

<i>CHAPITRE P1. PREDIMENSIONNEMENT DU PISTON</i>	<i>- Prédim.1 -</i>
1.1. Morphologie des pistons	<i>- Prédim.1 -</i>
1.2. Prédimensionnement de l'axe du piston	<i>- Prédim.7 -</i>
1.3. Prédimensionnement des segments du piston	<i>- Prédim.9 -</i>
1.3.1. Rôle de la segmentation	<i>- Prédim.9 -</i>
1.3.2. Matière	<i>- Prédim.9 -</i>
1.3.3. Paramètres caractéristiques d'un segment	<i>- Prédim.9 -</i>
1.3.4. Valeur de prédimensionnement	<i>- Prédim.10 -</i>
 <i>CHAPITRE P2. PREDIMENSIONNEMENT DE LA BIELLE</i>	 <i>- Prédim.11 -</i>
2.1. Rôle de la bielle	<i>- Prédim.11 -</i>
2.2. Prédimensionnement du corps de la bielle	<i>- Prédim.13 -</i>
2.2.1. Valeurs de prédimensionnement "anciennes"	<i>- Prédim.13 -</i>
2.2.2. Valeurs plus actuelles	<i>- Prédim.16 -</i>
2.2.3. Autres considérations	<i>- Prédim.17 -</i>
2.3. Prédimensionnement du pied de la bielle	<i>- Prédim.18 -</i>
2.4. Prédimensionnement de la tête de la bielle	<i>- Prédim.20 -</i>
 <i>CHAPITRE P3. PREDIMENSIONNEMENT DU VILEBREQUIN</i>	 <i>- Prédim.22 -</i>
3.1. Prédimensionnement	<i>- Prédim.22 -</i>
3.2. Prédimensionnement des contrepoids du vilebrequin	<i>- Prédim.26 -</i>

CHAPITRE P1. PREDIMENSIONNEMENT DU PISTON

1.1. Morphologie des pistons

{Réf. 1 et 3}

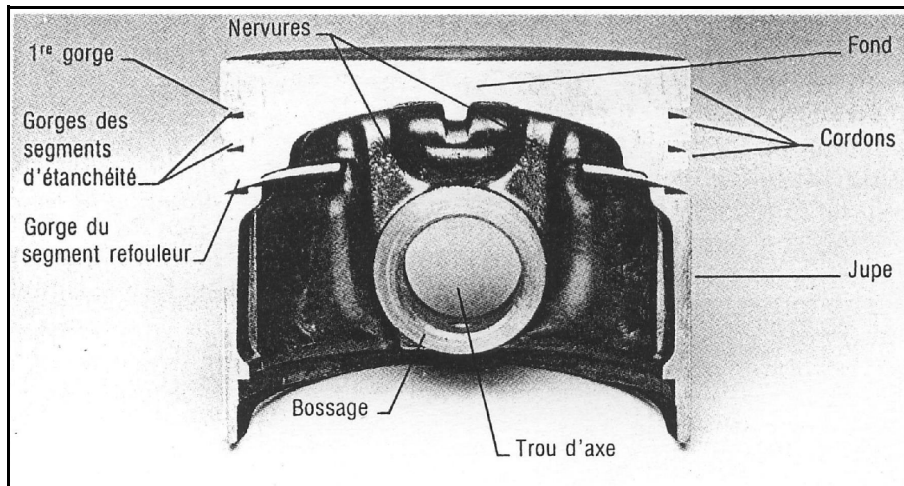


fig. Prédim.1. - Coupe d'un piston.

La morphologie des pistons en alliage d'aluminium est, en général, à peu de choses près géométriquement semblable.

<u>Notations :</u>	D	diamètre
	KH	hauteur d'axe (+ dôme; - creux)
	GL	longueur totale
	AA	distance inter-bossage
	F	hauteur du cordon feu
	s	épaisseur du fond du piston (hauteur de la tête)
	St	hauteur du cordon inter-gorge
	SL	longueur de la jupe
	BO	diamètre du trou d'axe
	DL	longueur d'allongement élastique
	NH	hauteur de gorge

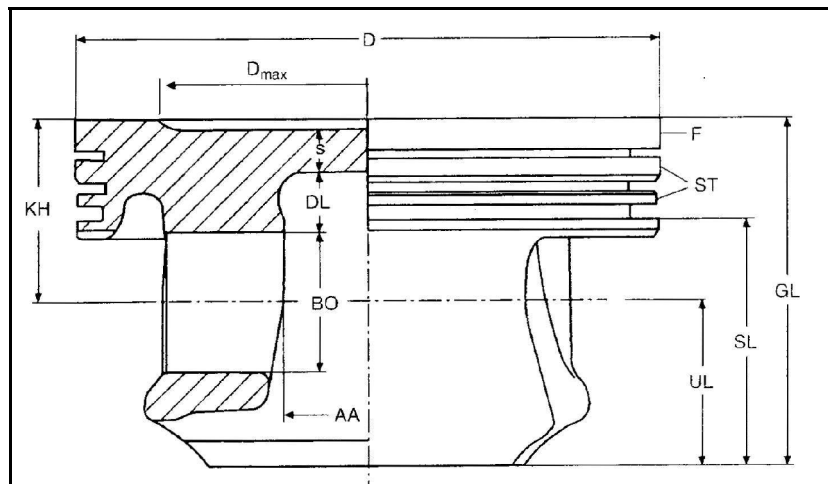


fig. Prédim.2. - Piston modèle A.

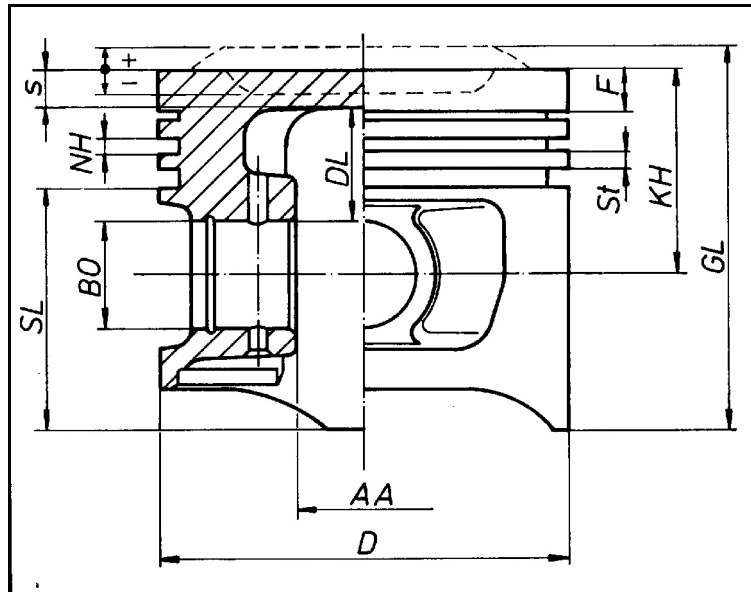


fig. Prédim.3. - Piston modèle B.

