois, les deux. Les étanchéités aux fluides sont dans cet exemple assurées par des sertissures.

Les joints métalliques offrent une grande résistance mécanique et sont extrêmement stables vis-à-vis des milieux agressifs.

■ Joints mixtes

On peut enfin trouver des joints où les étanchéités aux fluides sont assurées par du matériau tendre et les étanchéités aux gaz par des joints métalliques (figure 19).

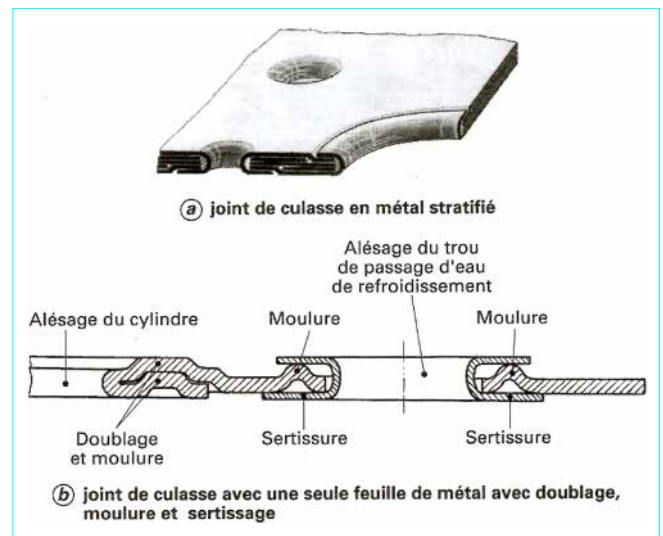


Figure 18 – Joints métalliques

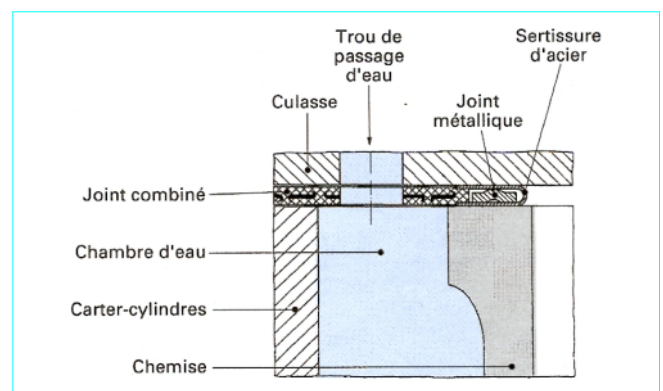


Figure 19 – Joint mixte

2.4.2 Principales causes de détérioration

Le manque d'eau, souvent dû à une fuite d'eau à une liaison embout-durit-collier ou au radiateur, peut créer un point chaud dans la culasse suivi d'une déformation de celle-ci et donc d'une fuite.

Une mauvaise circulation d'eau près du joint de culasse crée un point chaud et les mêmes effets qu'un manque d'eau.

Lors d'une mauvaise combustion dans la chambre, un cliquetis important peut provoquer une fissure de la sertissure d'acier suivie d'une brûlure du matériau tendre et de passage de gaz.

2.4.3 Mise au point

■ Essais sur les matériaux

Ils sont faits dans les laboratoires de chimie pour vérifier l'étanchéité interne, la résistance à la température, la résistance aux fluides, la reprise élastique, etc.

■ Essais statiques

L'interposition entre le joint et la culasse d'un matériau sensible à la pression permet de voir la répartition des efforts lors du serrage.

Exemple : *cahiers de serrage* dans lesquels on alterne des feuilles de papier (type papier carbone) et des feuilles blanches que l'on vient serrer entre le joint et la culasse. Les feuilles qui étaient blanches avant le serrage sont plus ou moins bleues suivant la pression appliquée.

Pour définir la section des trous de passage d'eau dans le joint, on effectue *a priori* des calculs d'écoulement en trois dimensions. D'un point de vue expérimental, pour vérifier après la pose du joint la bonne circulation de l'eau autour des chemises et dans la culasse, on peut réaliser des fenêtres en *Plexiglas* dans le bloc ou dans la culasse. Parfois, on réalise même le bloc et la culasse entièrement en plastique transparent.

En ajoutant à l'eau de refroidissement des particules en suspension (polystyrène, par exemple), on a une bonne vision de la circulation interne du moteur.

Il est également possible de mesurer les vitesses d'écoulement par les techniques d'Anémométrie Doppler Laser ADL.

■ Essais moteur

Les essais les plus sévères pour les joints de culasse sont les essais de *choc thermique*.

Il existe plusieurs types d'essais sur le moteur en fonctionnement, pendant lesquels l'eau du circuit de refroidissement passe brutalement d'une température élevée à une température basse.

Le moteur tournant à pleine puissance, on peut par exemple faire varier la température du liquide de refroidissement de sa température de fonctionnement (environ 85 °C), jusqu'à 25 °C par injection d'eau extérieure dans le circuit de refroidissement du moteur.

D'autres essais consistent à injecter dans le circuit de refroidissement un liquide à des températures fortement négatives (– 15 °C).

La qualité du joint de culasse est évaluée par son étanchéité aux gaz de combustion que l'on mesure à l'aide d'une pression d'azote injectée dans le cylindre lorsque le moteur est arrêté.

2.5 Serrage des pièces du moteur

Nota : pour plus de renseignements, le lecteur se reportera à l'article *Assemblage par éléments filetés. Calcul* [B 5 560].

Un des éléments fondamentaux de la mécanique est l'assemblage de plusieurs pièces. Pour réaliser celui-ci, le principe le plus souvent rencontré est le serrage par **système vis-écrou**. L'effort de serrage se doit :

— d'être suffisant pour maintenir les deux pièces en contact quelles que soient les conditions de fonctionnement (limite inférieure de l'effort) ;

— de ne pas endommager les pièces à serrer ou la vis (limite supérieure de l'effort).

2.5.1 Méthodes de serrage

Pour exercer un effort précis nous avons plusieurs méthodes à notre disposition. Les principales sont détaillées ci-après.

2.5.1.1 Serrage dans le domaine élastique de la vis de serrage

■ Serrage au couple (figure 20)

La dispersion au niveau de l'effort est très importante (de $\pm 20\%$ à $\pm 50\%$). Cette dispersion est due :

— au coefficient de frottement entre les filets et sous la tête de vis (lié aux matières, aux états de surface, à la lubrification,...) ;

— au moyen de serrage utilisé (clé dynamométrique, visseuse à coupure d'air, etc.).

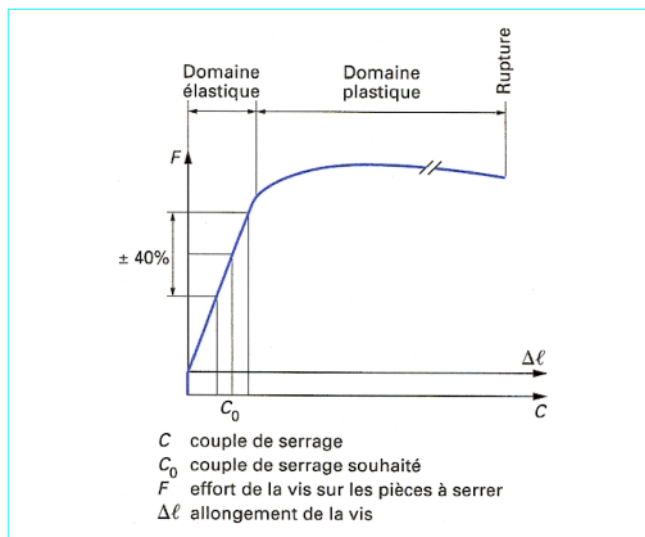


Figure 20 – Serrage au couple

■ Serrage à l'angle (figure 21)

Pour effectuer un tel serrage, on applique un précouple (couple faible) aux pièces à serrer pour être sûr que les pièces sont en contact, puis on applique un angle à la vis ou à l'écrou. Dans ce cas, on a toujours une dispersion importante sur le couple ($\pm 20\%$ à $\pm 50\%$) mais elle s'applique sur un couple faible. La dispersion sur l'angle est quant à elle relativement faible et si l'on connaît bien la rigidité et le pas de la vis, l'effort appliqué est assez précis (dispersion totale de l'ordre de $\pm 15\%$ de la valeur de l'effort).

2.5.1.2 Serrage au-delà du domaine élastique

■ Serrage à la limite d'élasticité

Il est alors nécessaire d'avoir une machine très sophistiquée qui stoppe le serrage quand elle détecte une variation de pente dans la courbe d'évolution du couple en fonction de l'angle de rotation de la vis (figure 22). La vis peut être réutilisée plusieurs fois car le palier plastique est assez long. En effet, pour une vis qui aurait un

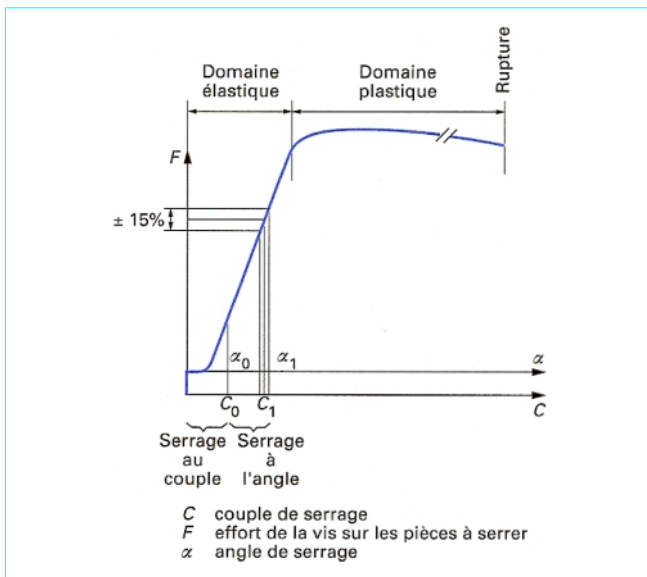


Figure 21 – Serrage à l'angle

palier plastique de l'ordre de 1 100° (soit environ 3 tours) et un pas de 1 mm, l'allongement avant rupture de la vis serait de l'ordre de 3 mm. Sachant qu'au moment de l'arrêt du serrage la vis sera allongée d'environ 0,1 à 0,3 mm, la vis peut être utilisée une dizaine de fois.

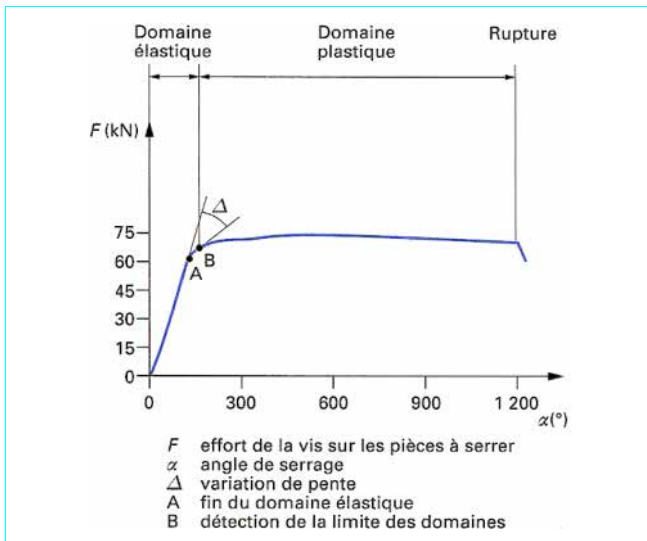


Figure 22 – Serrage à la limite d'élasticité

Remarque : en après-vente, on peut spécifier une longueur maximale admissible pour la vis avant réutilisation de celle-ci.

Serrage dans le domaine plastique

On se place alors volontairement dans le domaine plastique de la vis. Un tel serrage ne demande pas d'outillage sophistiqué car il suffit que le concepteur détermine un angle donnant à coup sûr

une déformation plastique de la vis. C'est le type de serrage utilisé en après-vente dans le cas d'un serrage initial dans le domaine plastique mais également dans le cas d'un serrage initial à la limite d'élasticité. Ce serrage permet un nombre limité de réutilisations de la vis.

Précision du serrage

Dans les deux cas de serrage au-delà du domaine élastique, la précision est essentiellement fonction de la vis pour laquelle la métallurgie et le traitement thermique utilisés garantissent une relative constance de l'effort dans le domaine plastique. La dispersion totale est de l'ordre de 10 % de la valeur de l'effort.

Fonctionnement d'une vis serrée au-delà du domaine élastique (figure 23)

Il est nécessaire d'avoir en mémoire le fait que, lors du serrage, la limite d'élasticité de la vis est atteinte sous une contrainte de traction combinée à une contrainte de torsion liée au couple de serrage. C'est la contrainte équivalente σ_{eq} qui dépasse la limite d'élasticité R_e . Lorsque la vis est en place, il n'y a plus de couple de torsion qui lui soit appliqué et il y a donc une marque non négligeable par rapport à la limite d'élasticité : la vis fonctionne dans son domaine élastique.

Exemple : pour la vis de culasse du moteur V6 PRV de 3L, quand on atteint la limite d'élasticité en traction + torsion, l'effort de traction est d'environ 64 000 N. Or, la limite d'élasticité en traction pure est d'environ 78 000 N, on a donc une garde d'environ 14 000 N.

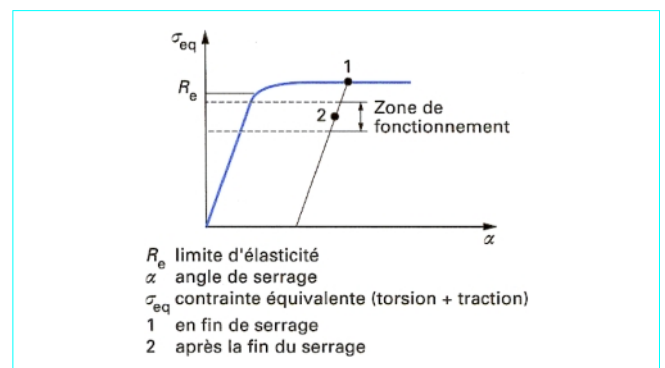


Figure 23 – Fonctionnement d'une vis serrée dans le domaine plastique

2.5.2 Répartition des efforts de serrage, évolution de cette répartition en fonctionnement

La figure 24 schématise cette répartition.

Équilibre d'un assemblage

Lors du serrage, il y a allongement de la vis $\Delta \ell_v$ et contraction des pièces serrées $\Delta \ell_p$. Si l'on note K_v la rigidité de la vis K_p la rigidité des pièces, on a :

$$\Delta \ell_v K_v = \Delta \ell_p K_p = F_0$$

Influence d'un chargement extérieur

Si maintenant on tire sur l'assemblage avec une force F_{ext} , on voit que cet effort :

- soulage les pièces serrées d'un effort F_p ;
- surcharge la vis d'un effort F_v ;

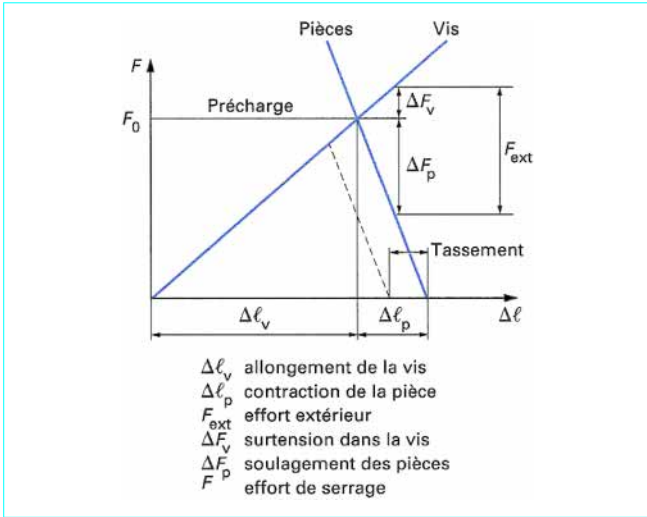


Figure 24 – Évolution de la répartition des efforts de serrage en fonctionnement

avec :

$$\Delta F_p = \frac{K_p}{K_p + K_v} F_{ext}$$

et :

$$\Delta F_v = \frac{K_v}{K_p + K_v} F_{ext}$$

■ Influence d'un tassement

Un tassement des pièces à serrer provoque une diminution de l'effort de serrage. Il faut vérifier qu'après un chargement par un effort extérieur lors du fonctionnement de l'assemblage, il y a toujours serrage.

2.5.3 Serrage des vis de culasse

Dans le cas des vis de culasse, on a tendance à supprimer le resserrage des vis de culasse lors de la première révision du moteur. Cette suppression est maintenant devenue possible grâce :

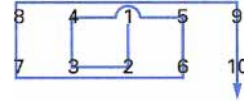
- à une meilleure rigidité de l'ensemble qui accepte un effort de serrage important ;
- à un serrage au-delà du domaine élastique avec des vis spéciales, ce qui permet : de serrer plus fort sans atteindre la rupture de la vis, de réduire la dispersion de serrage et, grâce à leur souplesse, de provoquer une perte de serrage plus faible ;
- à des joints de densité augmentée (moins de tassement) ;
- à une meilleure étanchéité à l'eau vers l'extérieur du moteur grâce au cordon en silicone et aux dépassements de chemise réduits.

Il faut en effet noter que le resserrage permettait surtout de recharger la zone périphérique du joint qui assure l'étanchéité à l'eau entre la culasse et le pourtour du bloc-moteur, zone appelée *trottoir* (30 % sur les sertissures et 70 % sur le trottoir).

Pour serrer une culasse, on fera toujours un serrage en *escargot* à partir d'une vis se situant vers le milieu de la culasse. Cela per-

met d'avoir un serrage du joint de culasse le plus homogène possible.

Exemple : ordre de serrage d'un moteur à 4 cylindres ayant 10 vis de culasse :



2.6 Étanchéités dans les moteurs

Nota : le sujet étant déjà abordé dans l'article *Étanchéité en mécanique* [B 5 420] de ce traité, nous nous contenterons ici de donner ce qui est spécifique aux moteurs.

On distingue, dans les moteurs, les étanchéités des pièces immobiles (étanchéités statiques) de celles des pièces mobiles (étanchéités dynamiques).

■ Étanchéités statiques

— L'étanchéité à l'huile est nécessaire pour la culasse, le bloc-moteur, y compris le carter de distribution dans le cas d'un entraînement de la distribution par chaîne, le bac à huile, le couvre-culasse, le bouchon de remplissage d'huile, etc. On utilise des joints de culasse (§ 2.4), des joints plats, des joints moulés ou toriques ;

— L'étanchéité aux gaz est nécessaire pour la culasse, les soupapes, les lignes d'admission et d'échappement (en particulier les liaisons collecteurs/culasse). On utilise des joints de culasse (§ 2.4), des joints moulés, des joints toriques, des joints d'échappement (métallo-matériau sans amiante) et des joints de rotule d'échappement ;

— L'étanchéité à l'eau est nécessaire pour la culasse, la pompe à eau, les collecteurs d'entrée et de sortie d'eau, les durits de circulation du liquide de refroidissement, etc. On utilise des joints de culasse, des joints plats, des joints toriques.

■ Étanchéités dynamiques

— L'étanchéité à l'huile est nécessaire pour le bloc-moteur au niveau des sorties de vilebrequin, pour les sorties d'arbre à cames, pour les queues de soupapes, etc. On utilise des joints à lèvres ;

— L'étanchéité à l'eau est nécessaire par exemple pour l'arbre de pompe à eau. On utilise des joints tournants de pompe à eau ;

— L'étanchéité aux gaz est nécessaire entre piston et chemise. On utilise des segments.