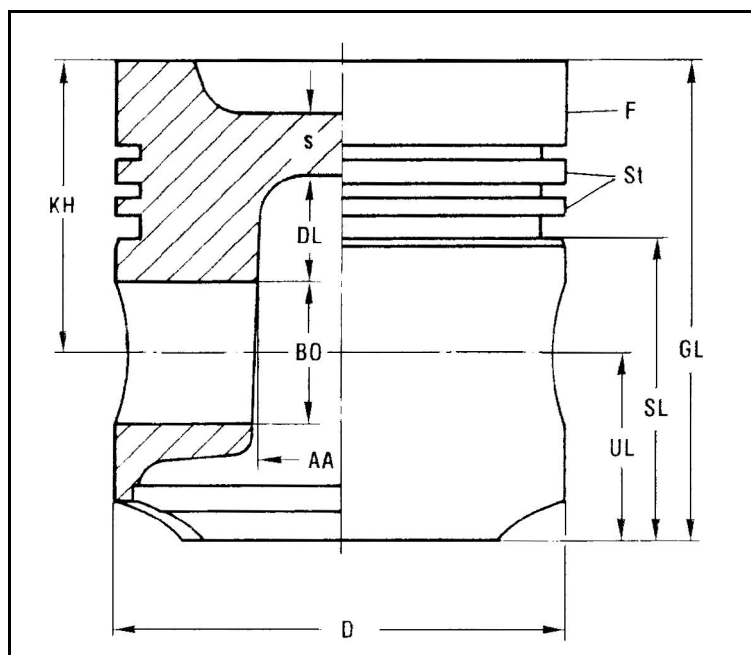


fig. Prédim.4. - Piston modèle C.

Dimensions principales des pistons en alliages légers										
	Moteur Otto					Moteur Diesel (4T)				
	(2T) <i>{Réf. 36}</i>	(2T) <i>{Réf. 3}</i>	(4T) Modèle A <i>{Réf. 36}</i>	(4T) Modèle C <i>{Réf. 3}</i>	(4T) Modèle A Leichtbau <i>{Réf. 43}</i>	Véhicule particulier Modèle A <i>{Réf. 36}</i>	Modèle A Leichtbau DI <i>{Réf. 43}</i>	Véhicule particulier Modèle B <i>{Réf. 3}</i>	Véhicule utilitaire Modèle B/ C <i>{Réf. 3}</i>	Véhicule industriel Modèle C <i>{Réf. 3}</i>
Diamètre du piston D <i>mm</i>	30 ... 70	35 ... 70	65 ... 105	65 ... 105	65 ... 105	65 ... 95	65 ... 95	75 180	> 180
Longueur totale GL/D	0.8 ... 1.0	0.8 ... 1.1	0.6 ... 0.7	0.7 ... 1.0		0.80 ... 0.95	0.80 ... 0.95	0.91.3	1.1 ... 1.6
Hauteur de compression KH/D	0.40 ... 0.55	0.40 ... 0.70	0.30 ... 0.45	0.35 ... 0.60	0.32	0.50 ... 0.60	0.47	0.5 0.8	0.70 ... 1.00
Diamètre extérieur de l'axe $BO/D^{(1)}$	0.20 ... 0.25	0.22 ... 0.30	0.20...0.26	0.25...0.30	0.24	0.32 ... 0.40	0.31	0.30 0.40	0.36 ... 0.44
Position du 1 ^e segment F/D Position en <i>mm</i>	- 2.5 ... 3.5	0.06 ... 0.10 -	- 2 ... 8	0.06 ... 0.12 -	0.04	- 4 ... 15	0.09	0.10 ... 0.20 -	0.10 ... 0.20 -	0.14 ... 0.22 -
Distance inter-segment $St/D^{(3)}$	0.045 ... 0.06	0.04 ... 0.05	0.04 ... 0.055	0.04 ... 0.05	0.045	0.05 ... 0.09	0.05	0.07 ... 0.09	0.07 ... 0.09	0.07 ... 0.09
Prof. de gorge (1 ^e segment) <i>mm</i>	1.2 et 1.5	1.5 ... 2.0	1.0 ... 1.75	1.5 ... 2.5		1.75 ... 3.0		1.5 ... 4.0	1.5 ... 4.0	3.5 ... 8.0
Longueur de jupe SL/D	0.55 ... 0.70	0.60 ... 1.00	0.4 ... 0.5	0.4 ... 0.70	0.4	0.50 ... 0.65	0.50	0.50 0.90	0.70 ... 1.10
Distance entre bossages $AA/D^{(5)}$	0.25 ... 0.35	0.25 ... 0.40	0.20 ... 0.35	0.25 ... 0.40	< 0.3	0.20 ... 0.35	0.25	0.30 0.42	0.28 ... 0.46
Epaisseur du fond s/D	0.055 ... 0.07	0.07 ... 0.10	0.06 ... 0.10	0.07 ... 0.10	< 0.06	0.15 ... 0.22 ⁽⁴⁾	0.09	0.10 ... 0.15 ⁽⁴⁾	0.10 ... 0.15 ⁽⁴⁾	0.13 ... 0.20
Masse vol. apparente G_n/D^3 <i>gr/cm³</i>	0.5 ... 0.7	0.6 ... 0.9	0.40 ... 0.55	0.50 ... 0.80	(0.4 ?)	0.8 ... 1.10	(0.8 ?)	0.9 1.4	1.1 ... 1.6

Tableau 1.1. - Suivant documentation fournie par les firmes MAHLE, Karl Schmidt et {Réf. 36}.

(1)	Pour plus de renseignements : voir conception de l'axe	(4)	Pour les moteurs à injection directe : $s \approx 0.2 \times$ diamètre de la chambre de combustion
(3)	Valeur correspondant à la distance entre le premier et le second segment. Pour les moteurs Diesel : valeur applicable pour des pistons avec insert. Pour les petits moteurs Diesel, sans inserts, prendre les valeur du moteur Otto.	(5)	Voir fig Prédim. 18. concernant les rapport entre AA, la longueur de l'axe et la largeur du pied de bielle.

Une autre formule nous est proposée par {Réf. 27} afin de calculer la masse du piston (en alliage d'aluminium) :

$$masse[kg] = -0.011665 + 1.467 \cdot 10^{-6} D^3 \quad \text{avec } D \text{ en } mm \text{ (Diesel : } 80 \leq D \leq 160 \text{)}$$

$$masse[kg] = 6.36 \cdot 10^{-2} + 1.46 \cdot 10^{-8} D^{3.84} \quad \text{avec } D \text{ en } mm \text{ (Otto : } 50 \leq D \leq 90 \text{)}$$

Le nombre de segments d'étanchéité aux gaz croît avec l'alésage, mais la tendance générale est de diminuer ce nombre afin d'éliminer les frottements parasites.

Il est bon de prévoir, pour les Diesel rapides : 2 segments d'étanchéité et 1 segment racleur.

Dimensions complémentaires :

1) Hauteur des segments d'étanchéité :

Moteur 4T : $h_s = 0.020 \dots 0.025 D$

2) Hauteur des segments racleurs :

Moteur Diesel : $h_r = 0.040 D$ (min 3 mm)

Moteur Otto : $h_r = 3 \dots mm$ (pour $D < 100 mm$)

3) Epaisseur de la jupe : $J \approx 0.030 D$ (moteur Diesel)
 $J \approx 0.020 D$ (moteur Otto)

4) Epaisseur de la paroi latérale dans la région des segments :

$Pl = 0.07 \dots 0.1 D$ {Réf. 22 et 1}

$Pl = 0.05 \dots 0.12 D$ {Réf. 41}

5) Longueur inférieure de la jupe :

$UL/SL = 0.5$

6) Pour des considérations de pression latérale sur la jupe du piston :

$$\frac{SL}{(GL - (KH + SL/2))} \geq 6$$

(le meilleur étant ∞)

$$\left(\begin{array}{l} l \equiv GL \\ F_{Ay} \equiv F_{pp} \\ h_1 \equiv s \\ l_1 \equiv KH \\ l_2 \equiv SL \\ h \equiv GL - (KH + (SL/2)) \end{array} \right)$$

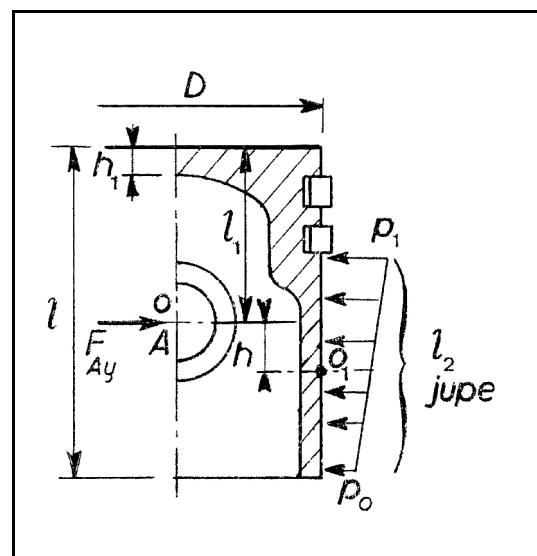


fig. Prédim.5. - Relation pour un positionnement correct de la jupe du piston.

7) Dimensions générales intérieures :

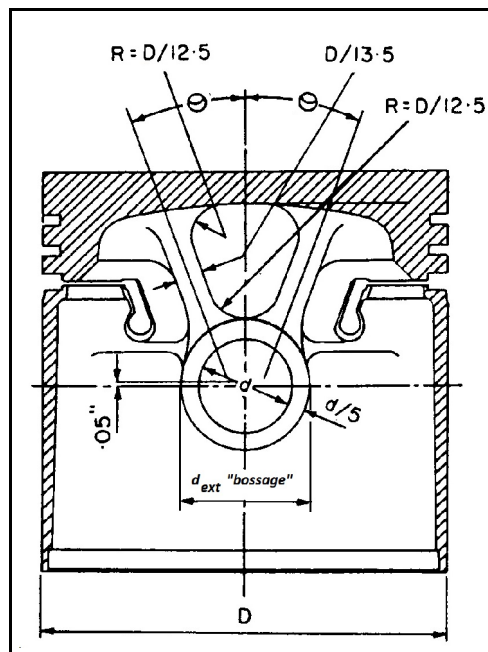


fig. Prédim.6. - Dimensions générales complémentaires intérieures. {Réf. 23}

L'épaisseur du bossage soit $d/5$, soit $d_{ext \text{ "bossage"}} = 1.3 \dots 1.6 d_{ext \text{ axe}}$ {Réf. 41}

Forme générale :

Le choix de la forme générale : distribution des épaisseurs, renforcement par des nervures, ne doit pas se baser uniquement sur des calculs de résistance mécanique, un facteur très important est celui des tensions thermiques.

Il règne en général des gradients de températures élevés et les dilatations inégales qui en résultent provoquent l'apparition de tensions thermiques qui peuvent être fort dangereuses.

Des arrondis doivent permettre un "passage" facile de la chaleur au raccordement du fond avec les parois latérales du piston.

Le refroidissement est encore amélioré si le premier segment est placé au voisinage de ce raccordement; mais il faut aussi tenir compte du danger de "brûlure" auquel on expose le segment en le rapprochant trop de la chambre de combustion.

A noter enfin qu'il importe d'éviter la présence d'angles vifs externes qui, au voisinage de la chambre de combustion, pourraient constituer autant de "points chauds", sources d'auto-allumage.

Répartition de la température :

La figure **fig. Prédim. 7.**, résumé d'un large ensemble de mesure effectué par la firme MAHLE sur divers moteurs à combustion interne, montre la répartition de la température sur la face supérieure ainsi que sur la jupe du piston.

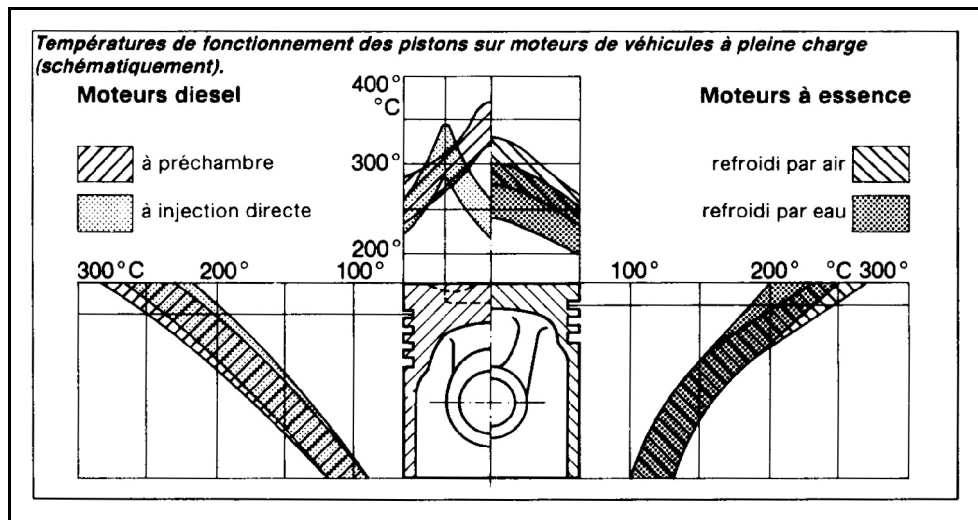


fig. Prédim.7. - Répartition des températures sur les faces d'un piston. {Réf. 7}

Pour les moteurs Otto, la variation de la position de la température maximale atteinte varie avec la localisation des bougies et des soupapes d'échappement.

Pour les moteurs Diesel, cette variation est la conséquence de la position de l'injecteur, de la forme de la chambre de combustion, et de l'existence ou non d'une chambre de précombustion.

Mais le point le plus important reste la *température du fond de gorge du segment de tête*, laquelle ne doit pas dépasser 200 °C en régime soutenu et 220 °C en régime transitoire, pour éviter tout gommage de segment (quelle que soit la nature du matériau constituant le piston).

En conséquence, dès que, en Diesel 4 temps (peu turbulent), le produit de l'alésage (en mm) par la pression moyenne effective (en bar) dépasse 1800 ... 2000 (produit homologué à une charge thermique), il faut refroidir la tête du piston par une circulation interne d'huile.

Autrement dit si : $D \times p_{me} \geq 1800 \dots 2000$ il faut refroidir.