2.6.1 Étanchéités statiques

■ Joints plats

On utilise souvent des joints sous forme de pâte à base de silicone ou de résine anaérobie (ne polymérisant qu'après l'assemblage des pièces) que l'on dépose sur les plans de joints par sérigraphie ou à l'aide d'un robot de dépose. On trouve aussi, comme pour les joints de culasse, des joints sans amiante (réglementation). Celle-ci remplacée par des matériaux fabriqués à partir de fibre de cellulose par exemple.

Remarque : dans les moteurs, il est parfois difficile de mettre au point les étanchéités dans lesquelles une pièce se fixe sur deux autres pièces liées entre elles. C'est par exemple le cas au niveau du couvre-culasse qui vient se monter sur la culasse et sur le carter de distribution pour un moteur avec une chaîne de distribution. C'est aussi le cas dans certains moteurs ayant une plaque porte-joint au niveau de la sortie du vilebrequin. Une solution à ce problème consiste à optimiser la gamme de montage pour assurer une bonne coplanéité des deux premières pièces avant de monter la dernière.

■ Joints moulés

Pour certaines étanchéités type couvre-culasse, on peut également trouver des joints moulés en élastomère du type NBR (caoutchouc nitrile) ou ACM (copolymère d'éthylacrylate ou d'autres acrylates et d'un comonomère apportant des sites réactifs pour la vulcanisation).

■ Joints toriques

Une solution efficace pour l'étanchéité est fournie par les joints toriques (section et forme circulaires). On en trouve surtout pour des étanchéités de forme circulaire mais il est également possible de réaliser des joints de section circulaire de forme quelconque. Attention, lors de l'utilisation d'un joint torique, il faut veiller à avoir un logement de joint d'une section supérieure à celle du tore car le caoutchouc est incompressible.

2.6.2 Étanchéités dynamiques : joint à lèvres

Les matériaux le plus couramment utilisés pour la lèvre sont :

- la silicone : VMQ (méthylsilicone avec groupements vinyle) ;
- le polyacrylate ACM ;
- les caoutchoucs fluorocarbonés FPM (Viton).

Quelques propriétés de ces matériaux sont données dans le tableau 1.

Tableau 1 – Propriétés des matériaux des joints à lèvre

Nature chimique de l'élastomère	Poly-acrylique	Silicone	Fluoré
Nomenclature	ACM	VMQ	FPM
Coût relatif de la matière à volume égal	1	2	8
Résilience	Moyenne	Excellente	Bonne
Température minimale d'utilisation (°C)	- 30	- 50	- 30
Température maximale d'utilisation continue (mini 1 000 heures)..... (°C)	140	150	160
Température maximale d'utilisation en pointe (maxi 10 heures)..... (°C)	160	170	180

2.6.3 Joints de queue de soupape

On trouve actuellement, sur tous les moteurs à essence et sur de plus en plus de moteurs diesels, des joints de queue de soupape placés sur le guide de soupape et qui réduisent la consommation d'huile au niveau des queues de soupape (problème consommation + pollution).

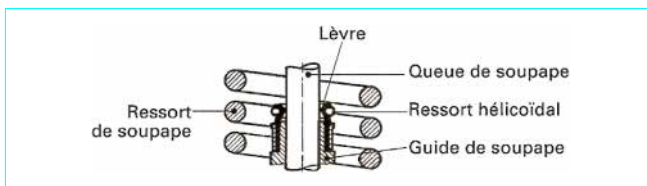


Figure 25 – Joint de queue de soupape à lèvre

Autrefois, les joints étaient souvent faits d'un corps en *Téflon* avec une lame d'acier assurant un placage. Actuellement, on a recours à un ressort hélicoïdal qui vient plaquer la lèvre d'étanchéité sur la tige de soupape (figure 25).

Les matériaux couramment utilisés sont les polyacrylates ACM ou les caoutchoucs fluorocarbonés FPM (Viton).

2.6.4 Joints des rotules d'échappement

Les joints le plus couramment utilisés sont les suivants :

- joint en fil d'inox de 0,4 mm de diamètre tricoté en chaussette et comprimé avec une feuille de mica ; ces joints sont très conformables (aptés à la déformation) ;
- joint avec coquille en acier embouti ; ce type de joint réalisé à partir d'une poudre contenant du carbone est moins bruyant.

Remarque : dans le cas d'un contact métal/métal sans joint, il y a un risque de *fretting-corrosion* aussi appelé usure par poudre rouge. C'est une forme particulière d'usure corrosive survenant entre deux surfaces en contact et animées d'un mouvement vibratoire de faible amplitude et de fréquence élevée.

3. Attelage mobile

3.1 Vilebrequin

Nota : se reporter utilement à l'article *Équilibrage des machines alternatives* [B 2 770] dans ce traité.

Le vilebrequin (figure 26) est un arbre constitué de manivelles (figure 27). Son rôle est de transformer à l'aide de la bielle les efforts linéaires du piston en couple exploitable.

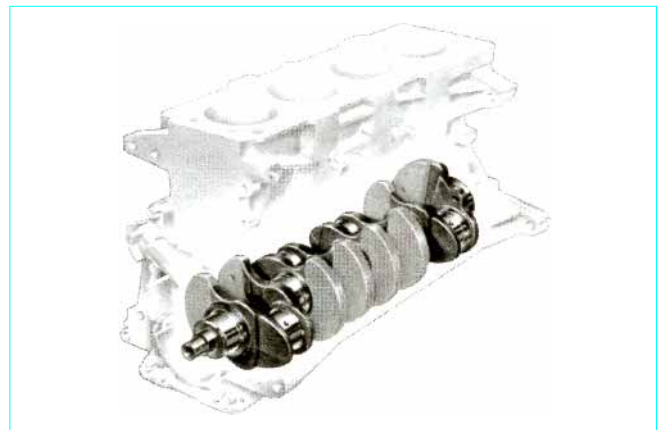


Figure 26 – Vilebrequin à 8 contrepooids sur moteur 4 cylindres à essence (doc. Fiat)

On trouve d'un côté du vilebrequin le volant moteur ou volant d'inertie qui permet de limiter l'irrégularité cyclique du régime de rotation (surtout gênante au ralenti et aux bas régimes), qui sert de porte-couronne de démarreur et qui supporte le couvercle d'embrayage.

De l'autre côté, on trouve généralement la poulie de distribution mais celle-ci peut aussi se trouver au centre du vilebrequin (cas de la majorité des moteurs de moto). Sur quasiment tous les moteurs diesels et sur quelques moteurs à essence, on trouve également de ce côté un système permettant de diminuer les oscillations de torsion appelé *damp*er (§ 3.1.3).

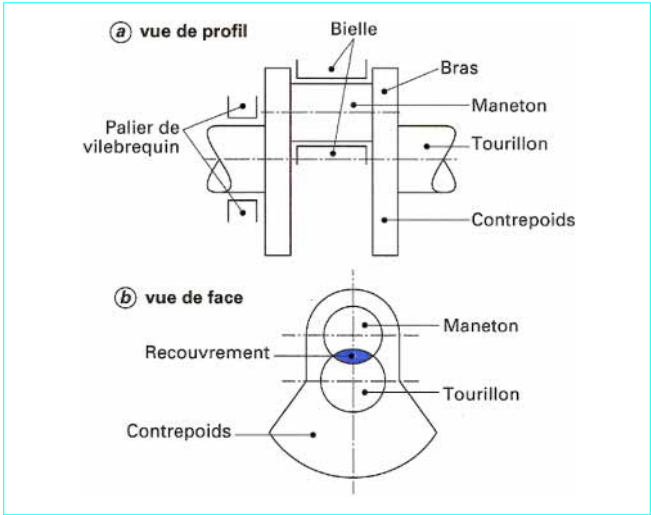


Figure 27 – Vilebrequin

Remarque: pour diminuer les flexions du vilebrequin, on a tendance à mettre $(n + 1)$ paliers et à équilibrer le vilebrequin maneton par maneton (n étant le nombre de cylindres).

3.1.1 Angle entre manetons

Pour avoir la meilleure répartition des efforts au cours d'un cycle, il faut dans le cas d'un moteur de n cylindres **en ligne**, que les manetons fassent un angle de :

$$\alpha = (2 \times 2\pi)/n = 4\pi/n$$

Exemple : pour un moteur à 4 cylindres en ligne : $\alpha = \pi = 180^\circ$ et pour un moteur à 6 cylindres en ligne : $\alpha = 4\pi/6 = 120^\circ$

Dans le cas d'un moteur **en V**, pour avoir un vilebrequin simple avec deux bielles sur un même maneton, il faut que l'angle β du V soit égal à α .

Si l'on veut conserver un allumage régulier (explosion tous les $4\pi/n$) avec un angle β différent de $4\pi/n$, on est obligé d'éclater les manetons en deux parties décalées (tableau 2 et figure 28).

Tableau 2 – Position des manetons pour des angles du V différents d'un moteur V6 (6 cylindres) à allumage régulier (ordre d'allumage 1 6 3 5 2 4)	
Angle β du V	Position des manetons
120°	2 bielles sur le même maneton, 3 manetons décalés de 120° Calages manetons (référence maneton n° 1) : 1 et 4 : 0° ; 2 et 5 : 120° ; 3 et 6 : 240°
90° (figure 28)	Chacun des 3 manetons est divisé en 2 manetons décalés de 30° Calages manetons (référence maneton n° 1) : 1 : 0° ; 4 : 330° ; 2 : 120° ; 5 : 90° ; 3 : 240° ; 6 : 210°
60°	Chacun des 3 manetons est divisé en 2 manetons décalés de 60° Cela impose une joue entre les deux demi-manetons, ce qui rallonge le vilebrequin. Calages manetons (référence maneton n° 1) : 1 : 0° ; 4 : 300° ; 2 : 120° ; 5 : 60° ; 3 : 240° ; 6 : 180°

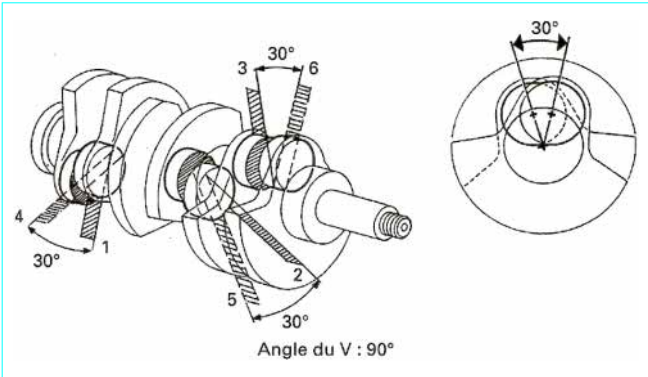


Figure 28 – Vilebrequin à manetons décalés du moteur V6

3.1.2 Matériaux

■ Vilebrequins en fonte GS B

Après ébauche, les vilebrequins subissent une opération de trempe superficielle par induction des manetons et des tourillons. La trempe s'effectue à l'air avec un arrêt final à l'eau pour garantir une dureté Rockwell superficielle supérieure à 45 HRC. L'amélioration de la tenue en fatigue des rayons de raccordement r qui sont les zones les plus chargées est obtenue par galetage dans des gorges préusinées (figure 29). Le gain en fatigue obtenu par rapport à l'état initial dépasse 100 %.

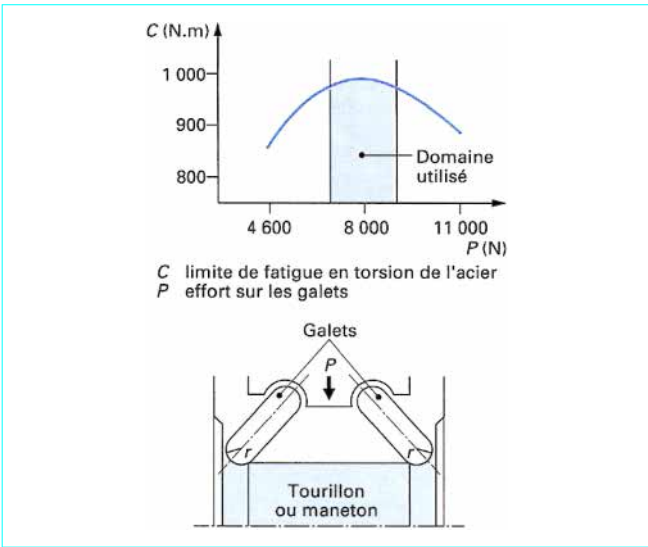


Figure 29 – Principe du galetage

■ Vilebrequins en acier forgé

Les matières couramment utilisées sont du type **XC 42**. Après ébauche, le vilebrequin subit une trempe à cœur et un revenu. Dans le cas de moteurs fortement sollicités, on peut faire un galetage des rayons de raccordement ou, si cela n'est pas possible, utiliser des aciers 42 CD 4 avec trempe + revenu + nitruration ionique.

On a vu apparaître dans les années 80 des aciers à dispersoïdes qui sont des aciers faiblement alliés en manganèse et vanadium dont le refroidissement contrôlé après forgeage permet d'obtenir sans traitement thermique ultérieur des caractéristiques mécaniques voisines de celles des aciers trempés puis revenus.

La nuance développée en France est le 35 MV 7, celle développée en Allemagne est le 38 Mn VS 5.

Pour obtenir les caractéristiques mécaniques souhaitées au niveau des portées du maneton et des tourillons (pour les paliers ou la bielle) on peut faire une trempe par induction de ces portées ou une nitruration de vilebrequin.

Le tableau 3 donne des caractéristiques comparées sur éprouvettes de simulation.

Tableau 3 – Caractéristiques des aciers forgés pour vilebrequin

Matière et traitement (1)	Limite de fatigue du couple (N · m)	Limite de fatigue de la contrainte (MPa)	Allongement (%)
XC 42 T + R	2 800	590	
35 MV 7 RC	2 850	605	+ 2,5
(GS galetée) (2)	(2 935)		(+ 5)
XC 42 T + R + N	3 480	738	+ 25
XC 42 T + R + r TMF	3 350	710	+ 20
35 MV 7 RC + N	4 660	988	+ 67,5
20 CD 4 cémenté	4 300	910	+ 54
42 CD 4 T + R + N	5 200	1 102	+ 87
32 CDV 13 T + R + N	5 750	1 220	+ 107

(1) N nitruration ; T trempe ; R revenu ; RC refroidissement contrôlé ; r TMF rayons de raccordement trempés par induction à moyenne fréquence.

(2) Valeurs données à titre indicatif.

3.1.3 Sollicitations

Le vilebrequin est soumis à des efforts :

- de flexion (efforts des bielles) ;
- de torsion (couple engendré par le système bielle-manivelle) ;
- de vibrations de torsion et de flexion.

Pour résoudre des problèmes de vibrations de torsion dues aux efforts, on est parfois amené à monter une poulie damper en bout du vilebrequin côté opposé au volant d'inertie qui amortit ces oscillations (figure 30).

Autrefois, le système le plus utilisé était le damper à friction. De nos jours, on rencontre essentiellement des dampers avec caoutchouc (figure 31a) ou des dampers visqueux (figure 31b).

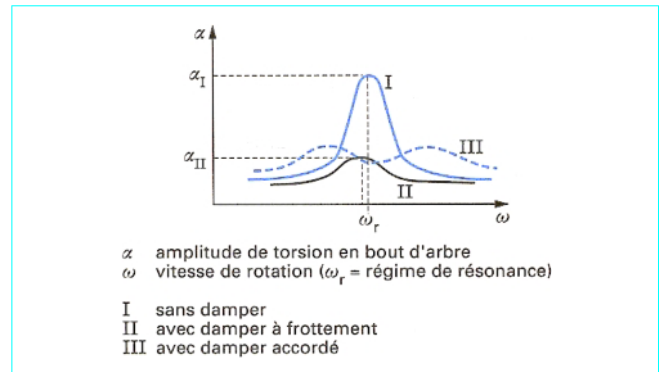


Figure 30 – Effet d'un damper

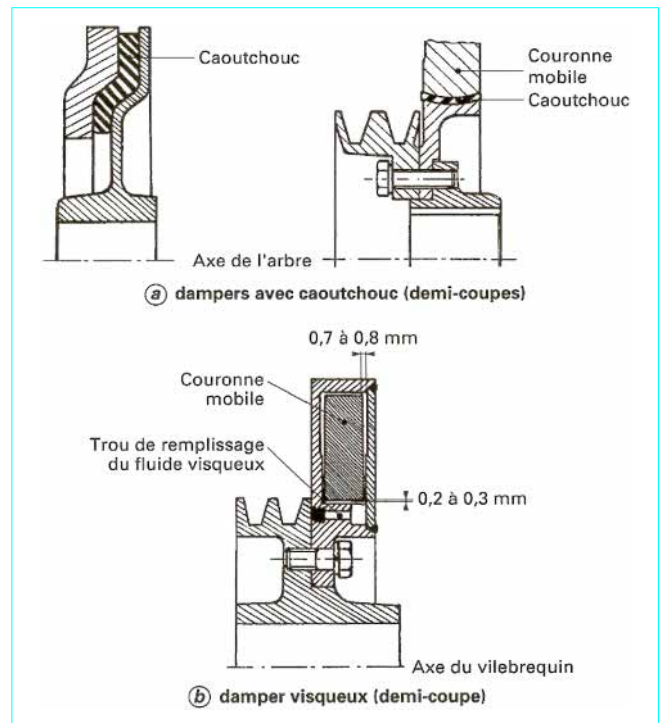


Figure 31 – Dampers

3.1.4 Autres technologies de vilebrequin

On peut trouver dans certains cas des vilebrequins assemblés qui permettent l'utilisation de roulements (figure 32). Cette technique est souvent utilisée dans les moteurs de cyclomoteurs.

Pour alléger les vilebrequins, on peut éviter les manetons (figure 33).

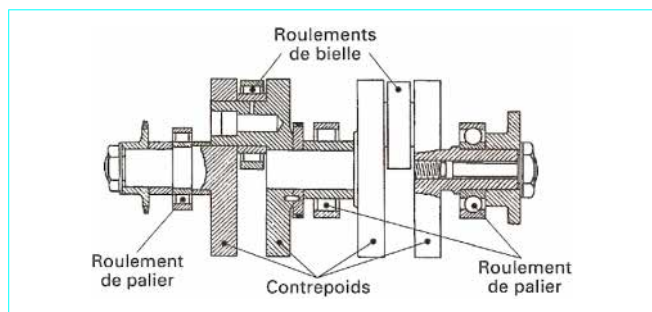


Figure 32 – Vilebrequin sur roulements à billes

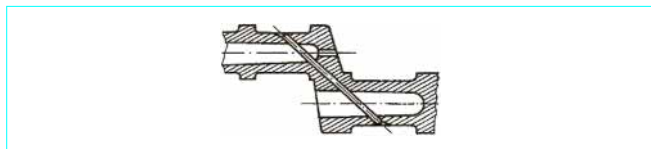


Figure 33 – Vilebrequin évidé

3.2 Bielle

La figure 34 illustre une bielle et en donne sa terminologie.

Le rôle de la bielle est de transmettre au vilebrequin les efforts reçus par le piston, en transformant un mouvement rectiligne alternatif en un mouvement circulaire dans un seul sens. La bielle est soumise à des efforts de combustion et d'inertie.

Les efforts de combustion vont faire travailler la bielle en compression et flambage (figure 35).

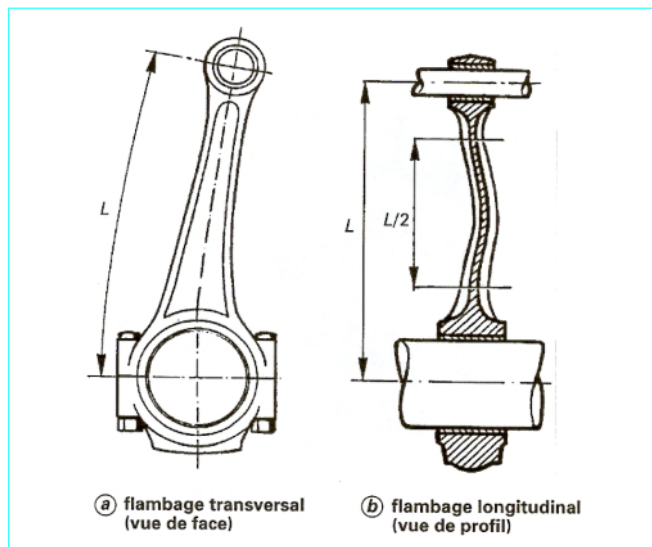


Figure 35 – Effet des efforts de combustion sur la bielle

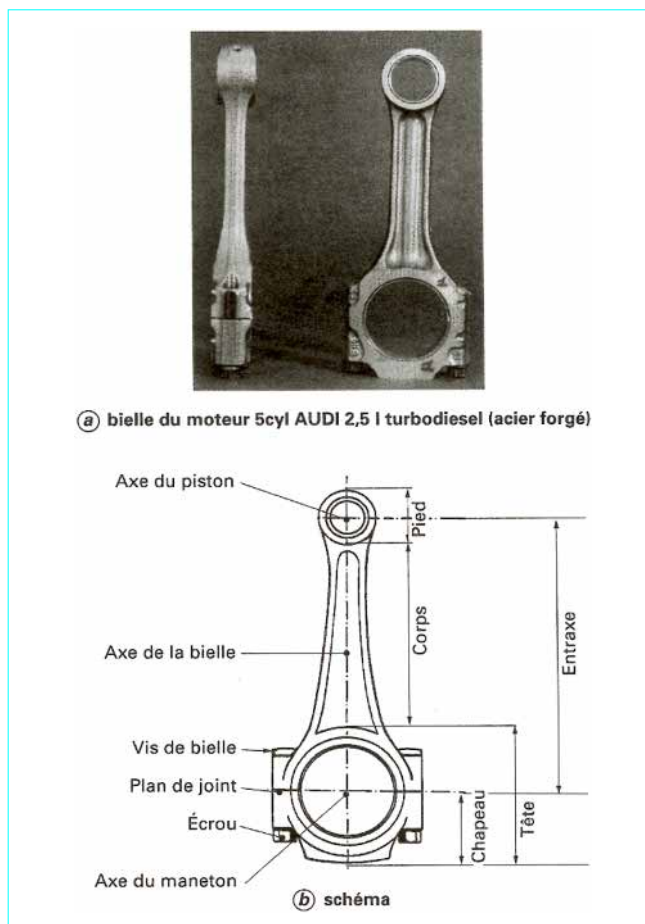


Figure 34 – Bielle

Les efforts d'inertie vont faire travailler la bielle en traction et solliciteront les vis de bielle.

Ces efforts de traction induisent également une ovalisation de la tête de bielle (figure 36) qui réduit le rayon de courbure dans le chapeau et au raccordement corps/tête et l'augmente dans la zone du plan de joint. On verra quand on étudiera l'assemblage du corps et du chapeau (§ 3.2.2) qu'il est nécessaire de prendre certaines précautions pour éviter d'avoir des décollements à ce niveau.

Remarque : l'ovalisation au niveau du chapeau est limitée par le contact avec le maneton. L'effort de traction au niveau du corps entraîne également un allongement de la fibre neutre au niveau de la tête de bielle d'où un risque de battement des coussinets (ce battement sera détecté après fonctionnement du moteur par des traces de *fretting corrosion* ou *poudre rouge* au dos des coussinets).

Les matériaux utilisés sont :

- la fonte GS, surtout aux États-Unis ;
- l'acier trempé-revenu (XC 32 à XC 38 ou 20 M 5, par exemple) ;
- l'acier recuit (45 M 5 S, par exemple) ;
- l'acier fritté forgé (utilisé par exemple pour les Porsche 928 et 944) qui permet un gain de poids d'environ 20 % ;
- les alliages légers avec l'aluminium moulé ou forgé, qui ont peu d'applications (utilisés par exemple sur certains moteurs Aston Martin) ;
- l'aluminium + fibres céramiques.

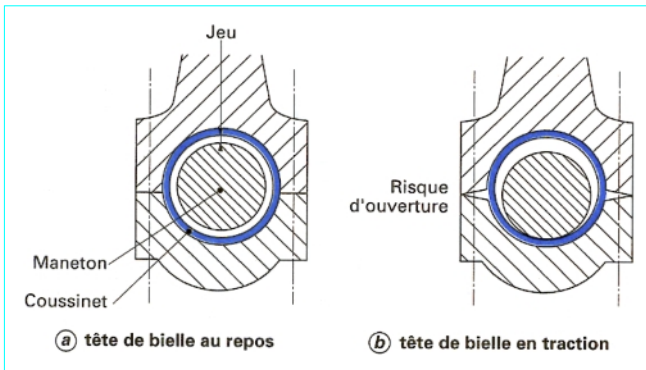


Figure 36 - Ovalisation de la tête de bielle

3.2.1 Rappel sur la cinématique du système bielle manivelle

L'entraxe L (figure 34b) a une importance capitale pour la construction d'ensemble du moteur car il détermine la hauteur totale du moteur. On utilise souvent le rapport :

$$\lambda = L/r$$

où r est le rayon de manivelle (demi-course moteur).

Dans les moteurs courants, on a λ compris entre 3,2 et 4,5 ; par exemple pour le moteur 1 580 cm³ PSA on a $\lambda = 4, 12$.

Les notations utilisées par la suite sont définies sur la figure 37.

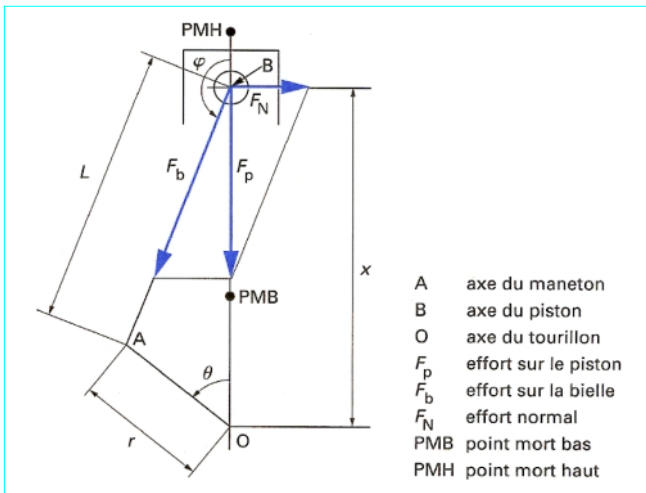


Figure 37 - Schéma du système bielle-manivelle

Position du piston

$$x = OB = r \cos \theta - L \cos \varphi$$

$$\frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{3\pi}{2} \quad \text{donc} \quad \cos \varphi = -\sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$$

$$\text{or :} \quad r \sin \theta = L \sin \varphi$$

$$\text{d'où :} \quad x = r \cos \theta + L \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = r \cos \theta + L \sqrt{1 - \frac{r^2 \sin^2 \theta}{L^2}}$$

$$\text{posons :} \quad \lambda = \frac{L}{r} \Rightarrow x = r \left(\cos \theta + \lambda \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right)$$

$$\text{or :} \quad \sqrt{1-x} \approx 1 - \frac{1}{2}x - \frac{1}{8}x^2 - \frac{1}{16}x^3 \quad \text{pour } x \ll 1$$

$$\text{et } \lambda \text{ est de l'ordre de 4 donc } \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} \ll 1$$

$$\text{d'où :} \quad \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \approx 1 - \frac{\sin^2 \theta}{2\lambda^2} - \frac{\sin^4 \theta}{8\lambda^4}$$

$$\text{or :} \quad \sin^2 \theta = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\theta)$$

$$\text{et :} \quad \sin^4 \theta = \frac{1}{8}(3 - 4 \cos 2\theta + \cos 4\theta)$$

d'où :

$$x \approx r \left[\cos \theta + \lambda \left(1 - \frac{1}{4\lambda^2}(1 - \cos 2\theta) - \frac{1}{64\lambda^4}(3 - 4 \cos 2\theta + \cos 4\theta) \right) \right]$$

$$x \approx r \left[\lambda - \frac{1}{4\lambda} - \frac{3}{64\lambda^3} + \cos \theta + \left(\frac{1}{4\lambda} + \frac{4}{64\lambda^3} \right) \cos 2\theta - \left(\frac{1}{64\lambda^3} \right) \cos 4\theta \right]$$

Vitesse du piston

$$x' = -r \theta' \sin \theta + L \varphi' \sin \varphi = r \sin \theta (\varphi' - \theta')$$

mais aussi :

$$x' \approx r \left[-\theta' \sin \theta - 2\theta' \left(\frac{1}{4\lambda} + \frac{4}{64\lambda^3} \right) \sin 2\theta + 4\theta' \left(\frac{1}{64\lambda^3} \right) \sin 4\theta \right]$$

La vitesse moyenne du piston est donnée par :

$$(x')_{\text{moy}} = 2 \mathcal{C} \frac{N}{60} = 4r \frac{N}{60}$$

avec $\mathcal{C}(\text{m})$ course du moteur, $\mathcal{C} = 2r$,

$N(\text{tr/min})$ vitesse de rotation du vilebrequin (régime de rotation du moteur).

Accélération du piston

Si $\theta'' = 0$,

$$x'' = r \theta'^2 \cos \theta (\varphi' - \theta') + r \sin \theta \varphi''$$

mais aussi :

$$x'' \approx -r \left[\theta'^2 \cos \theta + 4\theta'^2 \left(\frac{1}{4\lambda} + \frac{4}{64\lambda^3} \right) \cos 2\theta - 16\theta'^2 \left(\frac{1}{64\lambda^3} \right) \cos 4\theta \right]$$

$$x'' \approx -r \theta'^2 \left[\cos \theta + \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{4\lambda^3} \right) \cos 2\theta + \left(-\frac{1}{4\lambda^3} \right) \cos 4\theta \right]$$

d'une manière approchée, on a :

$$x'' \approx -r \theta'^2 \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right)$$

Influence du rapport $\lambda = L/r$

Pour une course donnée, si λ augmente (équivalent à L augmenté), on a :

- une augmentation de la masse de la bielle ;
- une augmentation de la hauteur du moteur ;
- une diminution des efforts du piston sur la chemise ; en effet le couple moteur est (figure 37) :

$$C = F_N x$$

$$\text{avec } x = r \cos \theta + L \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}}$$

(pour $r = Cte$, si L augmente, alors λ augmente et x augmente et, pour un couple donné, si x augmente, F_N diminue) ;

- une diminution de l'effort maximal d'inertie ; en effet :

$$x'' \approx -r\theta'^2 [\cos \theta + (\cos 2\theta)/\lambda]$$

donc x'' est maximal quand $\theta = 0$ et l'on a $x'' \approx -r\theta'^2 (1 + 1/\lambda)$ donc si λ augmente, x'' diminue.

En revanche, pour une course donnée, on ne peut pas diminuer L et λ autant que l'on veut car il faut que les contrepoids passent sous le piston quand celui-ci est au PMB (point mort bas).

3.2.2 Constitution de la bielle

Pied de bielle

Il y a plusieurs techniques pour le montage de l'axe de piston dans le pied de bielle.

- **Axe serré dans la bielle** : ce serrage est obtenu par emmanchement (serrage de l'ordre de 16 à 40 μm , en recourant à un chauffage du pied de bielle (vers 250 à 300 °C) pour placer l'axe dans la bielle. Cette solution est la plus économique mais le mouvement pendulaire de l'axe dans le piston amplifie l'usure du trou d'axe du piston.

- **Axe flottant** : dans le cas de moteurs chargés, on peut avoir recours au montage d'une bague en bronze dans laquelle vient tourner librement l'axe de piston. L'axe peut tourner dans le piston et dans la bielle et on peut admettre des pressions de contact axe-bielle plus élevées que sans bague (avec certaines bagues en bronze au plomb, des pressions de l'ordre de 100 à 110 MPa peuvent être admises).

Les jeux entre l'axe et la bielle sont de l'ordre de 5 à 15 μm .

Dans ce cas, l'axe doit être arrêté en translation. Cet arrêt est généralement réalisé par des circlips dans les trous d'axe du piston (figure 38). Il faut vérifier qu'en aucun cas l'inertie du circlips au point mort haut ou au point mort bas ne supprime la tension qui l'applique au fond de sa gorge.

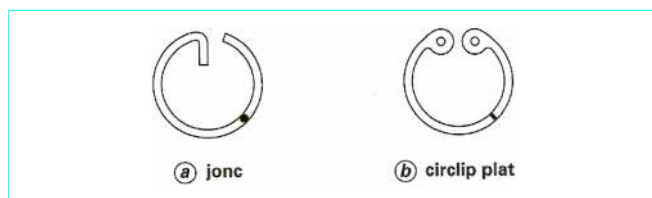


Figure 38 – Circlips

Il faut, dans le cas d'un axe flottant, assurer un graissage de la bague, ce qui peut être réalisé soit par retombée d'huile sous le piston (figure 39a) soit par remontée d'huile à travers la bielle (figure 39b).

On peut diminuer la pression dans le pied de bielle et dans les bossages du piston avec un pied de bielle en forme de tête de vipère (figure 40).

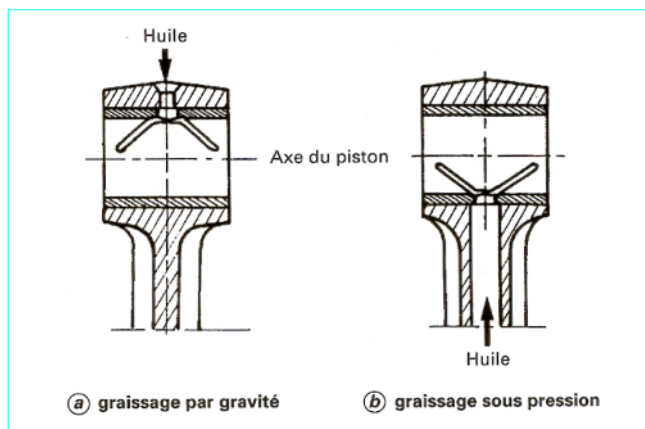


Figure 39 – Graissage du pied de bielle (doc. Éditions Technip, Paris)

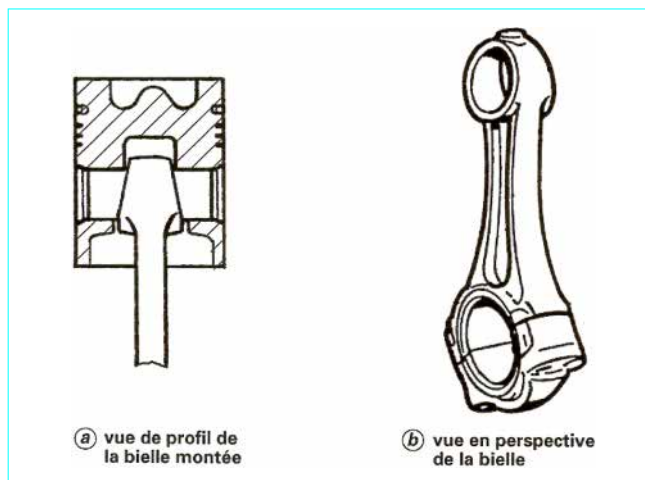


Figure 40 – Pied de bielle en forme de tête de vipère

Corps de bielle

Pour résister aux efforts de compression et de flambage, on a généralement recours à des sections en I (figure 41).

Tête de bielle

Le corps de la bielle doit se raccorder à sa tête avec un grand rayon. La section sous l'appui du boulon est souvent critique vis-à-vis de la rupture (figure 42), et on peut être amené à nervurer la bielle de part et d'autre de la tête de vis ou à utiliser des vis à la place des boulons (figure 34a).

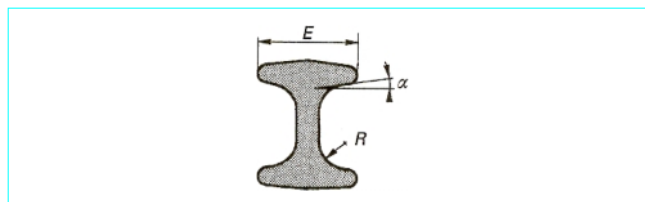


Figure 41 – Âme (corps) de la bielle

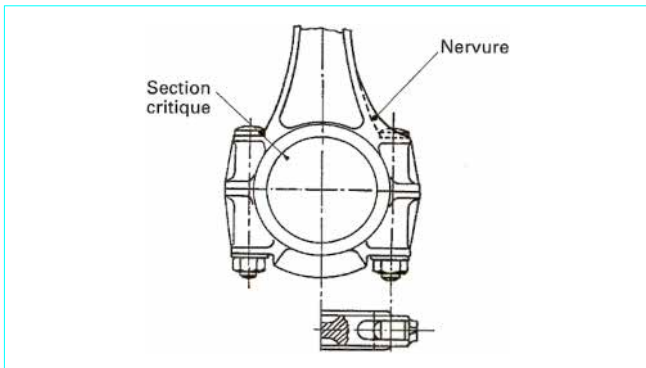


Figure 42 – Tête de bielle à boulon

La tête de bielle doit être aussi indéformable que possible pour ne pas risquer de rompre le film d'huile entre le coussinet et le maneton et pour assurer un bon contact avec le dos du coussinet.

Dans la **majorité des moteurs en V**, on a un décalage entre les deux rangées de cylindres pour avoir des bielles côte à côte (figure 43). Par contre, dans certains gros moteurs diesels, on peut avoir des bielles à fourche (figure 44), ou des systèmes bielle-biellette (figure 45).

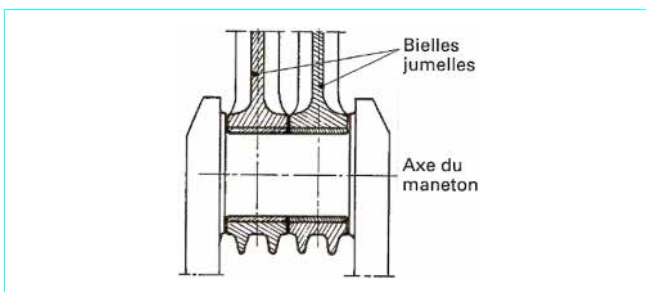


Figure 43 – Bielles jumelles (doc. Éditions Technip, Paris)

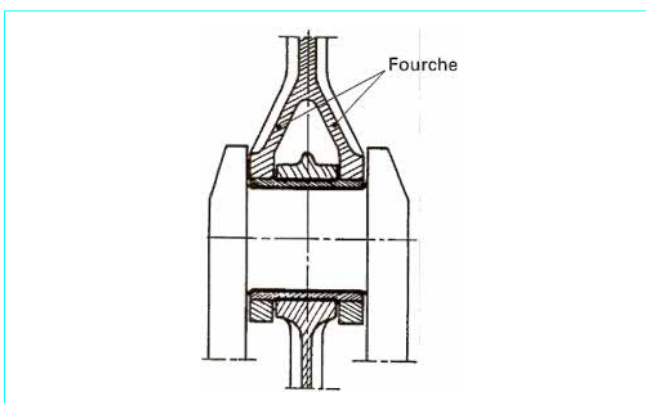


Figure 44 – Bielle à fourche (doc. Éditions Technip, Paris)

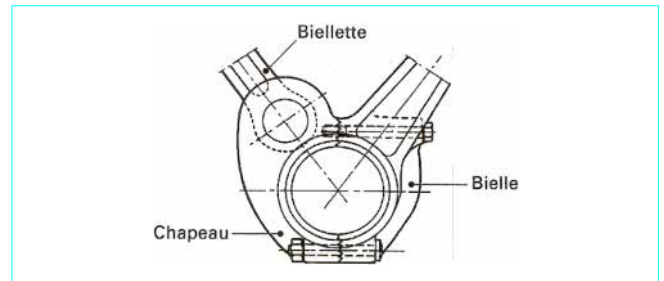


Figure 45 – Système bielle-biellette (doc. Éditions Technip, Paris)

■ Chapeau de tête de bielle

- Le **plan de joint** chapeau-bielle est généralement perpendiculaire à l'axe de la bielle mais, autrefois, il était souvent incliné pour permettre le passage de la bielle à l'intérieur du cylindre (moteur longue course, figure 46).