Choix de la matière

On peut se baser, pour le choix de la matière constitutive du piston, sur le facteur K suivant :

$$K = \frac{\lambda}{\alpha \rho} \quad K \text{ doit être le plus grand possible.}$$

<u>Notations</u> :	λ	conductibilité thermique	W/mK
	α	coefficient de dilatation linéaire	K^{-1}
	ρ	masse volumique	kg/m^3

1.2. Prédimensionnement de l'axe du piston

La détermination de l'axe du piston doit répondre à plusieurs exigences :

- ▶ résistance aux efforts exercés :
 - calcul à la flexion et cisaillement statique;
 - calcul à la fatigue.
- ▶ une lubrification suffisante de l'assemblage avec le piston et la bielle.
- ▶ avoir un jeu radial et un jeu latéral réduit, mais suffisant.
- ▶ accepter des déformations diamétrales compatibles dans le sens vertical et horizontal.
- ▶ détermination des contraintes de cisaillement, dans les zones situées entre le pied de bielle et les bossages du piston.

Pour un prédimensionnement, nous pourrions nous référer au tableau ci-dessous :

<u>Notations</u> :	$d_{int\ axe}$	diamètre intérieur de l'axe	mm
	$d_{ext\ axe}$	diamètre extérieur de l'axe	mm
	l_{axe}	longueur totale de l'axe	mm
	D	diamètre nominal du piston	mm

Dimensions usuelles d'un axe de piston					
Type de moteur		D (en mm)	$k_D = \frac{d_{ext\ axe}}{D}$	$k_d = \frac{d_{int\ axe}}{d_{ext\ axe}}$	$k_l = \frac{l_{axe}}{D}$
Moteur Otto	2 T	35 ... 70	0.20 ... 0.30	0.40 ... 0.73	0.65 ... 0.80
	V. particulier	65 ... 100	0.24 ... 0.28(*)	0.55 ... 0.65	0.70 ... 0.75
	"Rennmotor"		0.20 ... 0.22		... 0.5 ...
Moteur Diesel	V. particulier	65 ... 95	0.30 ... 0.35	0.48 ... 0.52	0.70 ... 0.75
	Utilitaire-Alu	100 ... 160	0.40 ... 0.45	0.40 ... 0.47	0.78 ... 0.82
	Utilitaire-Acier			0.31 ... 0.47	0.60 ... 0.85
	Gros moteurs	< 250	0.30 ... 0.45	0.34 ... 0.56	0.70 ... 0.86
		> 250	0.35 ... 0.45	0.38 ... 0.45	0.65 ... 0.86

Tableau 1.2. - Suivant documentation fournie par la firme Kolbenschmidt Pierburg.

(*) Autre approche : $d_{ext\ axe} \approx 2 + 0.235 D$ {Réf. 27}

(*) Autre approche : $d_{ext\ axe} \approx 0.26 ... 0.30 D$ et épaisseur axe $\approx 0.045 ... 0.50 D$ {Réf. 25}

Remarque : Concernant la longueur de l'axe voir aussi **fig. Pédim.18**.

Le déplacement latéral de l'axe flottant est limité généralement par des circlips prenant appui dans des rainures ménagées dans les débouchés externes des bossages. Il y a intérêt à utiliser des circlips dont la forme (circlips dits *en haricots*) est réalisée pour ne diminuer que de très peu la longueur de l'axe.

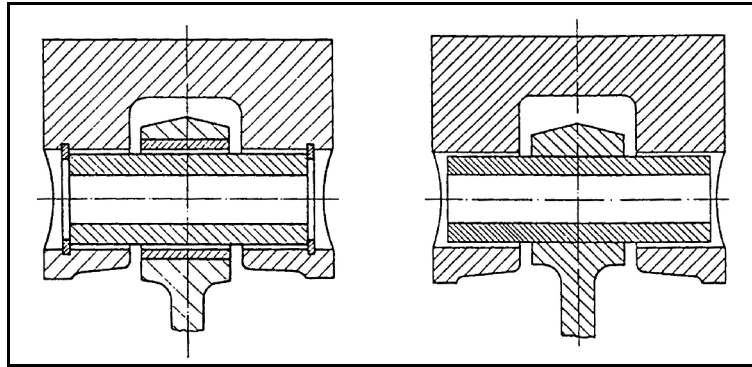


fig. Prédim.9. - {Réf. 26}

Type de bossage :

- ▶ Bossage souple : plutôt pour les moteurs “Otto”
- ▶ Bossage rigide : plutôt pour les moteurs Diesel

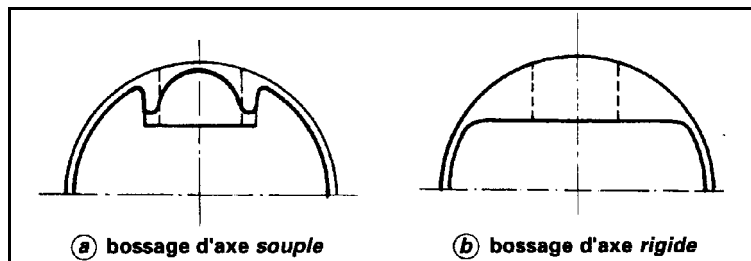


fig. Prédim.10. - Types de bossage. {Réf. 26}

1.3. Prédimensionnement des segments du piston

1.3.1. Rôle de la segmentation

- ▶ assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter (*segments d'étanchéité*).
- ▶ contrôler le débit d'huile remontant vers la tête du piston (*segments racleurs*).

Nous nous bornerons ici à étudier les segments d'étanchéité.

1.3.2. Matière

La matière constitutive des segments est généralement la fonte à cause de sa bonne tenue au frottement sec, sa stabilité structurale à chaud et son coût abordable.

Matériaux constitutif des segments (DIN 70909)					
Symbole	Type de matériaux	Segments	Module d'élasticité moyen N/mm^2	Résistance à la flexion N/mm^2	Dureté
STD (K1)	Fonte grise (non traitée)	avec sollicitations normales	100.000	> 350	> 96 HRB
G1 G2 G3	Fonte grise (trempée revenue)	avec sollicitations importantes	115.000 115.000 115.000	> 450 > 450 > 500	> 106 HRB > 400 HV5 > 108 HRB
G6	Fonte à graphite sphéroïdale (trempée revenue)	avec sollicitations extrêmes (grosse puissance)	160.000	> 1300	> 95 HRB
X1	X 90 CrMoV 18	Segment en acier (coupe-feu)	200.000	-	38..44 HRC

Tableau Prédim.3. - Suivant documentation fournie par la firme MAHLE et GOETZE AG {Réf. 13}.

1.3.3. Paramètres caractéristiques d'un segment

Les paramètres caractérisant les segments sont :

- ▶ *épaisseur radiale* : e_s
- ▶ *hauteur axiale* : h_s
- ▶ *ouverture de coupe* : O

Cette ouverture du segment à l'état libre O doit permettre :

- ▶ le placement des segments dans les gorges pratiquées dans le piston;
- ▶ une contraction suffisante pour introduire l'ensemble dans le cylindre, avec un jeu résiduel suffisant pour permettre les dilatations différentielles du segment et du cylindre contre lequel il s'appuie.