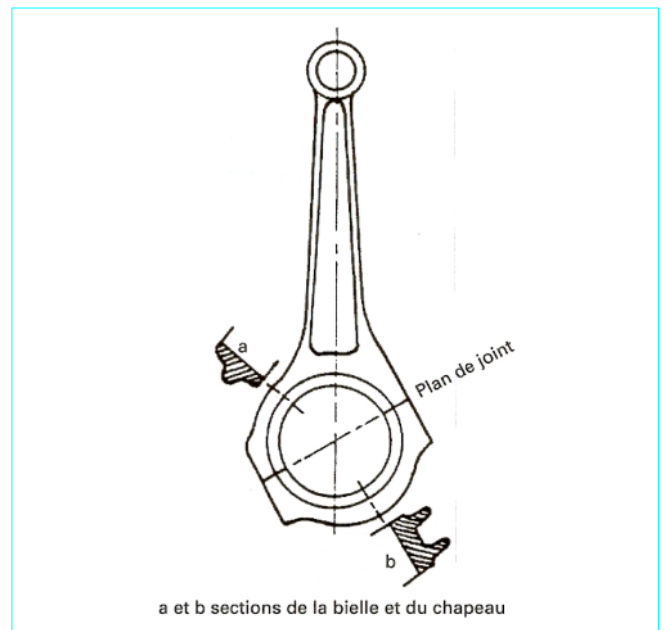


Figure 46 – Bielle à plan de joint incliné (doc. Éditions Technip, Paris)

- Le **serrage du chapeau** doit produire un couple opposé au moment d'ovalisation pour éviter les décollements au plan de joint lors de l'échappement au point mort haut quand les efforts d'inertie sont maximaux (phénomène déjà mentionné au début de ce paragraphe sur la bielle et illustré par la figure 36).

Pour assurer ce couple, on décale l'axe de la vis du centre de gravité de la surface de portée. Ce décalage est fait du côté de l'alésage (figure 47).

- La **fixation du chapeau** peut se faire par boulon ou par vis.

— **Fixation par boulon** (figure 42) : comme nous l'avons déjà évoqué lors de l'étude de la forme de la tête de bielle, l'assemblage par boulon provoque une fragilisation du raccordement tête-corps de bielle au niveau de la section critique. Pour résoudre ce pro-

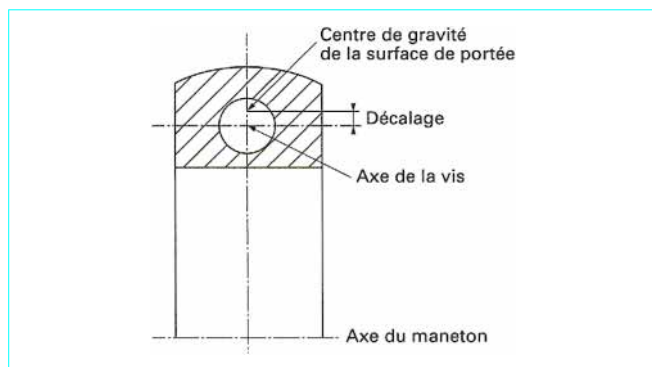


Figure 47 – Désaxage des vis de bielle

blème, on peut être amené à faire des nervures de part et d'autre de la tête de vis ;

— **Fixation par vis** (figure 34a) : dans le cas d'une fixation par vis, on n'a pas de problème au niveau du raccordement tête-corps mais la longueur déformable de l'élément de fixation étant plus réduite, on est parfois amené à détourner le corps de la vis pour la rendre plus souple (figure 48).

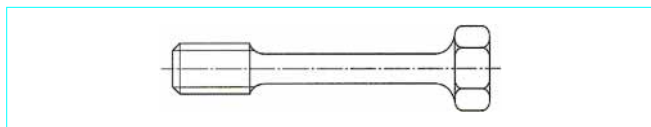


Figure 48 – Vis de bielle assouplie

● Le **centrage du chapeau** par rapport au corps peut se faire de plusieurs façons :

- par des goupilles de centrage (figure 49a) ;
- par des douilles de centrage (figure 49b) ;
- par des stries (figure 49c) ;
- par des boulons centrés dans le corps sous la tête et assurant le centrage du chapeau au niveau du plan de joint (figure 49d) ;
- par une autre méthode, qui consiste à mouler la bielle d'un bloc puis à usiner la tête et le pied ; des amorces de ruptures sont alors pratiquées au niveau du plan de joint suivant lequel la bielle est fracturée ; cette méthode a été utilisée par BMW pour son moteur V8. Récemment (début des années 90), Opel l'a choisie pour son moteur V6 et tous les moteurs 2 temps de hors-bord l'utilisent également.

■ Dimensionnement de la tête de bielle et du chapeau

Les deux éléments principaux à vérifier sont, d'une part, le passage de la bielle par la chemise et, d'autre part, le passage de la **mandoline** de la bielle (enveloppe des positions possibles des points les plus éloignés de la bielle par rapport au vilebrequin, figure 50) à l'intérieur du bloc.

■ Mise au poids

Pour éviter des déséquilibres dynamiques en fonctionnement, les bielles montées dans un même moteur doivent avoir le même poids à quelques grammes près.

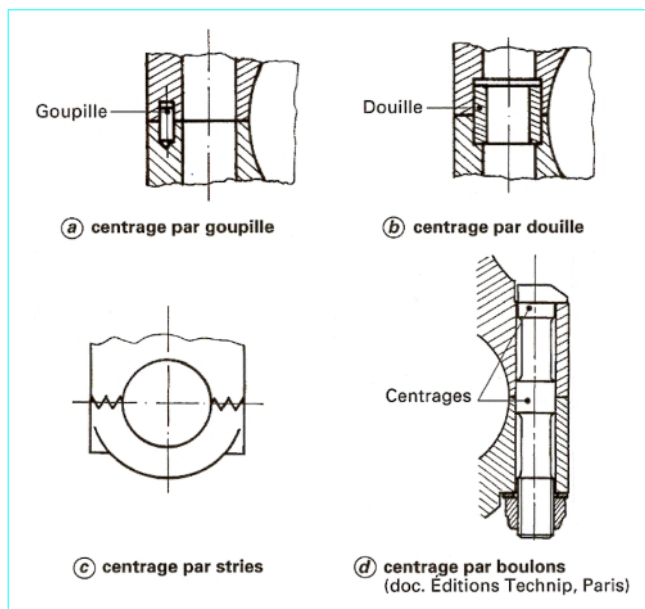


Figure 49 – Centrage du chapeau de bielle

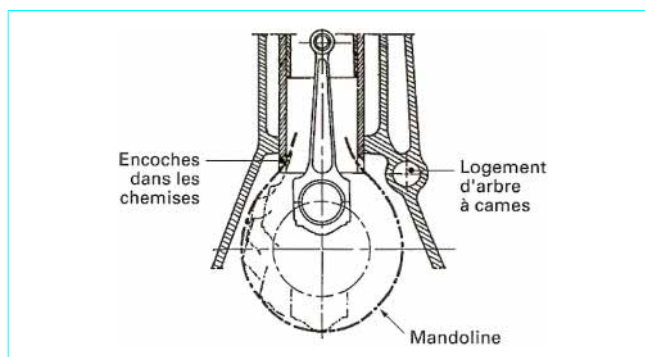


Figure 50 – Mandoline de la bielle (doc. Éditions Technip, Paris)

En général, on se contente de mettre la tolérance sur le poids total de la bielle mais dans un moteur comme le V6 PRV, la tolérance est appliquée sur la tête et sur le pied.

Exemple : sur le V6 PRV, on a :

- une masse tête = $552 \pm 1,5$ g
- une masse pied = $203 \pm 1,0$ g.

3.3 Axe de piston

L'axe de piston est soumis à l'effort engendré par la pression des gaz (de l'ordre de 4 400 daN pour un moteur ayant un taux de compression de 9,5 et un alésage de 93 mm) et à l'effort engendré par l'inertie du piston.

Les matériaux utilisés doivent avoir de bonnes propriétés de tenue mécanique (flexion, cisaillement) ainsi que de bonnes

propriétés de frottement. Ils doivent avoir une grande dureté de surface car les pressions que l'axe subit sont très grandes :

- au niveau de la bielle jusqu'à 11 daN/mm² (110 MPa) avec bague en laiton ou Pb (soit Cu Sn Pb) ;
- au niveau du trou d'axe de piston, jusqu'à 4,5 daN/mm² dans le cas d'un axe serré et jusqu'à 5,5 daN/mm² dans le cas d'un axe flottant car l'usure est répartie entre le trou d'axe et la bielle.

On utilise généralement des aciers de cémentation ou des aciers au Ni ou Cr de cémentation (exemple, l'acier 15 C 3 cémenté-trempé).

3.3.1 Déformations

■ Ovalisation de la section droite

Calcul simplifié de l'ovalisation de la section droite (figures 51 et 52) :

$$d' - d_{\text{ext}} = \frac{0,416}{E} \frac{F d_{\text{ext}}^3}{L(d_{\text{ext}} - d_{\text{int}})^3} \quad (1)$$

avec E (N/mm²) module de Young (= 210 000 pour l'acier),
 F (N) effort exercé par la bielle sur l'axe,
 L , d_{ext} et d_{int} (mm) dimensions données sur les figures 51 et 52.

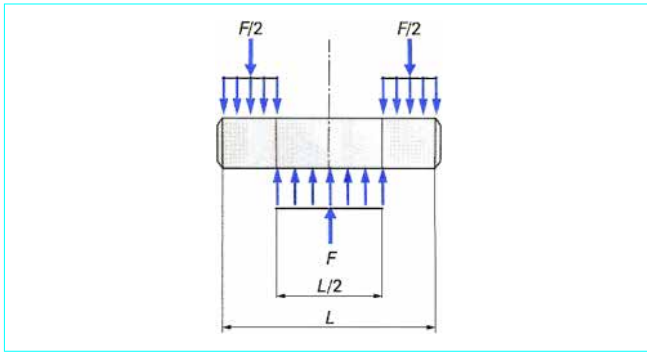


Figure 51 – Répartition des efforts sur l'axe du piston

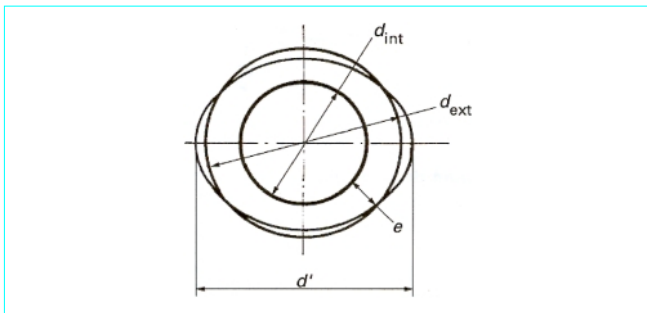


Figure 52 – Ovalisation de la section de l'axe du piston

Cette déformation provoque des contraintes alternées dans les bossages du piston.

On peut donner un ordre de grandeur maximal admissible pour cette ovalisation (en μm) en fonction de l'alésage du moteur D (en mm) :

$$(d' - d_{\text{ext}})_{\text{max}} = 0,125 (D + 100) \quad (2)$$

Exemple de calcul

Données moteur

- alésage : $D = 93$ mm
- rapport volumétrique de compression : $p = 9,5$
- dimensions de l'axe de piston : $d_{\text{ext}} = 25$ mm, $d_{\text{int}} = 15$ mm, $L = 63$ mm

Calculs : une formule empirique nous permet d'obtenir avec le rapport de compression un ordre de grandeur de la pression de combustion p :

$$p \approx 7p - 2 = 64,5 \times 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Cette pression exercée sur le piston pendant la combustion nous permet de calculer l'effort F :

$$F = p \times S = 64,5 \times 10^5 \pi (93 \times 10^{-3})^2 / 4 = 43\,814 \text{ N}.$$

Cela revient à dire que F est l'effort exercé par 4,38 t.

On peut donc grâce à la formule (1) calculer l'ovalisation :

$$d' - d_{\text{ext}} = \frac{0,416}{210\,000} \times \frac{43\,814 \times 25^3}{63(25 - 15)^3} = 21,5 \text{ μm}$$

À l'aide de la formule (4), on peut vérifier que l'ovalisation calculée est inférieure à l'ovalisation admissible :

$$(d' - d_{\text{ext}})_{\text{max}} = 0,125 (93 + 100) = 24,1 \text{ μm}$$

■ Flèche longitudinale de l'axe

Le calcul simplifié de la flèche longitudinale en mm (figure 53) se fait avec la formule :

$$f = \frac{0,12}{E} \frac{FL^3}{d_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4}$$

avec E en N/mm² (210 000 pour l'acier), F en N, L , d_{ext} et d_{int} en mm.

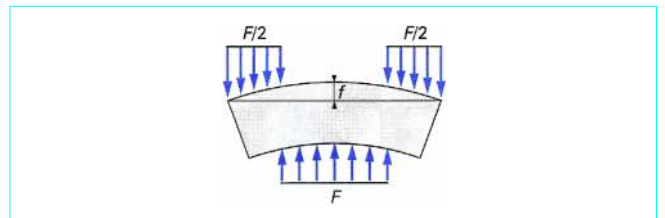


Figure 53 – Flèche longitudinale de l'axe du piston

Dans ce cas, on a aussi des contraintes alternées au niveau des bossages du piston mais également au niveau du raccordement entre les bossages et le corps du piston.

On peut donner un ordre de grandeur pour la flèche maximale admissible (en mm) en fonction de l'alésage D (en mm) du moteur et de la forme du bossage de trou d'axe dans le piston :

- bossage souple (figure 54a) : $f_{\text{max}} = 0,4 \times 10^{-3} D$;
- bossage rigide (figure 54b) : $f_{\text{max}} = 0,15 \times 10^{-3} D$;
- pour les autres bossages, la flèche maximale admissible est comprise entre les deux valeurs ci-dessus.

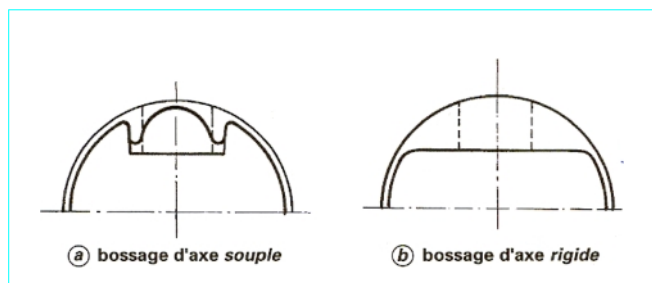


Figure 54 – Bossage de trou d'axe dans le piston

Exemple de calcul : avec les mêmes données que dans l'exemple précédent et un bossage d'axe *souple*, on calcule la flèche :

$$f = \frac{0,12}{210\,000} \frac{43\,814 \times 63^3}{25^4 - 15^4} = 18,4 \, \mu\text{m}$$

et la flèche maximale admissible :

$$f_{\max} = 0,4 \times 10^{-3} \times 93 = 37,2 \, \mu\text{m}$$

■ Forme du trou d'axe

Pour accepter ces déformations, on verra en étudiant le piston (§ 3.4.5) que l'on peut donner des formes spéciales aux trous d'axe (figure 67).

3.3.2 Formes

L'axe peut être :

- un simple tube (figure 55a) ;
- un tube dans lequel le trou central se termine par une partie tronconique (solide d'égale résistance à la flexion) (figure 55b) ; cela apporte un gain de poids de l'ordre de 8 à 10 % par rapport à un axe simple tube ;
- un cylindre dont la paroi obtenue par extrusion est plus épaisse aux endroits les plus sollicités (figure 55c) ;
- un axe dont l'épaisseur est plus importante là où les contraintes de cisaillement sont maximales ; les travaux de la société Floquet-Monopole ont conduit à la réalisation d'un axe en deux parties extrudées ressoudées entre elles par friction (figure 55d).

3.3.3 Dimensionnement

Une étude sur un grand nombre de moteurs permet d'établir des relations entre l'alésage D d'un moteur, le diamètre extérieur d_{ext} et l'épaisseur e des axes de piston :

$$d_{\text{ext}} \approx 0,26 D \text{ à } 0,30 D$$

$$e \approx 0,045 D \text{ à } 0,050 D$$

Exemple : dans l'exemple étudié jusqu'à présent, ce dimensionnement nous aurait donné un diamètre extérieur d'axe de :

$$24,2 \, \text{mm} < d_{\text{ext}} < 27,9 \, \text{mm}$$

et une épaisseur d'axe de :

$$4,2 \, \text{mm} < e < 4,65 \, \text{mm}$$

Dans le cas réel, on a un axe de 25 mm de diamètre extérieur et de 5 mm d'épaisseur.

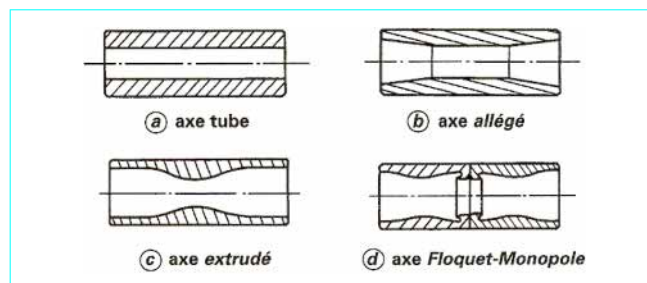


Figure 55 – Formes d'axe de piston

3.4 Piston

Le piston peut être décomposé en quatre parties principales (figure 56) :

- la **tête** ou fond qui reçoit les efforts dus aux gaz ;
- le **porte-segments** qui, par l'intermédiaire des segments, assure l'étanchéité aux gaz et à l'huile et dissipe une partie des calories reçues vers le fluide de refroidissement ;
- le logement de l'axe de piston ou **trou d'axe** ;
- la **jupe**, ou partie frottante, dont le rôle est de guider le porte-segments et de dissiper une partie des calories.

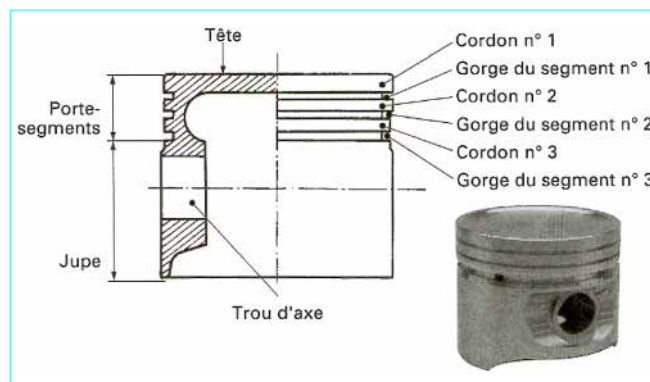


Figure 56 – Piston (photo doc. AE France)

Remarque : on donne un nom particulier aux deux côtés du piston (figure 57).