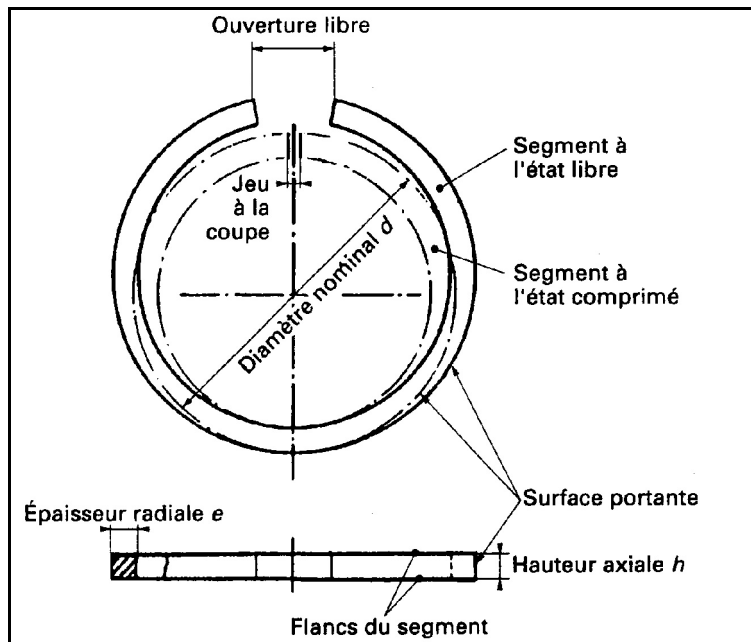


fig. Prédim.11. - Schéma d'un segment d'étanchéité.

1.3.4. Valeur de prédimensionnement

Pour un moteur à 4 temps :

- épaisseur radiale e_s : $e_s \approx \dots \frac{D}{24} \dots$
- hauteur axiale h_s : $h_s \approx \frac{D}{50} \dots \frac{D}{40} \dots$
- rapport e_s / h_s : $e_s / h_s \approx 1.4 \dots 2$ {Réf. 44.}
- ouverture de coupe O : $O \approx \frac{D}{10} \dots 1.5 \frac{D}{10}$

Les segments étant industrialisés, ils sont donc normalisés, sur base du pré-dimensionnement. On se référera utilement à la {Réf. 13.} pour les différentes valeurs normalisées des paramètres du segment.

CHAPITRE P2. PREDIMENSIONNEMENT DE LA BIELLE

2.1. Rôle de la bielle

La bielle a pour rôle de transmettre au vilebrequin les efforts reçus par le piston, en transformant le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu.

Résistance aux efforts :

Il s'agit d'efforts :

- ▶ dus aux cycles;
- ▶ alternatifs d'inertie, la masse mise en jeu étant celle du piston, de ses accessoires et du pied de bielle;
- ▶ centrifuges, la masse mise en jeu étant celle de la tête de bielle;
- ▶ d'inertie angulaire.

Ces efforts feront travailler différemment chaque partie de la bielle :

- ▶ le pied : en traction et compression;
- ▶ la tête : en traction, compression et flexion;
- ▶ le corps : en traction, compression, flexion latérale et flambage.

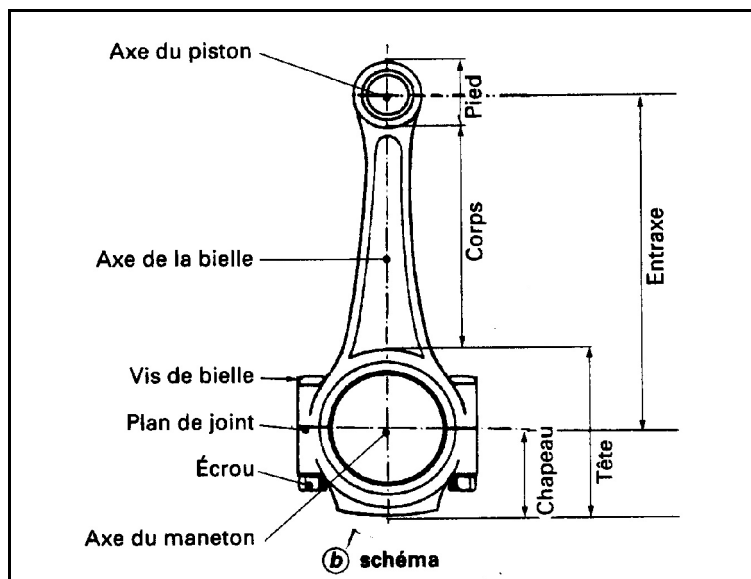


fig. Prédim.12. - Schéma d'une bielle. {Réf. 25}

Ces contraintes seront d'autant moins élevées que les masses mises en mouvement seront plus faibles.

Transmission du travail au vilebrequin :

Ce sera le rôle des coussinets de tête de bielle, dont la tenue sera influencée par :

- ▶ les pressions maximales supportées;
- ▶ la pression moyenne sur un cycle;
- ▶ la vitesse de glissement.

La chaleur dégagée par le travail de frottement devra être évacuée par :

- ▶ conductibilité thermique;
- ▶ l'huile de graissage.

En règle générale :

- ▶ plus longue est la bielle, mieux elle transmet la force qui lui est appliquée; cette longueur est, en général pour les moteurs statiques (lents), voisine de 4 ... 5 ... fois le rayon de manivelle.
- ▶ plus rapide est la rotation, plus courte doit être la bielle afin de limiter les valeurs des forces d'inertie tant alternatives que rotatives; cette longueur est, en général pour les moteurs rapides, inférieure à 3.5 fois le rayon de manivelle.

La bielle est essentiellement :

- une poutre colonne chargée en bout;
- un logement de coussinet à ses deux extrémités.

Matière :

Les bielles appartenant aux moteurs ne tournant pas trop vite travaillent surtout en compression. Elles sont généralement estampées et leur dureté est de l'ordre de 240 à 280 HB ($R_m = 800 \dots 900 \text{ MPa}$). Leur évolution métallurgique est assez analogue à celle des vilebrequins et de bien d'autres pièces dont les sollicitations en service n'exigent pas une haute limite élastique : réduction des éléments d'alliage de l'acier; simplification, voire suppression du traitement thermique (trempe ou recuit "direct", acier à dispersoïdes); offensive de la fonte à graphite sphéroïdale (Fonte GS).

La figure **fig. Prédim.13** montre le gain réalisable en jouant sur la nuance d'acier.



fig. Prédim.13. - Prix de revient comparés (coûts, formage, matière, traitement thermique). {Réf. 42}

En passant du 35 CD 4 trempé-revenu à l'acier micro-allié brut de forge, on gagne environ 12 % sur le prix de la matière brute. La bielle conserve les mêmes caractéristiques fonctionnelles. Sa résilience est nettement abaissée mais cela n'a pas d'importance pratique : une bielle ne casse pas par rupture fragile.

Mais si on coule la bielle en FGS perlitique, le gain sur la pièce brute s'élève à 30 %. Le moulage permet en outre d'obtenir une meilleure constance de masse des ébauches et de donner au corps de bielle une section de plus grande inertie. Par contre, il est souhaitable de modifier le dessin, non seulement pour profiter de la liberté des formes du moulage mais aussi pour compenser la limite de fatigue et la rigidité plus faible du matériau.