- côté poussée (CP) : c'est le côté du piston qui est plaqué sur la chemise dans la phase de détente ;
- côté opposé-poussée (COP) : c'est l'autre côté du piston.

Il est possible à partir de l'étude d'un grand nombre de pistons d'établir des relations entre les dimensions du piston et l'alésage du moteur D (figure 58). On peut ainsi définir :

$$d \geq 0,25 D \quad h \geq 0,35 D \quad J \geq 0,4 D$$

$$C \geq 0,2 D \quad H \geq 0,6 D$$

3.4.1 Fonctions du piston et des segments

Le piston et les segments doivent transmettre au vilebrequin, par l'intermédiaire de la bielle, les efforts dus aux gaz (jusqu'à 7,5 MPa pour les moteurs à essence non suralimentés et jusqu'à 14 à 18 MPa pour les moteurs diesels suralimentés de camions).

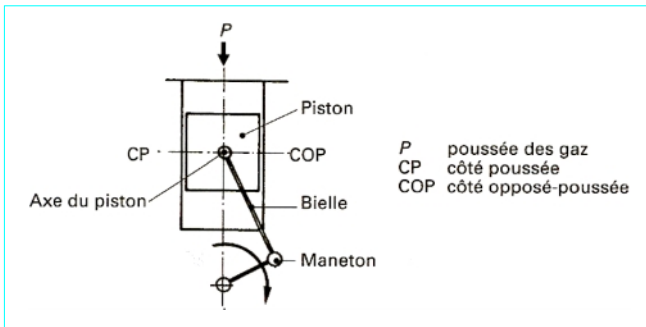


Figure 57 – CP et COP d'un piston

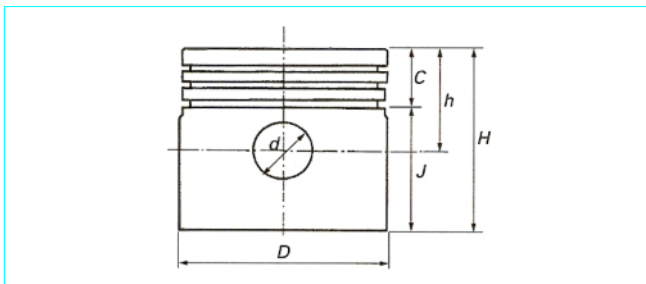


Figure 58 – Dimensionnement d'un piston

Ils forment la chambre de combustion qui doit être étanche aux gaz et à l'huile. Ils doivent être suffisamment isolants pour ne pas fournir trop de calories au fluide de refroidissement, tout en évitant la formation de points chauds et de grippage.

Il faut que le piston soit aussi léger que possible et le moins encombrant possible (distance entre le trou d'axe et la tête la plus réduite pour avoir un moteur compact).

La dilatation du piston doit être telle que le jeu piston/chemise varie peu car trop de jeu à froid provoque des claquements et pas assez de jeu à froid un grippage.

Le piston doit avoir une bonne résistance mécanique en fatigue.

3.4.2 Matériaux

Les propriétés des matériaux utilisés pour les pistons sont données dans le tableau 4.

La figure 59 nous donne une idée de l'évolution de certaines caractéristiques (conductivité thermique et dureté) pour des températures comprises entre 20 et 200 °C. On voit que la conductivité thermique des alliages légers est environ quatre fois plus élevée que celle des alliages ferreux. En revanche, la dureté des alliages légers qui est deux fois moins grande que celle des alliages ferreux à température ambiante est quasiment quatre fois moins grande vers 200 °C.

Les premiers pistons étaient en fonte, ce qui présentait les avantages d'un faible coefficient de frottement, de dilatations de l'ordre de celles des chemises et de bonnes caractéristiques mécaniques. Mais le poids représentait un inconvénient majeur.

Remarque : actuellement, certains constructeurs font encore des études avec des pistons en fonte GS.

On peut voir sur la figure 60 un piston monobloc en fonte.

Des pistons en acier ont également été utilisés surtout aux États-Unis.

Tableau 4 – Caractéristiques des matériaux ferreux utilisés dans les pistons

Caractéristiques	AS 12 UNG	AS 12 UNG renforcé par fibre	Fonte GS	Acier austénitique	Acier (Cr-Mo)
Résistance à la traction à 350 °C (1) (MPa)	45	100	400	1 100	700
Limite de fatigue à 350 °C à 10^7 cycles (1) (MPa)	30	50	200	400	250
Module d'Young à 350 °C (1) (GPa)	55	55	160	190	190
Coefficient de dilatation linéique (de 100 à 350 °C (10^{-6} K^{-1}))	24	20	12	12	13
Conductivité thermique à 100 °C ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	150	100	35	20	40
Masse volumique (Mg/m^3)	2,7	2,7	7,2	7,8	7,8

(1) Propriétés mesurées après exposition à 350 °C.

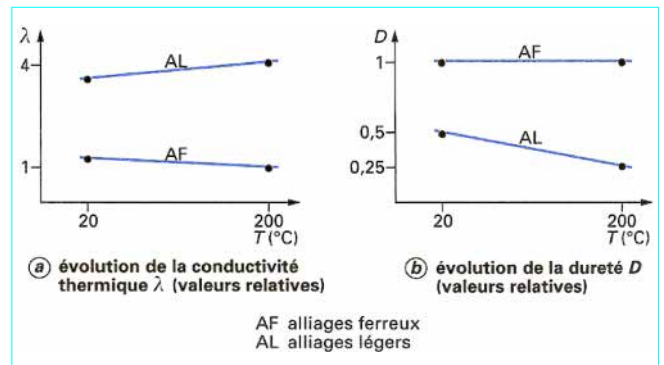

 Figure 59 – Évolution de caractéristiques des matériaux de piston en fonction de la température T


Figure 60 – Piston fonte (doc. AE France)

Actuellement, on utilise surtout des alliages d'aluminium au silicium, souvent de l'AS 12 UNG dans les moteurs à essence.

Les avantages essentiels du silicium sont :

- la réduction de la densité ;
- la réduction du coefficient de dilatation linéique ;
- l'amélioration de la conductivité thermique ;
- l'augmentation de la dureté et de la résistance à la traction.

En revanche l'usinabilité est très réduite.

Pour améliorer le frottement piston-chemise, on peut sur le piston effectuer un traitement comme un étamage, un plombage, un graphitage, un ferrage, etc.

Sur les chemises, on peut effectuer une phosphatation, une nitruration, un chromage, etc.

Pour améliorer la résistance thermique, on peut ajouter des dépôts céramiques sur la tête des pistons surtout pour les moteurs diesels.

Les pistons sont généralement obtenus par **coulée par gravité**, mais on utilise parfois la **coulée sous mégapression** (aussi appelée *squeeze casting* ou moulage-forgeage) qui conduit à de meilleures caractéristiques mécaniques. Ces pistons peuvent être renforcés au niveau du porte-segments par l'adjonction de fibres (oxydes d'aluminium par exemple) dans le moule avant de faire la coulée sous mégapression (figure 61).

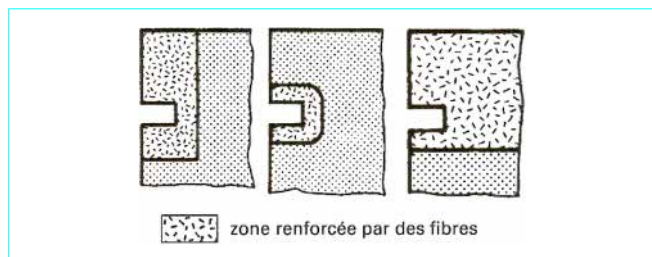


Figure 61 – Exemples de renforcement par fibres dans les zones du segment n° 1 (doc. AE France)

La figure 62 montre le résultat d'une étude des masses des pistons en fonction de l'alésage du moteur.

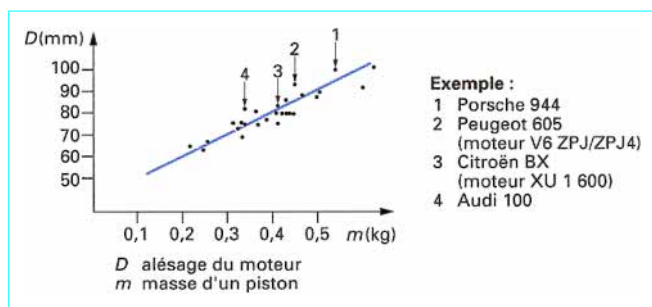


Figure 62 – Masse des pistons

3.4.3 Niveaux de température

Des ordres de grandeur des températures sont donnés sur la figure 63.

Exemple : avec le moteur V6 PRV, les températures atteintes sont de l'ordre de :

- 250 °C près de la tête ;
- 220 °C près du cordon n° 1 ;
- 190 °C près du fond de gorge, n° 1 ;
- 190 °C dans le bossage d'axe.

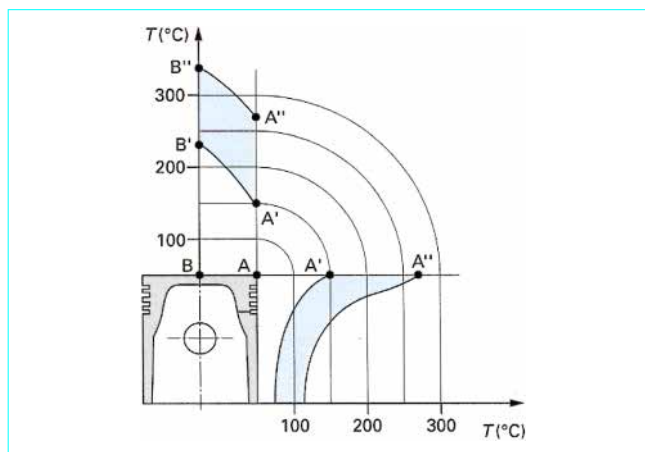


Figure 63 – Zones de températures atteintes dans le piston en fonctionnement

L'influence de la puissance fournie, des températures d'eau et d'huile, de l'avance à l'allumage, de la richesse du mélange est donnée sur la figure 64.

3.4.4 Formes

■ Forme générale du piston

Du fait des déformations lors de la montée en température du piston, les formes à froid (figure 65) d'un piston sont loin d'être cylindriques. En effet, le piston est :

- en **tonneau** dans le sens vertical avec une décroissance en tête de quelques dixièmes (0,4 mm à 0,5 mm) ;
- **ovale** vu de dessus avec un ovale de quelques dixièmes également (environ 0,5 mm au niveau du diamètre d'appariement qui est le diamètre le plus élevé du piston).

Les jeux piston/chemise, qui doivent être précis, conduisent à un appariement entre piston et chemise. Les jeux peuvent être de 20 à 40 µm dans certains moteurs et de 90 à 110 µm dans d'autres.

■ Tête du piston

C'est elle qui constitue une des parois de la chambre de combustion. On peut l'utiliser pour créer des mouvements de gaz lors de la compression (zone de chasse). Il faut être prudent lors de la réalisation de formes complexes (logements de soupape) pour ne pas créer des zones qui, mal refroidies, risquent de créer des points chauds.

L'épaisseur du fond pour les moteurs à essence est de :

- 6 à 7 mm, pour l'aluminium ;
- 3 à 4 mm, pour la fonte ;
- 2 à 3 mm pour l'acier.

■ Porte-segments

Le **premier cordon** (figure 56) doit être le moins épais possible pour réduire le volume entre ce cordon et la chemise qui est source d'imbrûlés (pour réduire ce volume, on a un jeu cordon/chemise le

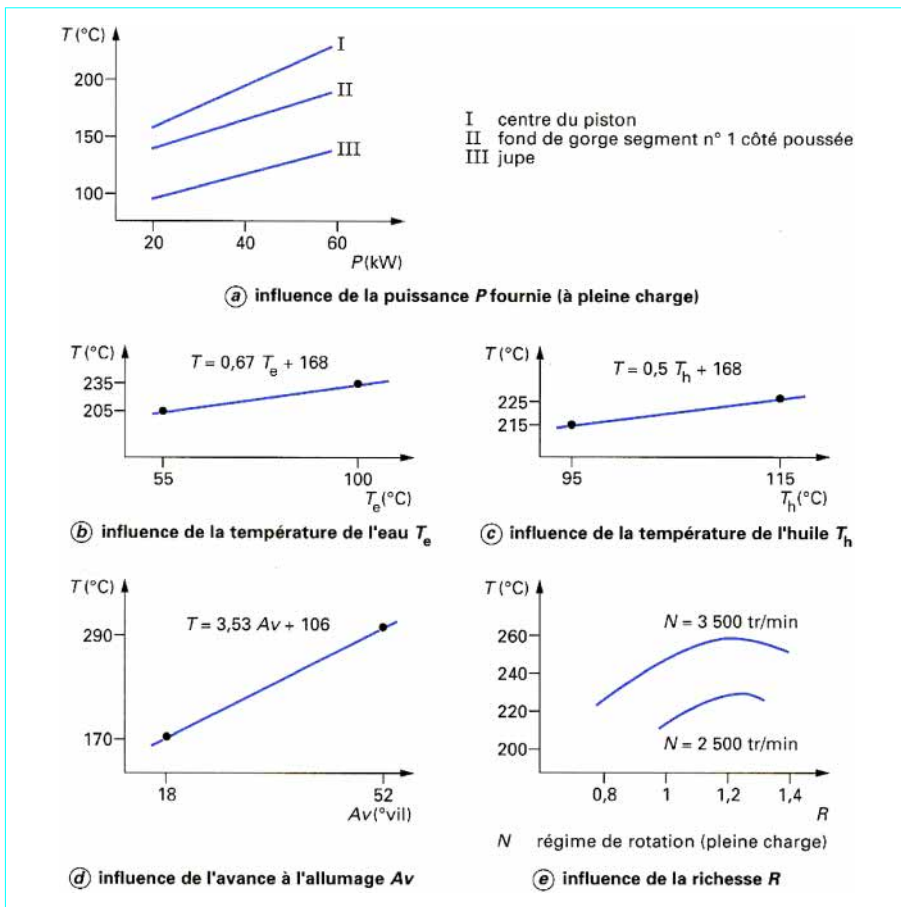
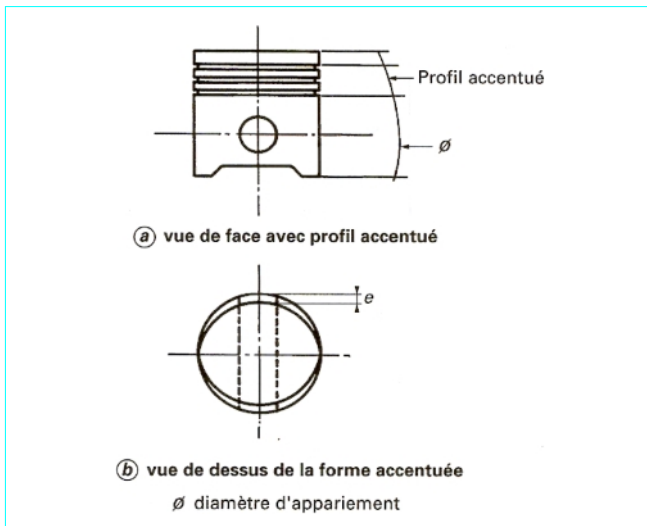

 Figure 64 – Influence des caractéristiques sur la température T au centre du piston


Figure 65 – Formes du piston

plus faible possible). Mais cette épaisseur ne peut pas être trop faible car en se rapprochant de la culasse, les températures augmentent et une température trop élevée en fond de première gorge risque d'entraîner un gommage du segment (pour $T > 240^\circ\text{C}$) et d'augmenter l'usure de la chemise.

Pour avoir une bonne adaptabilité au cylindre du piston, on usine le premier cordon avec une rugosité très importante.

La hauteur habituelle du premier cordon est comprise entre 6 et 10 mm.

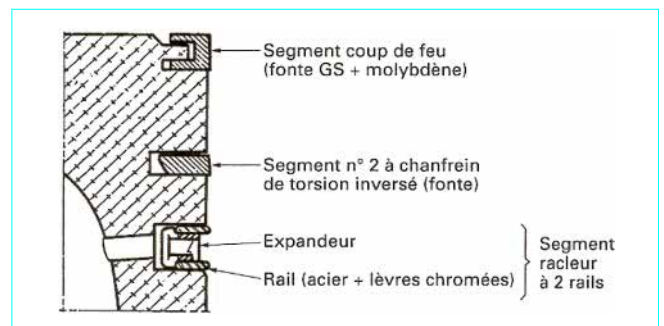


Figure 66 – Exemple de piston sans cordon coup de feu (doc. TRW et International Harvester)

Certains équipementiers comme TRW et International Harvester travaillent sur des pistons sans 1^{er} cordon (cordon coup de feu) pour diminuer les polluants (figure 66).

La tendance actuelle (liée aux régimes de plus en plus élevés) est à la diminution de l'épaisseur du **premier segment** [pour réduire son inertie qui risque de provoquer des problèmes d'afollement (instabilités) de segment]. La hauteur du premier segment est comprise entre 1 et 1,75 mm.

Le **deuxième cordon** (figure 56) doit avoir une bonne tenue mécanique car la pression d'appui du premier segment est de l'ordre des pressions de combustion. Il a une hauteur de l'ordre de 3 mm avec des rayons de raccordement en fond de gorge du premier segment pour ne pas créer de concentration de contrainte. Le jeu de 2^e cordon/chemise ne doit pas être trop faible car il est nécessaire d'avoir une bonne différence de pression entre le dessus et le dessous du premier segment (figure 84). Pour créer cette différence de pression, on peut parfois réaliser une gorge de détente dans ce deuxième cordon.

L'épaisseur du **deuxième segment** est de l'ordre de 1,75 mm.

L'épaisseur du **troisième segment** (ou segment racleur) est de l'ordre de 3 mm. Pour assurer le retour de l'huile arrêtée par le segment racleur, il faut réaliser des trous en fond de gorge ou des embrèvements sous ce segment (figure 70).

3.4.5 Trou d'axe

■ Géométrie du trou d'axe

La géométrie du trou d'axe a une influence sur la répartition des contraintes dans le piston et sur la tenue en fatigue des bossages.

La forme du trou d'axe est optimisée par calculs et permet d'améliorer la tenue à la fatigue des bossages en service (cf. étude AE France de la figure 67). Le choix final résulte d'un compromis entre les paramètres techniques et économiques.

Remarques : la forme cylindrique avec dégagements latéraux (parfois appelés *oreilles de Mickey*) permet à l'axe de se déformer et crée également des réserves d'huile.

Le jeu axe/trou d'axe est de l'ordre de 5 à 15 μm .