Masse d'une bielle :

En première approximation, nous pouvons considérer que la masse d'une bielle de moteur rapide est :

$$m_b = \dots 1.2 m_{\text{piston}} \dots$$

La masse du piston est celle donnée par le tableau au paragraphe “*Morphologie des pistons*”. Cette masse ne tient pas compte de la masse de l’axe du piston.

Autres formules :

{Réf. 27}

Piston Otto : $m_{bielle} = 0.4 + 4.17 \cdot 10^{-6} D^{2.632} \quad [60 < D < 90]$

Piston Diesel : $m_{bielle} = 1.44 + 1.06 \cdot 10^{-12} D^{6.05} \quad [80 < D < 130]$

avec la masse m en kg et D en mm

2.2. Prédimensionnement du corps de la bielle

La poutre-colonne doit être :

- suffisamment rigide pour résister au flambement;
- légère autant que possible, car elle constitue une partie importante des masses en mouvement.

La bielle est assimilable :

- dans le *plan perpendiculaire à son plan d’oscillation*, à une colonne à extrémités encastées;
- dans *son plan d’oscillation*, à une colonne à extrémités libres.

L’application de la formule de Rankine (voir calcul au flambement) conduit à une section droite telle que : $I_{xx} = 4 I_{yy}$ avec I le moment d’inertie de la section droite de la bielle dans les deux plans caractéristiques xx et yy (voir **éq. Pr.43**). Lorsque cette relation est vérifiée, le risque de flambement est égal dans les deux plans d’oscillation possible.

En conséquence, et compte tenu de ce que, pour une section d’aire donnée, le moment d’inertie I est plus élevé pour une pièce creuse que pour une pièce pleine, la raideur et la résistance maximales pour un poids minimal seraient obtenues par un corps de bielle creux à section elliptique. Cette forme étant industriellement impossible, le meilleur profil réalisable devient la forme en “I” à larges ailes dont l’âme est dans le plan d’oscillation.

Ce profil satisfait :

- aux conditions de légèreté pour des taux de contraintes corrects dans les deux plans d’oscillation;
- aux conditions de fabrication en série par matriçage (sous réserve d’une dépouille suffisante dans les ailes).

2.2.1. Valeurs de prédimensionnement “anciennes”

En général dans le moteur Diesel, lequel connaît des pressions maximales de combustion qui, en version suralimentée, peuvent atteindre brutalement 150 *bars*, nous adopterons une hauteur du “I” à mi-corps h_I (voir figure **fig. Pédim.14**) :

	h_I / D
Moteur Diesel	0.3 ... 0.35
Moteur Otto	... 0.3 ...

Tableau Prédim.4.

Notation : D

diamètre du piston

m

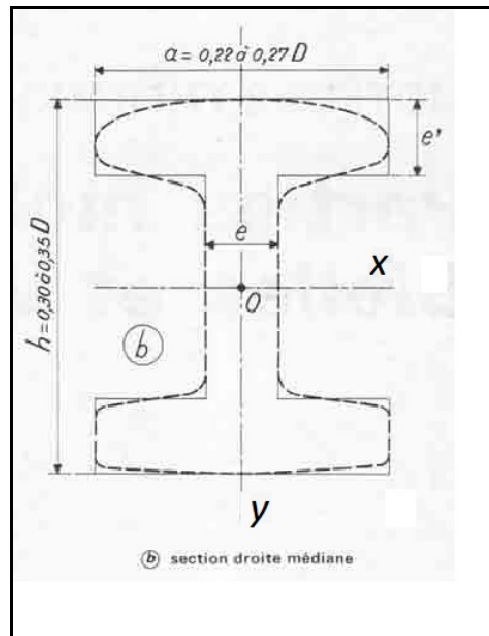


fig. Prédim.14. - $a = l_{aile}$; $h = h_l$ {Réf. 26}.

Le profil donne en général une croissance continue de la section du pied à la tête de bielle avec des raccords à grands rayons (ces rayons seront par ailleurs calculés de manière à obtenir une concentration de contraintes K_t au maximum égale à 1.2). En admettant que le portage sur le coussinet du pied de bielle, ainsi que sur la tête de bielle, se fera à 45° de part et d'autre de l'axe, nous pouvons tracer deux droites définissant le profil de la bielle (fig. Prédim.15. et fig. Prédim.16.).