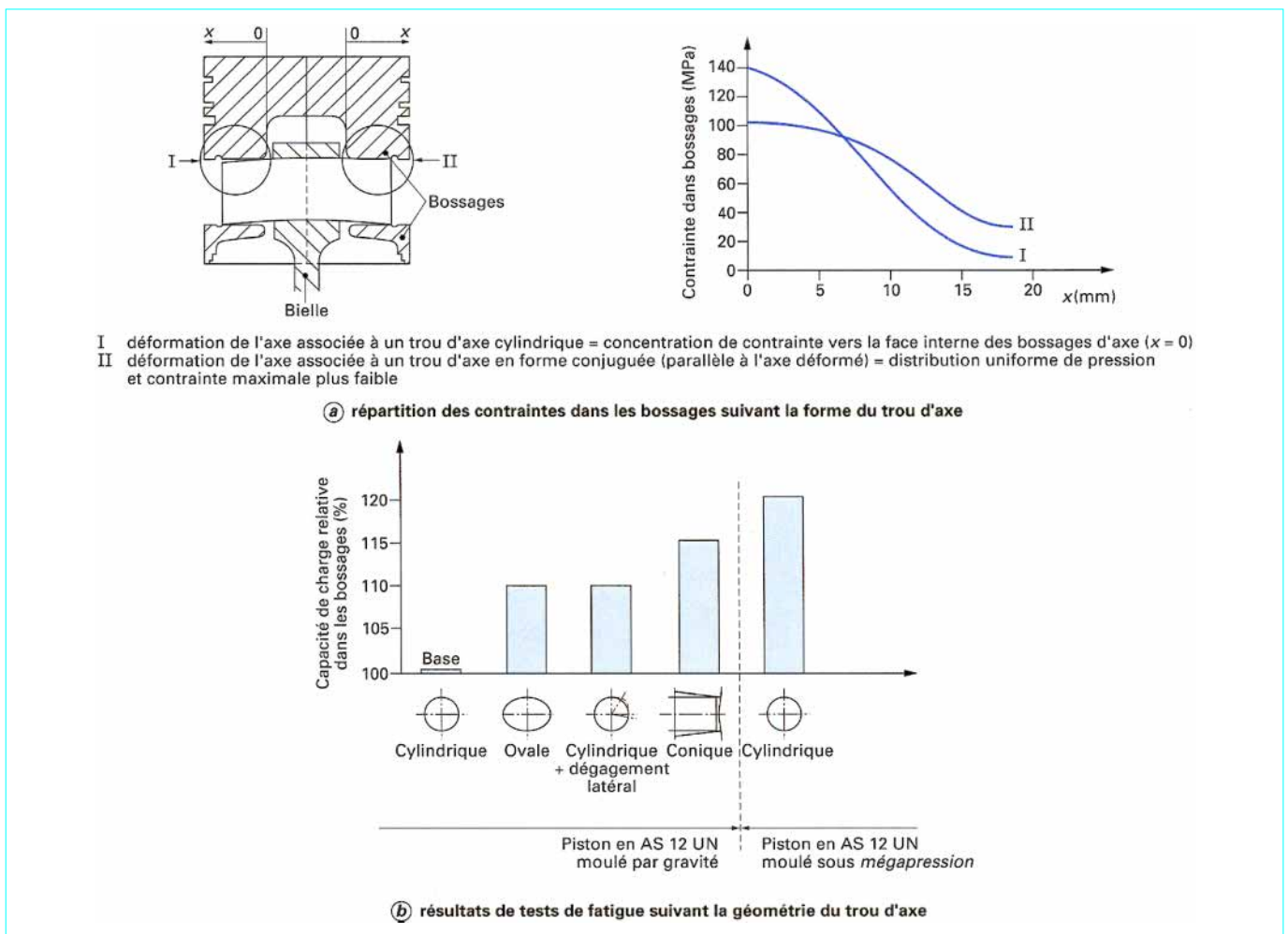


Figure 67 – Optimisation de la forme géométrique du trou d'axe (doc. étude AE France)

■ Pression dans le bossage d'axe

La pression maximale admissible est liée à la vitesse de glissement de l'axe dans les bossages. Dans le cas d'un axe serré dans la bielle, cette vitesse est environ 1,6 fois plus grande que dans le cas d'un axe flottant. Dans le cas d'un axe serré dans la bielle, la vitesse de glissement moyenne (en m/s) dans les bossages peut s'exprimer par la formule suivante :

$$V_{\text{moy}} = \frac{1}{30\,000} d N \arctan\left(\frac{r}{L}\right)$$

avec d (mm) diamètre de l'axe du piston,
 r (mm) rayon de manivelle du vilebrequin,
 L (mm) longueur de bielle,
 N (tr/min) vitesse de rotation.

Ainsi, avec $r/L = 0,25$ [$\arctan(0,25) = 0,245$ rad] ; $d = 25$ mm et $N = 6\,000$ tr/min, on a $V_{\text{moy}} = 1,22$ m/s.

La figure 68 nous permet de voir, connaissant pression et vitesse de glissement, dans quelle zone de fonctionnement on se trouve.

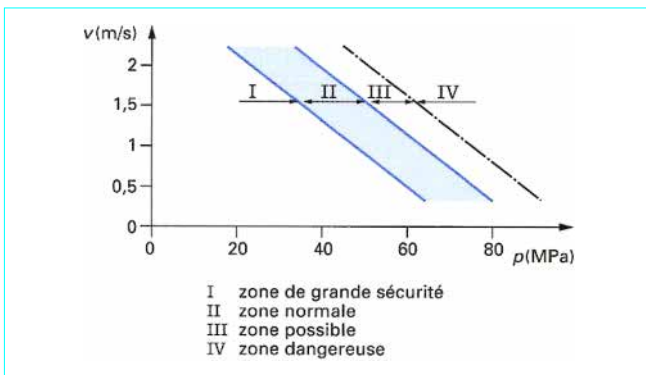


Figure 68 – Pression p admissible dans les bossages en fonction de la vitesse de glissement v de l'axe

Si la pression est trop élevée, on peut envisager :

- une lubrification plus abondante ;
- un axe flottant au lieu de fixe ;
- une bielle avec pied en forme de tête de vipère (très utilisé dans les moteurs diesels, figure 40).

■ Désaxage du trou d'axe (figure 69)

Un désaxage en arrière du sens de rotation (du côté poussée) de l'ordre de 0,8 à 1,6 mm permet de réduire les bruits de claquement.

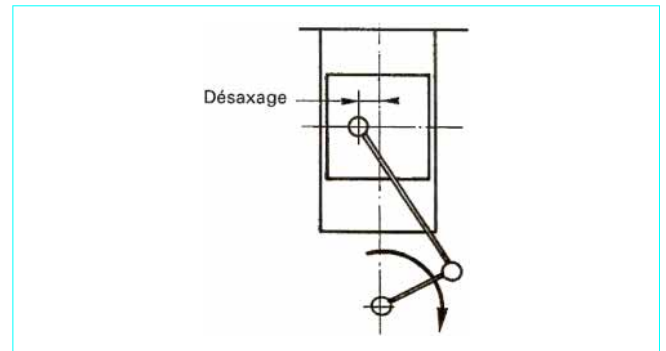


Figure 69 – Piston désaxé

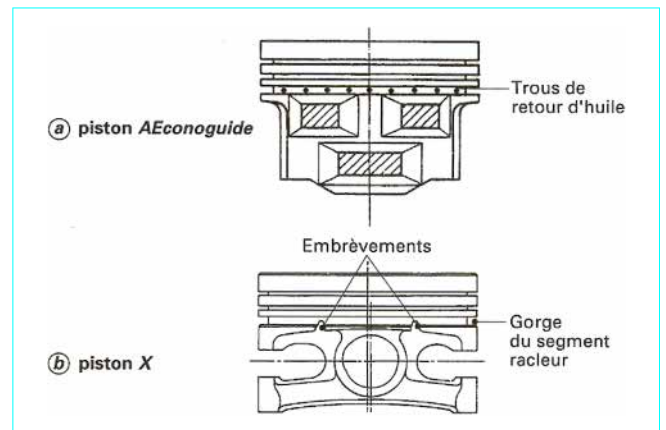


Figure 70 – Pistons avec jupe particulière (doc. AE France)

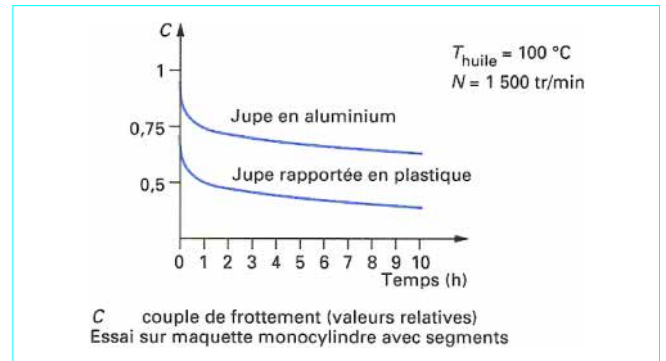


Figure 71 – Diminution des pertes par frottement avec un piston à jupe rapportée en plastique (doc. Floquet-Monopole)

3.4.6 Pistons particuliers

■ **Autres formes de jupes** : de nouvelles formes visant à réduire les frottements entre le piston et la chemise existent chez la plupart des fournisseurs de pistons.

C'est par exemple le cas chez AE France avec les pistons :

- AEconoguide (figure 70a) ; le gain de consommation d'essence est de l'ordre de 2 à 4 % ;
- X (figure 70b) ; la masse est réduite d'environ 5 à 10 %, la puissance est augmentée d'environ 2 %.

Chez Floquet-Monopole, on peut trouver une étude de pistons avec des jupes rapportées en plastique. Ces pistons amènent un gain sensible en pertes par frottement (figure 71).

■ **Autre technique pour pallier le problème de dilatation** : le piston à anneau d'acier intégré combat la dilatation (figure 72).

■ **Autres formes de piston** : le piston peut être ovale, c'est le cas du moteur Honda à 8 soupapes par cylindre. Volkswagen a également étudié un moteur avec des pistons ovales qui lui permettaient de passer d'une cylindrée de 1,6 L à 2,3 L avec le même encombrement en longueur.



Figure 72 – Piston avec insert acier (doc. AE France)

3.4.7 Essais des pistons

Il existe de nombreux types d'essai pour mettre au point un piston :

- Examen des surfaces de frottement après un essai de quelques dizaines d'heures : suivant l'aspect de ces zones, le metteur au point est capable de dire s'il faut augmenter ou diminuer l'ovale ou le tonneau ;
- Mesure des températures en divers points du piston (tête, gorge du 1^{er} segment, bossage d'axe,...) ;
- Mesure du débit de gaz de carter (§ 3.5.6) ;
- Résistance lors d'une chauffe brutale avec des chemises, pistons et segments neufs. Cet essai donne de bons renseignements au niveau des jeux de fonctionnement et de la forme de la jupe ;
- Résistance au préallumage par excès d'avance : cet essai est très sévère pour la tête du piston ;
- Résistance des pistons à un test de survitesse (1,2 fois le régime de puissance maximale par exemple) ;
- Résistance des pistons aux essais d'endurance (1 000 h par exemple) ;

Nota : après ces deux derniers tests, il est nécessaire de vérifier qu'il n'y a pas de fissures dans le piston (au niveau des bossages d'axe par exemple). Pour cela, on peut faire un test avec du *rouge organol* qui va pénétrer dans les fissures et qui sera ensuite révélé à l'aide d'un produit blanc.

- Essai d'usure à froid : ce test consiste à faire de nombreux démarrages par des températures très basses ;
- Étude des bruits : piston/chemise à froid ou piston/axe à chaud.

3.5 Segmentation

La figure 73 illustre un segment et en donne sa terminologie.

En partant de la tête du piston, on a :

- le segment n° 1 = **segment coup de feu** (ou segment de feu) ;
- le segment n° 2 = **segment d'étanchéité** ;
- le segment n° 3 = **segment racleur** ou refouleur.

Les deux premiers segments sont également appelés *segments de compression*.

Remarque : sur certains gros moteurs diesels, on peut trouver un nombre plus élevé de segments (4, 5...).

On appelle **battement** b (figure 74) le jeu axial entre le segment et sa gorge. b est de l'ordre de 0,03 à 0,05 mm.

On appelle **jeu en fond de gorge** j (figure 74) le jeu radial entre le segment et sa gorge. j est de l'ordre de 0,2 à 0,3 mm pour les segments de feu et d'étanchéité et de l'ordre de 0,3 à 0,4 mm pour les segments racleurs.

Les **rôles de la segmentation** sont les suivants :

- **Assurer l'étanchéité aux gaz** : ce rôle est surtout assuré par le segment coup de feu. Il est essentiel pour diminuer le *blow-by* (gaz de combustion passant dans le carter-cylindres) et la température des segments intérieurs ;
- **Assurer l'étanchéité à l'huile de lubrification** : c'est surtout le rôle du segment racleur mais le segment d'étanchéité a aussi une grande importance ;
- **Évacuer la chaleur du piston vers le cylindre**.

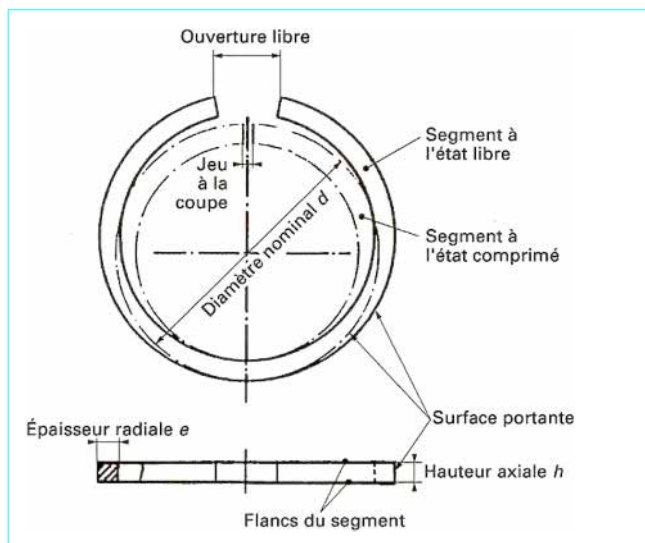


Figure 73 – Schéma d'un segment

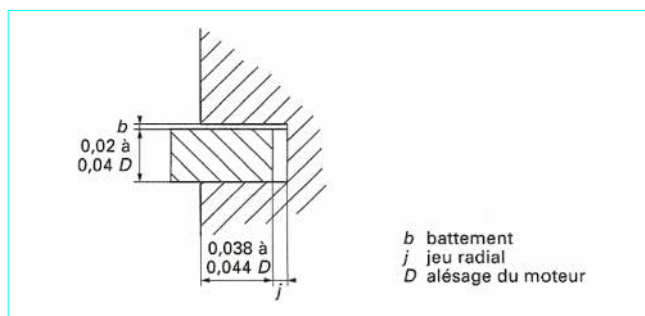


Figure 74 – Battement et jeu du segment dans sa gorge

3.5.1 Matériaux

Les segments sont généralement **en fonte** mais on peut en trouver **en acier** surtout dans les segments racleurs. Les caractéristiques que l'on exige des matériaux constituant les segments sont :

- une bonne élasticité permettant une perte modérée de la tare tangentielle (figure 76) ;
- de bonnes caractéristiques de frottement y compris dans des cas de lubrification limite ;
- une bonne résistance à l'usure ;
- une bonne résistance mécanique aux températures élevées.

3.5.2 Pression de contact

La pression de contact entre le segment et la chemise est assurée par l'élasticité propre du segment (ou du ressort dans certains cas de racleurs) et par la pression des gaz derrière le segment (figure 75).

Une des caractéristiques du segment est sa **tare** : on peut définir la tare tangentielle F_t ou la tare diamétrale F_d (figure 76). F_d est compris entre 2 et 2,6 F_t .

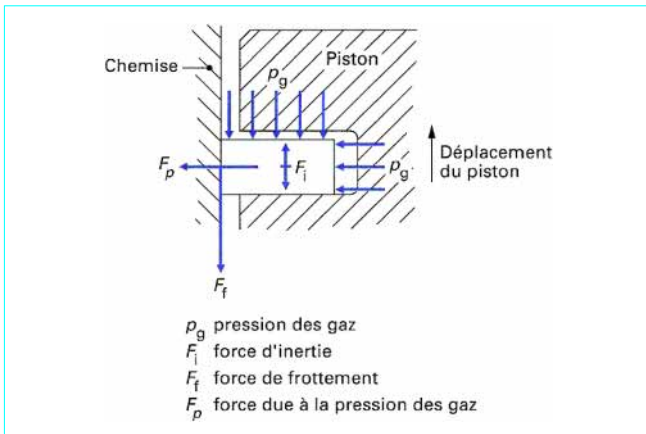


Figure 75 – Fonctionnement d'un segment

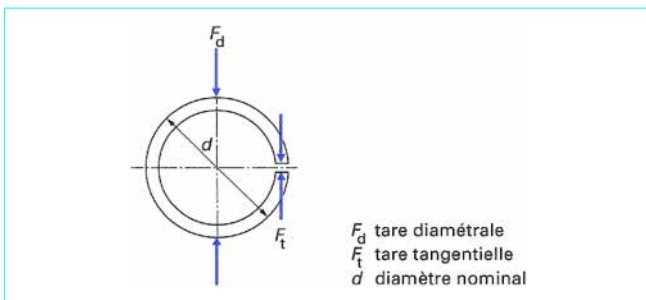


Figure 76 – Efforts de contact exercés sur un segment

La pression de contact p est donnée par la relation :

$$p = \frac{r_d}{dh} \approx \frac{Zr_t}{dh}$$

d et h sont définis sur la figure 73.

On a $1,2 \text{ daN/cm}^2 < p < 2,0 \text{ daN/cm}^2$.

Une étude précise des formes des segments permet d'obtenir des répartitions de pression contrôlées.

Une pression accrue au droit des extrémités du segment (profil en *poire*) permet d'atténuer les vibrations du segment.

Une pression plus faible au niveau de la coupe du segment (profil en *pomme*) permet de diminuer l'usure au niveau des becs pour des moteurs très chargés.

3.5.3 Étude des différents segments

3.5.3.1 Segment coup de feu

C'est le segment qui est soumis aux plus fortes températures : aux environs de 250°C . Il faut trouver le bon compromis entre :

- une épaisseur importante donc une grande surface de contact avec le cylindre, ce qui entraîne un meilleur échange thermique, et une masse importante entraînant un risque de matage du deuxième cordon ;

- une faible épaisseur donc une faible surface de contact, diminuant les échanges thermiques, et une faible masse permettant des fonctionnements à des régimes plus élevés.

Le segment coup de feu est généralement revêtu d'une couche de chrome ou de molybdène.

Un **revêtement de chrome** dur poreux ou non (figure 77a) présente les avantages d'une bonne résistance au produit de la pression par la vitesse de déplacement du piston, d'une bonne résistance à l'usure et d'un bon maintien du film d'huile.



Figure 77 – Revêtements de segments coup de feu

Les inconvénients en sont une température de fusion des oxydes de chrome trop basse (aux alentours de 1500°C), une moindre résistance à l'usure adhésive (*scuffing*), et une élaboration conduisant à des chanfreins néfastes pour le *blow-by* et la consommation d'huile.

Un **revêtement de molybdène** (figure 77b) présente les mêmes avantages que le chrome mais, en plus, la porosité du revêtement assure une bonne lubrification et donc une réduction des frottements, la température de fusion est aux alentours de 2600°C et la sensibilité aux états de surface des chemises et aux déformations est moindre.

On choisit un revêtement de molybdène qui est plus coûteux que le chrome quand on a des problèmes de rayure des chemises, de *scuffing* des segments chromés, d'usure en présence de charges élevées.

Pour éviter le grippage au cours des premières heures de fonctionnement, les segments chromés seront parfois étamés.

On rencontre différentes formes :

- le **segment rectangulaire** (figure 78a) : c'est celui que l'on rencontre le plus couramment, il peut être revêtu de chrome ou de molybdène ;

- le **segment trapézoïdal** (figure 78b) surtout utilisé sur certains moteurs diesels sujets au gommage ;

- le **segment AEconoseal** (figure 79) : le fabricant AE propose un segment de compression appelé **AEconoseal** composé d'un segment en forme de U à l'intérieur duquel est glissée une lame en acier. L'épaisseur du segment, qui est en fonte sphéroïdale, ne fait que $1,5 \text{ mm}$ et l'épaisseur de la lame est de $0,5 \text{ mm}$. L'efficacité de ce segment est telle que, sur un piston de 70 mm de diamètre, un seul segment de compression suffit.

3.5.3.2 Segment d'étanchéité

Le deuxième segment peut également être un segment rectangulaire mais on trouve souvent les types suivants :

- le **segment conique** (figure 80a) : la portée du segment sur une arête lui confère une grande efficacité pour le raglage de l'huile.

Remarque : il est impératif de monter ce segment avec le repère (qui est inscrit sur une des faces) dirigé vers le haut (repère *TOP* dans de nombreux cas). Un mauvais montage de ce segment entraîne une consommation d'huile exagérée ;

- le **segment bec d'aigle** (figure 80b) : ce type de segment est bien placé en consommation d'huile ;

- le **segment à chanfrein de torsion** (figure 80c) : ce type de segment permet d'assurer le contact sur une arête.

3.5.3.3 Segment racleur

Comme nous l'avons déjà vu lors de l'étude du piston (§ 3.4.4), il est impératif de prévoir à l'arrière du segment racleur des passages par lesquels l'huile va pouvoir s'écouler (trous en fond de

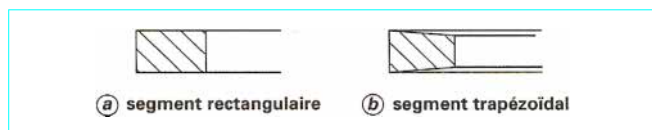


Figure 78 – Formes de segments coup de feu

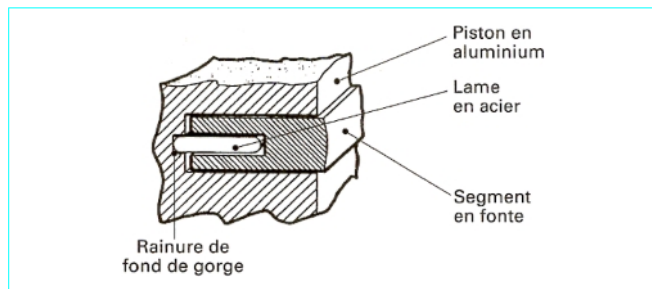


Figure 79 – Montage du segment de piston AEconoseal

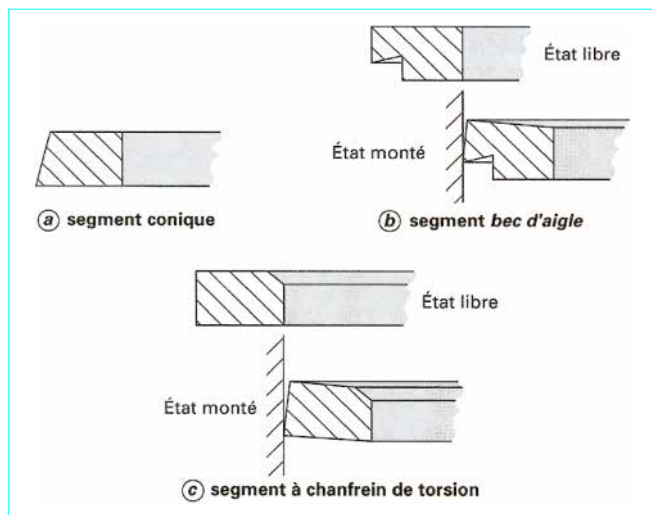


Figure 80 – Formes de segments d'étanchéité

gorge ou embrèvements dans la partie inférieure de la gorge, cf. figure 70).

— **Segment racleur à ressort spiroïdal** (figure 81a) : les lèvres peuvent être chromées ou non suivant la pression de contact.

— **Segment racleur à deux rails d'acier** (figure 81b).

Remarque : le fabricant Goetze propose actuellement un segment d'une épaisseur de 1,9 mm qui donne de meilleurs résultats en consommation d'huile que les segments classiques de 4 mm.

— **Segment UFLEX** (figure 82a) : le problème principal de ce segment est sa difficulté de montage liée à sa grande longueur à vide (figure 82b). Son principal avantage est son faible coût.

3.5.3.4 Coupe des segments

Actuellement, la coupe droite est la plus utilisée. Les jeux à la coupe (figure 73) couramment utilisés sont de l'ordre de 0,2 à 0,8 mm.

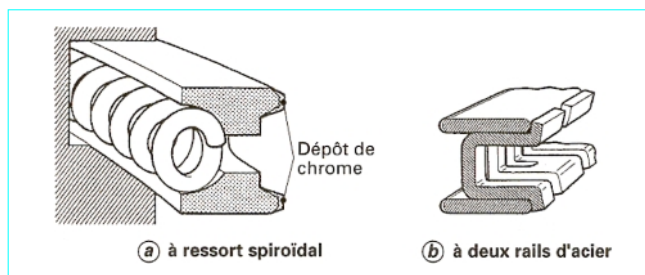


Figure 81 – Segments racleurs

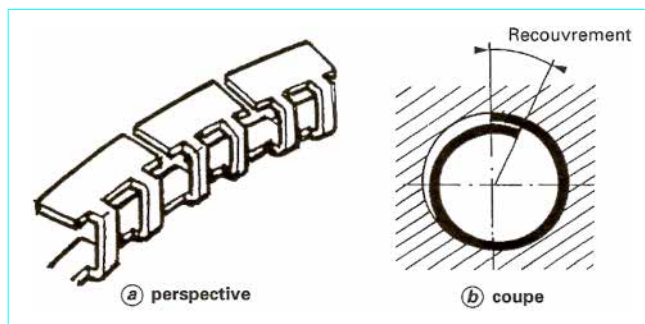


Figure 82 – Segment racleur UFLEX

Remarques : pour éviter d'avoir les coupes des trois segments alignés (ce qui entraînerait des passages de gaz et des consommations d'huile importantes), on pratique au montage le *tierçage* des segments. Cela consiste à positionner les trois coupes à 120° les unes des autres. Dans le cas des moteurs deux temps, les segments sont arrêtés en rotation pour éviter d'avoir la coupe du segment qui passe devant une lumière de transfert des gaz.

3.5.4 Mécanisme de la consommation d'huile par les segments

La figure 83 montre comment l'huile passe du bas moteur vers la chambre de combustion.

3.5.5 Stabilité du segment n° 1

Comme nous l'avons déjà vu lors de l'étude du piston (§ 3.4.4) l'épaisseur du segment n° 1 est la plus réduite possible pour éviter des phénomènes d'aflolement de segment.

Une notion importante pour le bon fonctionnement du segment n° 1 est la différence de pression entre le dessus et le dessous de ce segment :

— le fonctionnement du 1^{er} segment est correct si la pression au-dessus de celui-ci est toujours supérieure à la pression au-dessous (figure 84) ;

— en revanche, si la pression au-dessous du segment n° 1 est supérieure à la pression au-dessus, il y a des problèmes d'instabilité de ce segment pouvant conduire à des débits de gaz de carter très élevés et à une consommation d'huile excessive.

3.5.6 Gaz de carter ou *blow-by*

Les gaz de carter sont créés par les fuites de gaz au niveau de la segmentation et présentent un débit non négligeable (jusqu'à 80 L/min sur un moteur de 3 L de cylindrée). Ces gaz ne peuvent rester dans le bloc-moteur car la pression de celui-ci augmenterait.

Autrefois, on rejetait ces gaz directement à l'atmosphère. De nos jours, pour des questions de pollution, on est obligé de faire recirculer ces gaz dans le moteur.

Pour être sûr que les gaz recirculent bien dans le moteur, on vérifie que le bas moteur est en dépression par rapport à l'atmosphère (dépression maximale d'environ 200 à 250 mm de H₂O) au ralenti et sur un point d'utilisation du moteur. En pratique, le moteur est presque toujours en dépression ou en légère surpression sur certains points (de l'ordre de 50 à 100 mm d'eau alors que la surpression maximale admissible par les joints à lèvres est de l'ordre de 30 kPa = 3 m de H₂O).

Dans certains cas, on peut placer un limiteur de dépression (figure 85) sur le circuit primaire (figure 86).

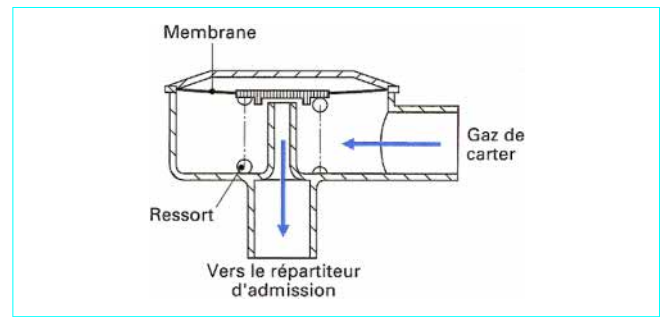


Figure 85 – Limiteur de dépression

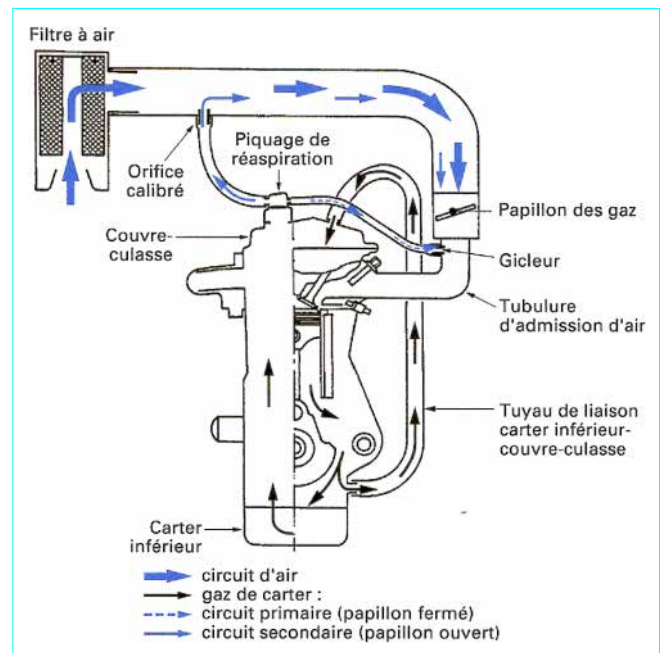


Figure 86 – Circuit des gaz de carter

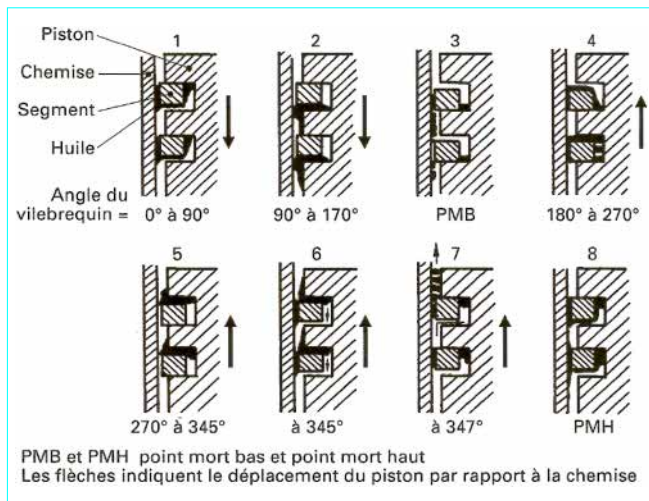


Figure 83 – Mécanisme de consommation d'huile par les segments

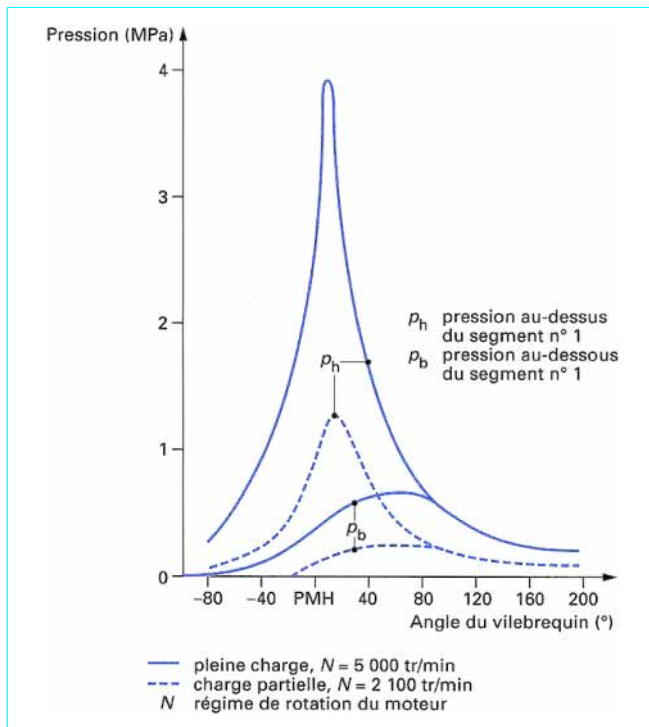


Figure 84 – Courbes des pressions du segment n° 1

Pour résoudre ce problème, on pourra :

- réduire le jeu à la coupe du segment n° 1 (passage de 0,5 à 0,3 mm, par exemple) ;
- créer une gorge de détente dans le second cordon du piston ;
- augmenter le jeu à la coupe du segment n° 2 (solution à éviter car si l'on résout un problème sur un point de fonctionnement donné, on risque de pénaliser d'autres points en ayant augmenté la section de passage des gaz de combustion).

3.5.6.1 Circuit des gaz de carter

Ces gaz de carter, récupérés dans le carter-cylindres ou dans la culasse dans les moteurs ayant une grande communication entre bloc et culasse (par exemple : moteurs à entraînement de la distribution par chaîne), doivent être récupérés uniquement dans le carter-cylindres pour les autres moteurs. L'inconvénient dans ce cas est que les pressions dans la culasse et dans le bloc peuvent être différentes, ce qui gêne la redescende d'huile. On réalise généralement dans ce cas une communication externe au moteur pour équilibrer les pressions entre le haut et le bas moteur. Les gaz de carter sont ensuite mélangés à l'air d'admission, brûlés dans le moteur puis évacués par l'échappement.

On distingue deux circuits de réaspiration (figure 86).

■ Le circuit primaire

Il relie le piquage de réaspiration des gaz de carter à la tubulure d'admission d'air.

Papillon fermé : la dépression est faible en amont du papillon et forte en aval dans la tubulure d'admission. Dans le piquage de réaspiration, les gaz de carter traversent un tampon métallique qui arrête les gouttelettes d'huile. Ils parviennent ensuite à la tubulure d'admission par l'intermédiaire du gicleur (diamètre de l'ordre de 1 à 3 mm).

Celui-ci fonctionne en gicleur *sonique* :

- lorsque la différence de pression de part et d'autre du gicleur augmente, le débit qui le traverse commence par augmenter ;
- si l'on dépasse une certaine différence de pression, le débit à travers le gicleur n'augmente plus et reste constant.

Le gicleur, contrôlant le débit des gaz de carter, permet de ne pas perturber le ralenti.

■ Le circuit secondaire

Il relie le piquage de réaspiration au filtre à air.

Papillon ouvert : la dépression est faible dans le circuit d'admission d'air. Les gaz de carter sont réaspirés à travers un orifice calibré de section relativement importante (diamètre de l'ordre de 6 à 12 mm) placé près du filtre à air. L'orifice permet d'obtenir les caractéristiques de réaspiration exigées et de limiter la pression dans le carter aux vitesses de rotation élevées.

Dans les *positions intermédiaires du papillon*, les circuits primaires et secondaires fonctionnent simultanément.

3.5.6.2 Seuil de remontée d'huile

Il faut vérifier en outre que le *blow-by* n'entraîne pas d'huile (consommation maximale d'huile admise par le *blow-by* : 1 g/h).

Pour vérifier qu'il n'y a pas de remontées d'huile par le système de réaspiration, on place un bocal de décantation sur le circuit de réaspiration et on mesure la quantité d'huile récupérée dans ce bocal lorsque le moteur fonctionne avec le niveau maximal d'huile.

Pour être sûr que l'on n'avale pas d'huile même avec un moteur usagé présentant des débits de gaz de carter plus importants, on insuffle dans le moteur de l'air simulant une augmentation des gaz de carter et on mesure la quantité d'huile récupérée dans le bocal.

Remarque : lors de ces mesures, la pression dans le bloc moteur est réglée sur 0 Pa par un papillon placé en amont du filtre à air.

On obtient alors la courbe de remontée d'huile en fonction du débit de gaz de carter et l'on vérifie que les débits réels mesurés sur moteur sont toujours inférieurs au seuil de remontée d'huile (figure 87).

3.5.6.3 Courbes d'isodébit de gaz de carter

La réalisation d'une courbe d'isodébit de gaz de carter nous permet de situer la limite de battement des segments (figure 88).

C'est à vide (couple moteur nul) que cette limite de battement se trouve au régime de rotation du moteur le plus faible (figure 89 pour le segment d'étanchéité).

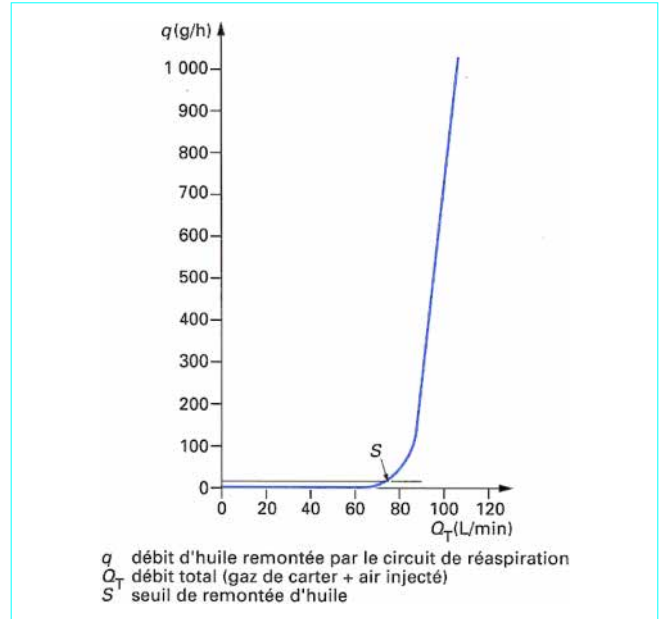


Figure 87 – Détermination du seuil de remontée d'huile

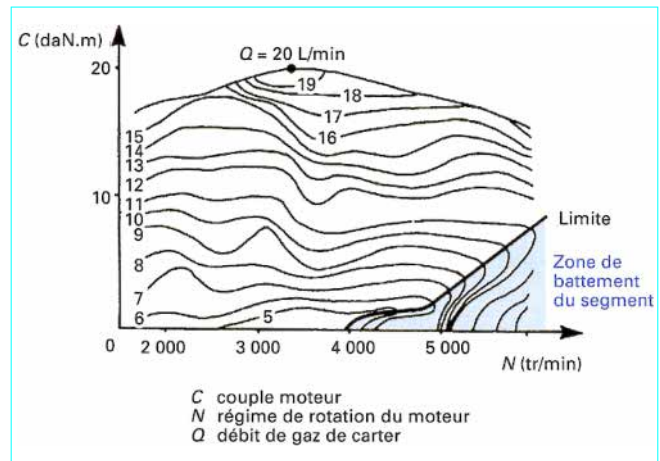


Figure 88 – Courbes d'isodébit de gaz de carter

3.5.6.4 Étanchéité du moteur

Un moteur est considéré comme étanche si l'écart de débit de gaz de carter entre moteur avec réaspiration branchée et non branchée est inférieur à 30 L/min.

3.6 Coussinet

Le rôle du coussinet est de permettre une bonne rotation de l'arbre du vilebrequin à l'intérieur de l'alésage en régime hydrodynamique avec film d'huile (de l'ordre du micromètre), mais aussi au démarrage avant la création de ce film d'huile.