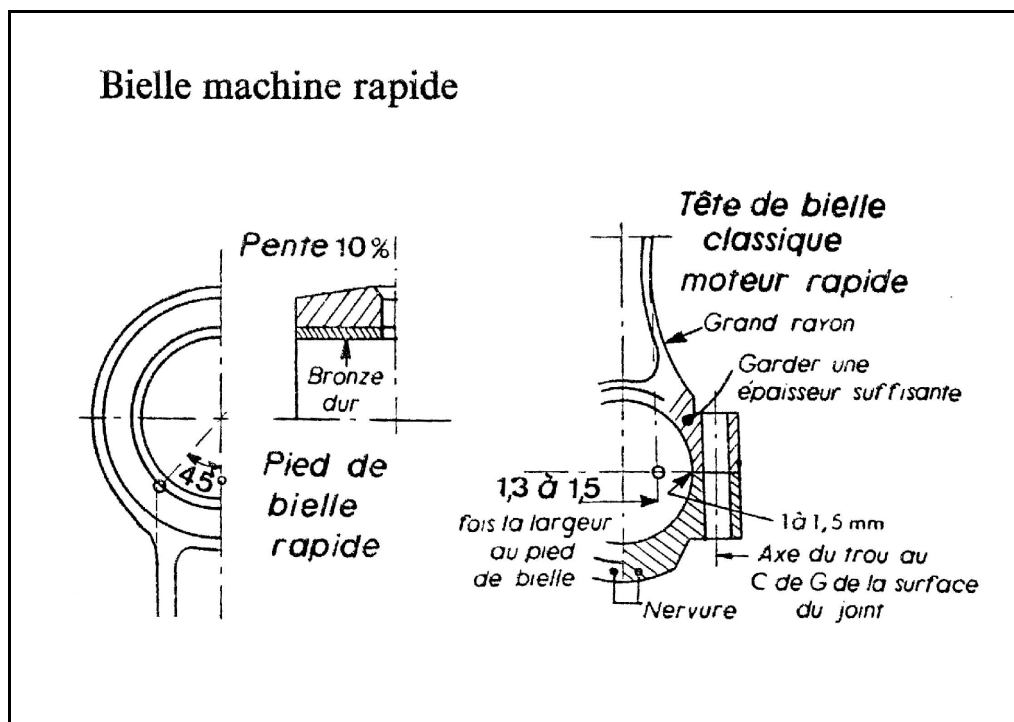


fig. Prédim.15. - Bielle de moteur rapide. {Réf. 22}

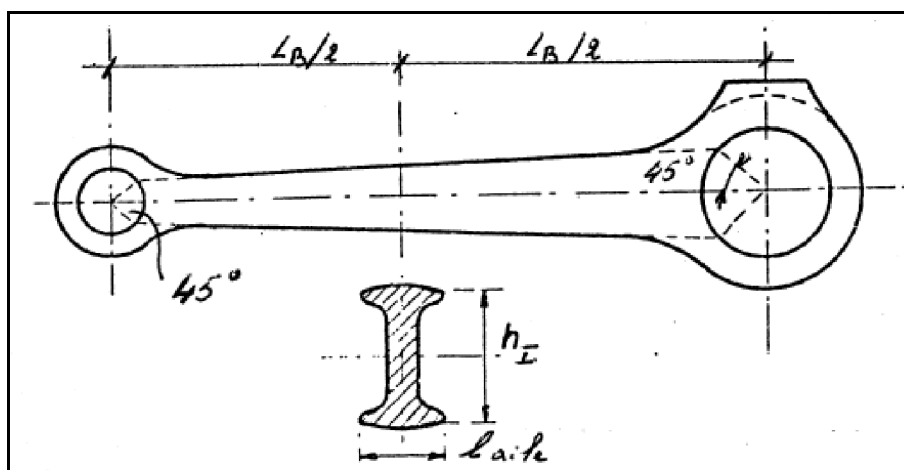


fig. Prédim.16. - Ancienne bielle Diesel {Réf. 4}

Il s'agira donc de prédimensionner en premier lieu, le diamètre intérieur de la tête de bielle ainsi que celui du pied de bielle. De ce fait nous déterminerons la hauteur h_I à mi-corps et nous vérifierons que celle-ci se trouve dans l'intervalle généralement admis.

Nous avons généralement les relation suivantes :

$$l_{aile} = f(D) \text{ et } h_I = f(l_{aile})$$

La hauteur totale du "I" et la largeur des ailes étant fixée, nous pouvons en déduire l'épaisseur e de l'âme et des ailes, telle que la surface A_m de la section située au milieu du corps de bielle soit :

$$A_m = e(2 l_{aile} + h_I) - 2 e^2$$

Les valeurs des différentes relations sont reprises au tableau ci-dessous.

	l_{aile}	h_I	A_m
Gros moteur Diesel	0.22 ... 0.27 D	1.3 ... 1.4 l_{aile}	0.04 ... 0.05 D^2
Petit moteur Diesel	... 0.17 D 1.85 l_{aile} 0.03 D^2 ...
Moteur Otto	... 0.13 D 1.5 l_{aile} ... (*)	0.02 ... 0.025 D^2

Tableau Prédim.5. (*) = {réf. 38}

Finalement une bielle bien conçue présente une esthétique à la fois svelte et robuste tant au point de vue profil qu'au point de vue prestance. (Voir **fig. Prédim.14.**)

Remarque :

Pour les moteurs Diesel il faut obtenir : $I_{xx} = 4 I_{yy}$, c'est-à-dire que la bielle résistera alors aussi bien au flambement dans son plan xx que dans celui yy , car la longueur de bielle étant élevée, les risques de flambement deviennent plus importants.

2.2.2. Valeurs plus actuelles

On se basera sur {Réf. 45}.

Pour se donner des valeurs de départ concernant la section de la bielle (A_m), on peut, dans une première approximation, prendre les valeurs données au *Tableau Prédim.5*.

On en déduira l'épaisseur t , sachant que dans ce cas (voir **fig. Prédim.17**) :

$$A_m = 11 t^2 \quad (\text{éq. Pr.41.})$$

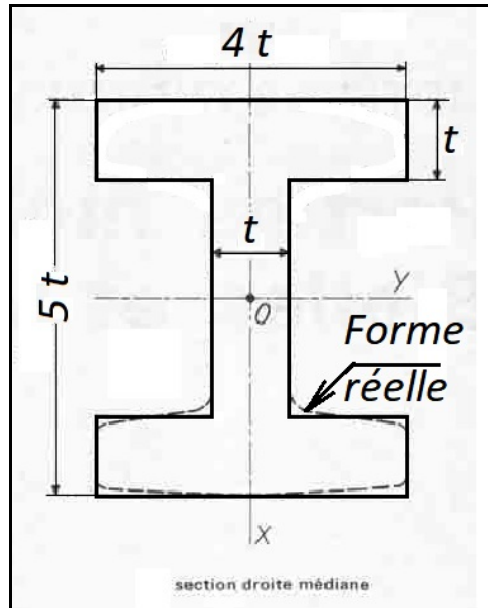


fig. Prédim.17. - Design of connecting rod using forged steel {réf. 45}.

Dans ce cas, nous aurons :

$$\left\{ \begin{array}{l} e = t \\ l_{aile} = 4 t \\ h_I = 5 t \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_I / l_{aile} = 1.25 \\ A_m = 11 t^2 \end{array} \right. \quad (\text{éq. Pr.42.})$$

Quant au moments d'inertie suivant les axes xx et yy nous aurons :

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{xx} = \frac{h_I^3 l_{aile}}{12} - \frac{(h_I - 2e)^3 (l_{aile} - e)}{12} = \frac{419}{12} t^4 \\ I_{yy} = \frac{h_I l_{aile}^3}{12} - \frac{(h_I - 2e)(l_{aile}^3 - e^3)}{12} = \frac{131}{12} t^4 \end{array} \right. \quad (\text{éq. Pr.43.})$$

et ce fait :

$$I_{xx} / I_{yy} = 3.2 \quad (\text{éq. Pr.44.})$$

2.2.3. Autres considérations

La bielle étant estampée, il conviendrait de prendre en compte dans son design les différentes contraintes de fabrications liées à ce mode d'élaboration.

Pour la valeur minimale de l'épaisseur de l'âme e du corps de bielle, la norme belge NBN 766 nous donne :

$$e \geq \frac{200 + 4 h_l}{100} \text{ (ég. Pr.45.) } mm$$

Quant à l'épaisseur minimale de la semelle e' , la norme belge préconise :

$$e' = \frac{100 + 20 \left(\frac{l_{aile} - e}{2} \right)}{100} = 1 + \frac{l_{aile} - e}{10} \text{ (ég. Pr.46.) } mm$$

2.3. Prédimensionnement du pied de la bielle

Le dimensionnement général du pied de bielle est **essentiellement** fonction de l'**axe du piston**, dimension qui est elle-même fonction des pressions exercées sur l'assemblage. En effet, les déplacements de l'axe du piston par rapport au piston et à la bielle sont faibles et lents. La lubrification de l'assemblage est alors précaire et les pressions apparentes admissibles sont tributaires des états de surface et des imperfections morphologiques de l'alésage du logement de l'axe du piston d'une part, de l'axe du piston lui-même d'autre part.

Dans les conditions actuelles de la technique, la pression par unité de surface apparente (surface projetée sur un plan normal à l'axe du cylindre) de cet assemblage (axe - piston) doit rester inférieur à 40 MPa (60 MPa dans le cas d'un moteur Diesel rapide). Pour plus de renseignements voir le paragraphe concernant le dimensionnement de l'axe.

En conséquence, le diamètre extérieur de l'axe du piston $d_{ext\ axe}$ est environ :

⇒ Voir § 1.2. *Prédimensionnement de l'axe du piston*

La longueur de la portée l_p dans le pied de bielle est de l'ordre de :

	l_p / D
gros moteur Diesel	0.32 ... 0.36
petit moteur Diesel	0.26 ... 0.32
moteur Otto	... 0.3 ...

Tableau Prédim.6.