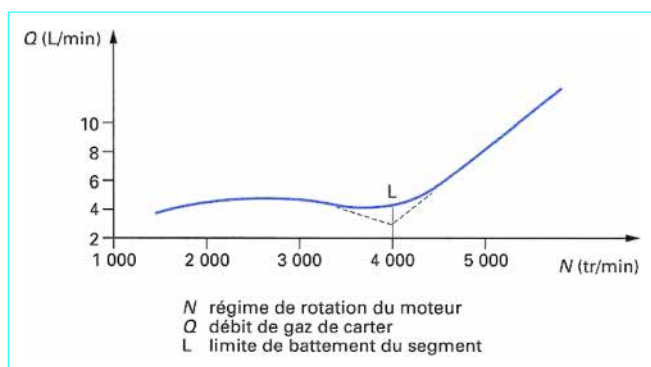


Figure 89 – Limite de battement du segment d'étanchéité à vide (couple moteur nul)

Les **qualités essentielles demandées** au coussinet sont les suivantes :

- une *bonne résistance mécanique* (les pressions maximales pouvant dépasser 70 MPa) ;
- une *bonne conformabilité* : le matériau doit pouvoir fluer ou se déformer légèrement (surtout au début du fonctionnement) pour accepter des défauts d'alignement des paliers (cas des coussinets de ligne) ou pour accepter des défauts de géométrie (ovalisation de la bielle liée aux efforts d'inertie, par exemple) ;
- une *bonne incrustabilité* ; c'est-à-dire une bonne faculté d'absorber les particules étrangères qui n'auraient pas été filtrées (filtration couramment utilisée 5 à 8 μm en première monte, 10 à 15 μm en service) ;
- une *bonne résistance au grippage*, ce qui doit autoriser un contact accidentel à sec ou avec un graissage limite sans risque de grippage du vilebrequin qui est une des pièces les plus coûteuses

du moteur ; il faut donc un matériau avec une bonne rétention d'huile ;

— une *bonne résistance à la corrosion* ; l'huile mélangée aux produits de combustion contenus dans les gaz de carter est parfois corrosive ;

— une *bonne résistance à la température* ; dans un coussinet, la température de l'huile s'élève de 20 à 30 °C, ce qui conduit à une température pouvant atteindre à 180 °C ;

— une *bonne adhérence sur le support* ;

— une *bonne conductivité thermique*.

3.6.1 Matériaux

On utilise des revêtements déposés sur un feuillard en tôle.

■ Revêtement à base d'aluminium et d'étain (Al-Sn)

La composition massique est d'environ 79 % Al, 20 % Sn, 1 % Cu. L'épaisseur de revêtement est de l'ordre de 0,2 mm à 0,3 mm. Pour faciliter le rodage, on procède parfois à un étamage du revêtement de l'ordre de quelques micromètres.

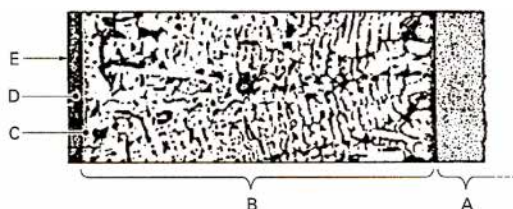
■ Revêtement à base de cuivre et de plomb (Cu-Pb)

Deux techniques de réalisation sont actuellement utilisées : les revêtements coulés et les revêtements frittés.

La composition massique est de l'ordre de 70 à 85 % Cu et 15 à 30 % Pb.

Ces revêtements ont une excellente résistance mécanique. En revanche, leur résistance au grippage étant moins bonne que pour les revêtements Al-Sn à cause de la présence de Pb qui fond à 326 °C, on a recours à des revêtements multicouches (figure 90).

Pour faciliter le rodage et améliorer la résistance au grippage, on dépose sur le revêtement Cu-Pb une pellicule d'alliage ternaire Pb-Sn-Cu (88 % Pb, 10 % Sn, 2 % Cu en masse) d'une épaisseur d'environ 15 μm pour les moteurs chargés et de 25 à 30 μm pour les moteurs moins chargés.



	Couche	Matériau	Épaisseur	Fabrication
A	Coque porteuse acier	Acier Martin à 0,1% C	1,0 à plus de 10 mm (1)	Bande laminée : ébauche de forge
B	Couche intermédiaire	Bronze au plomb binaire Cu-Pb	0,3 à 1,5 mm (1)	Coulé, centrifugé ou fritté
C	Couche d'arrêt nickel	Nickel (Ni)	1 à 2 μm	Application galvanique précise
D	Couche de glissement	Métal blanc ternaire Pb-Sn-Cu	15 à 30 μm	Application galvanique précise
E	Couche de protection	Métal blanc binaire Pb-Sn	15 à 5 μm	Application galvanique précise

(1) Les épaisseurs les plus importantes sont pour les coussinets de gros moteurs diesels.

Figure 90 – Coussinet trimétal

Tableau 5 – Propriétés des différents matériaux de coussinets

Matériaux	Al-Sn	Al-Pb-Si	Cu-Pb	Cu-Pb
Composition massique (%)				
Al.....	79	89,5		
Cu.....	1		74	83
Sn.....	20	0,5	3	3
Pb.....		6	23	14
Si.....		4		
Résistance à la fatigue : pression spécifique admissible (MPa)	42	45	55	75
Incrustabilité	bonne	bonne	excellente (1)	excellente (1)
Conformabilité	bonne	bonne	excellente (1)	excellente (1)
Résistance au grippage	bonne	excellente	moyenne (2) excellente (1)	moyenne (2) excellente (1)
Compatibilité avec vilebrequin fonte	bonne	excellente	bonne	bonne
Résistance à la corrosion	excellente	excellente	bonne	excellente
Adhérence sur support	bonne	bonne	excellente	excellente
Résistance à la température	bonne	excellente	excellente (2) bonne (1)	excellente (2) bonne (1)
Conductivité thermique	bonne	bonne	bonne	excellente
Coût	faible	moyen	moyen	élevé

(1) Pour le revêtement superficiel [couche de glissement (PbSnCu) et couche de protection (PbSn)].
(2) Pour Cu-Pb seul

Pour empêcher la diffusion de l’étain dans le Cu-Pb (ce qui le rendrait cassant et friable), on interpose entre le Pb-Sn-Cu et le Cu-Pb une *barrière de nickel* de quelques micromètres d’épaisseur. Enfin, la couche du Cu-Pb est de l’ordre de 0,3 mm et le support en acier est de l’ordre de 1 à 2 mm.

Remarque : dans certains cas, on met sur la couche de glissement en Pb-Sn-Cu une couche de protection constituée d’un alliage binaire Pb-Sn (épaisseur de quelques micro-mètres).

Les photos de la figure 91 nous donnent une image des différentes épaisseurs des couches sur divers coussinets.

■ Plus récemment, on a vu apparaître des **revêtements à base d’aluminium, de plomb et de silicium (Al-Pb-Si)**.

La comparaison des propriétés des différents matériaux est donnée dans le tableau 5.

3.6.2 Géométrie

Pour assurer un bon placage du coussinet dans son logement (bon transfert thermique et absence de *fretting corrosion*), on utilise des coussinets dont la longueur développée est plus longue que celle du logement. Ce **dépassement** permet de maintenir le coussinet plaqué malgré les dilatations thermiques et les déformations sous charge. Cette longueur développée est mesurée sur un montage de contrôle et sous une charge *P* donnée (figure 92a). Le dépassement des coussinets est de l’ordre de quelques dizaines de micromètres (10 à 100 µm). Pour positionner le demi-coussinet dans son logement, on crée des languettes ou ergots (figure 92b).

Nota : l’arrêt en rotation est assuré par le placage du coussinet dans son logement et non par cet ergot. Pour améliorer la circulation de l’huile dans l’ergot, on place un contre-ergot dans le demi-coussinet opposé (figure 92b).

Pour éviter une diminution du jeu au niveau du plan de joint lors du serrage, on crée un **dépinçage** (diminution de l’épaisseur) des demi-coussinets (figure 92b). Ce dépinçage peut en outre jouer un rôle de réserve d’huile, d’épurateur de particules et permet d’absorber sans rupture du film d’huile un léger décalage du chapeau de bielle ou palier par rapport au corps.

3.6.3 Charge

La pression est :

$$p = \frac{F}{LD}$$

avec *F* effort exercé sur le coussinet,
L et *D* définis sur la figure 92b.

La **capacité de charge** d’un coussinet dépend du rapport *L/D* (figure 93). *L/D* doit se situer entre 0,25 et 0,45 pour être bien placé.

Nota : on considère que, pour ce rapport, une particule d’huile fait environ un tour entre son entrée et sa sortie latérale.

La **répartition des pressions** dans le sens axial a une forme parabolique (figure 94).

3.6.4 Jeux de fonctionnement

Les jeux de fonctionnement (figure 36), sont de quelques centièmes de millimètre. Plusieurs règles permettent de déterminer de manière approximative le jeu nécessaire.

– **Règle 1 :** jeu (µm) ≈ *D* (mm)

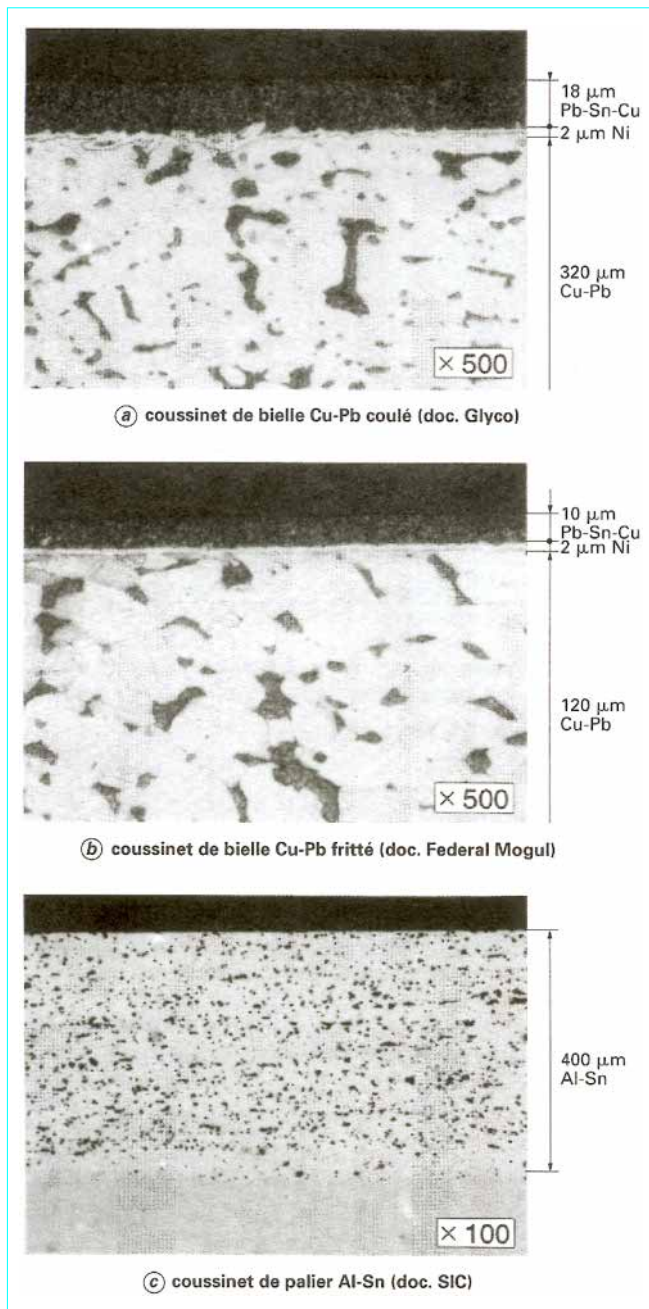


Figure 91 – Microphotographies de coussinets

avec D diamètre intérieur du coussinet.

– **Règle 2** : le jeu (en mm) est donné par la formule :

$$\text{jeu} \approx \frac{N^{0,5} D^{2,5}}{460 \times 10^5}$$

avec N (tr/min) régime de rotation du moteur,
 D (mm) diamètre intérieur du coussinet.

Exemple : pour le moteur V6 PRV ayant des manetons de 60 mm ($D \approx 60$ mm) et pouvant tourner à 6 500 tr/min, on obtient :

Règle 1 : jeu ≈ 60 μm ;

Règle 2 : jeu ≈ 49 μm ;

Les jeux réels sont de 30 à 80 μm .

Remarques : des problèmes dits de *bruit de charge* liés aux mouvements de translation du vilebrequin à l'intérieur des paliers peuvent être résolus en diminuant les jeux de fonctionnement. Pour obtenir des jeux précis et réduits, on a parfois recours à un *appareillage* des coussinets avec les paliers du vilebrequin et les alésages dans le bloc.

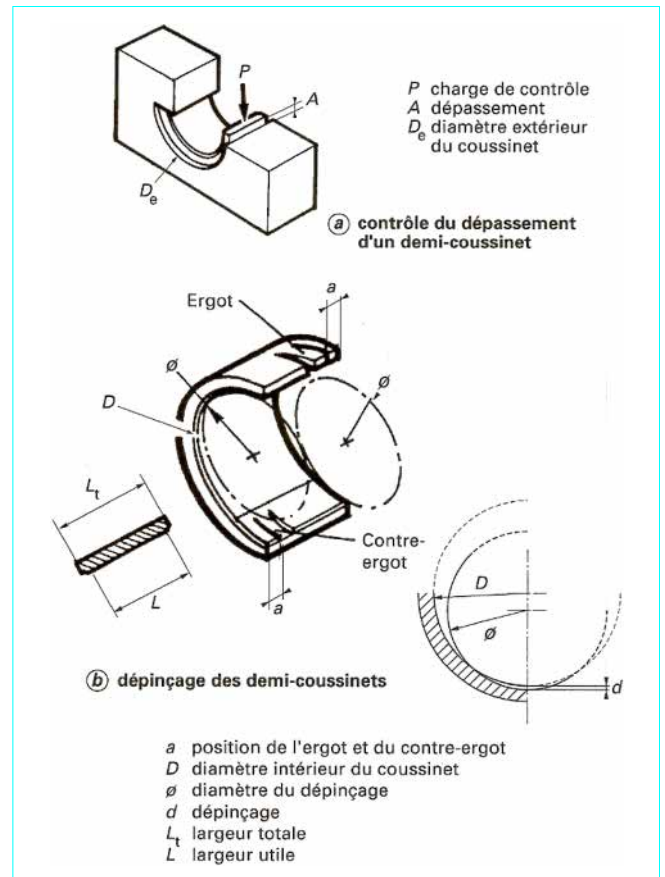


Figure 92 – Géométrie du coussinet

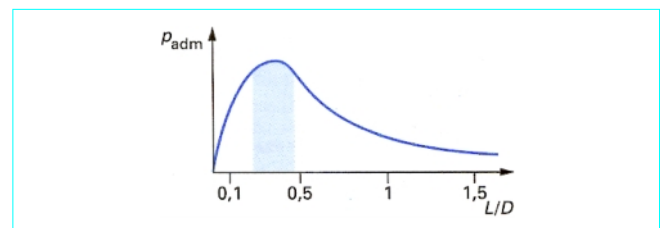
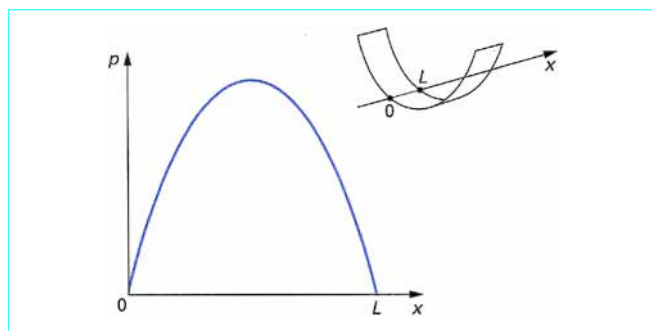


Figure 93 – Pression admissible en fonction des dimensions du coussinet


 Figure 94 – Répartition axiale de la pression p dans le coussinet

3.6.5 Contraintes auxquelles doivent satisfaire les coussinets

- La **pression maximale admissible** p_{\max}^{adm} dépend du revêtement :
- 35 à 50 MPa pour Cu-Pb à forte proportion de Pb ;
 - 75 MPa pour Cu-Pb à faible proportion de Pb ;
 - 42 MPa pour Al-Sn.

Dans tous les cas de fonctionnement, on doit vérifier pour la pression maximale p_{\max} :

$$p_{\max} = \frac{F_{\max}}{LD} < p_{\max}^{\text{adm}} \quad (3)$$

- La **pression moyenne admissible** $p_{\text{moy}}^{\text{adm}}$ est donnée par les constructeurs. Dans tous les cas de fonctionnement, on doit vérifier pour la pression moyenne p_{moy} :

$$p_{\text{moy}} = \frac{F_{\text{moy}}}{LD} < p_{\text{moy}}^{\text{adm}} \quad (4)$$

- La **puissance absorbée par frottement** p_f peut s'exprimer de la manière suivante :

$$p_f = k \sqrt{\frac{p_{\text{moy}} v^3}{R}}$$

- avec k coefficient qui dépend de la viscosité de l'huile,
 p_{moy} pression moyenne,
 R rayon du coussinet ($= D/2$),
 v vitesse de glissement de l'arbre dans l'alésage.

Cette vitesse de glissement est donnée par :

$$v = \frac{\pi R N}{30\,000}$$

- avec $N(\text{tr/min})$ régime de rotation du moteur.

À partir de l'expression de la puissance, on définit un **facteur d'usure** K :

$$K = \sqrt{p_{\text{moy}} v^3}$$

Il faut que le facteur d'usure soit inférieur au facteur d'usure maximal admissible K_{\max}^{adm} :

$$K_{\max} = \sqrt{p_{\text{moy}} v^3} < K_{\max}^{\text{adm}} \quad (5)$$

Les valeurs de K_{\max}^{adm} sont :

- 350 à 400 pour Cu-Pb avec revêtement ;
- environ 300 pour Al-Sn.

3.6.6 Critères de choix

Comme nous l'avons vu (§ 3.6.3) :

$$0,25 \leq L/D \leq 0,45 \quad (6)$$

Les conditions (3) et (4) peuvent s'exprimer en fonction L et de D de la manière suivante :

$$LD > K_1 \quad (7)$$

En remplaçant p_{moy} et v par leurs expressions en fonction de D et L dans l'expression (5), on obtient la condition suivante :

$$\frac{D^2}{L} < K_2 \quad (8)$$

Pour satisfaire à la fois aux conditions (6), (7) et (8), il faut choisir des dimensions de coussinets qui se trouvent inscrites dans la partie grisée de la figure 95.

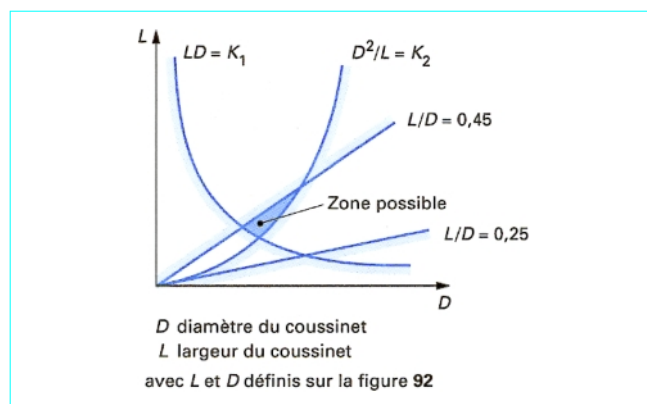


Figure 95 – Choix des dimensions d'un coussinet