De plus, on a la relation suivante :

$$d_{ext\ axe} / l_p \approx 1 \dots 1.5$$

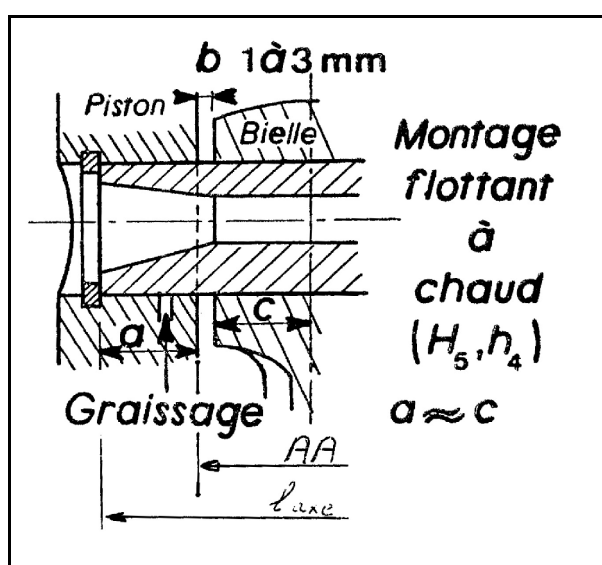


fig. Prédim.18. - Relation entre longueur d'axe, portées et AA. {Réf. 22}

De plus, dans le cas des petits moteurs, la longueur de la portée du pied de bielle est égale à la longueur de la portée de la tête de bielle, pour des questions de facilité de rectification.

La bielle étant en général montée avec un jeu latéral très réduit sur le vilebrequin, un jeu plus important de l'ordre de (voir **fig. Prédim.18.**) :

$$2 j_{pb} (=b) \approx 0.05 D \text{ (} \textit{éq. Pr.49.} \text{)}$$

peut être ménagé entre le pied de bielle et le bossage du piston. Dans le cas de moteurs (très) rapides, ce jeu ne dépasse pas 2 à 3 mm.

Par contre, l'ordre de grandeur du jeu j_{axe} entre l'axe et le coussinet du pied de bielle est de l'ordre de :

$$j_{axe} \approx 4 \cdot 10^{-4} D$$

Quant au diamètre extérieur du pied de bielle $d_{ext\ pied}$, il est de l'ordre de :

	$d_{ext\ pied} / D$
gros moteur Diesel	... 0.6 ...
petit moteur Diesel	0.48 ... 0.6
moteur Otto	... 0.42 ...

Tableau Prédim.7.

2.4. Prédimensionnement de la tête de la bielle

L'assemblage (tête de bielle - maneton) est soumis à des efforts qui dépendent des forces agissant suivant l'axe du cylindre, de l'obliquité de la bielle et de l'effet centrifuge agissant sur la tête de bielle.

Les dimensions de la tête de bielle doivent permettre son retrait par l'alésage sans avoir à retirer la chemise, d'où :

$$D \geq d_{\text{int tête}} + j + 2e + 2e' + 2d_b$$

<u>Notations</u> :	j	jeu de passage ($j \approx 3 \text{ mm}$)	mm
	e	interface matière entre le diamètre intérieur et l'alésage du boulon ($e \approx 1 \text{ mm}$ petits moteurs)	mm
	e'	interface matière entre le diamètre extérieur et l'alésage du boulon ($e \approx 1.5 \text{ mm}$ petits moteurs)	mm
	d_b	diamètre du boulon	mm

Le chapeau n'est évidemment pas soumis à cet impératif de passage au travers de l'alésage.

Le diamètre intérieur de la tête de bielle est tributaire du diamètre du maneton augmenté de l'épaisseur du coussinet, soit :

$$d_{\text{int tête}} - (2 \times \text{épaisseur coussinet}) = \text{voir prédim. vilebrequin}$$

De plus la bielle est en général montée avec un jeu latéral réduit sur le vilebrequin.

Le raccordement entre le corps de bielle et tête de bielle part d'aussi loin que possible et s'établit graduellement dans les deux plans pour bien répartir la poussée sur toute la tête. Pour améliorer cette répartition (notamment pour les gros moteurs), des nervures sont prévues dans le plan d'oscillation, et l'âme de la bielle est amincie au voisinage de la tête.

Dans tous les cas, la longueur effective du palier par rapport au diamètre de tête, doit être comprise entre :

$$0.25 \leq l_{\text{palier}} / d_{\text{ext tête}} \leq 0.45 \text{ avec la longueur du palier } l_{\text{palier}} \approx 0.27 D \quad \{ \text{Réf. 25} \}$$

La tête de bielle est boulonnée sur le maneton du vilebrequin, contrairement au pied de bielle qui, lui, est glissé sur l'axe du piston.

Les bases de départ de l'étude sont les suivantes :

1) le total des sections **des** boulons A_{boulons} doit être environ (A_{maneton} : section du maneton) :

$$\begin{aligned} A_{\text{boulons}} &= A_{\text{maneton}} / 20 && \text{pour un moteur Diesel} && \{ \text{Réf. 1} \} \\ A_{\text{boulons}} &= A_{\text{maneton}} / 15 && \text{pour un moteur Otto} \end{aligned}$$

2) la longueur l_{boulon} de la partie active des boulons est de l'ordre de :

$$l_{\text{boulon}} = 1 \dots 1.2 d_{\text{maneton}}$$

- 3) le serrage des écrous doit faire travailler l'acier des boulons à un taux voisin de 0.9 de la limite élastique.
- 4) l'axe des boulons doit être dans le plan médian de la section d'assemblage.
- 5) les boulons devront être choisis dans un acier laminé aussi ductile que possible.

Classe ≥ 8.8 (pas fin)

- 6) le forage des trous de boulons de fixation doit laisser une paroi de l'ordre de :

$$\begin{cases} e \approx 1 \dots mm \\ e' \approx \dots 1.5 mm \end{cases} \quad (\text{pour les petits moteurs})$$

- 7) épaisseur des coussinets (petits moteurs) :

... 1.5 mm ...	coussinet de tête de bielle
... 1 mm ...	coussinet de pied de bielle

Considérons l'assemblage constitué par :

- la tête de bielle et son chapeau enserrant les deux demi-coussinets;
- l'arbre tournant à l'intérieur de l'ensemble (tête de bielle - chapeau) avec un jeu diamétral de l'ordre de 0.1 mm.

Le bon comportement de cet assemblage est entièrement tributaire de la conservation de sa forme géométrique sous l'effet des charges mécaniques et thermiques, c'est-à-dire, en fait, des rigidités respectives de la tête de bielle et du vilebrequin.

La plus pernicieuse des charges résulte de *l'effort dynamique d'inertie* se produisant au point mort haut (PMH), effort qui tend à dissocier le chapeau et le corps de la bielle, et soumet les boulons d'assemblage à de considérables extensions répétées à fréquence élevée. En conséquence, nous adopterons des boulons très élastiques et une tête de bielle peu compressible.

CHAPITRE P3. PREDIMENSIONNEMENT DU VILEBREQUIN

3.1. Prédimensionnement

Les dimensions principales du vilebrequin sont :

- ▶ le rayon de manivelle ou demi-course ($r_m = C/2$);
- ▶ le diamètre d_m et la longueur des manetons l_m , (en relation avec la largeur de la tête de bielle);
- ▶ le diamètre des tourillons d_t ;
- ▶ la longueur de chacun des tourillons l_t .

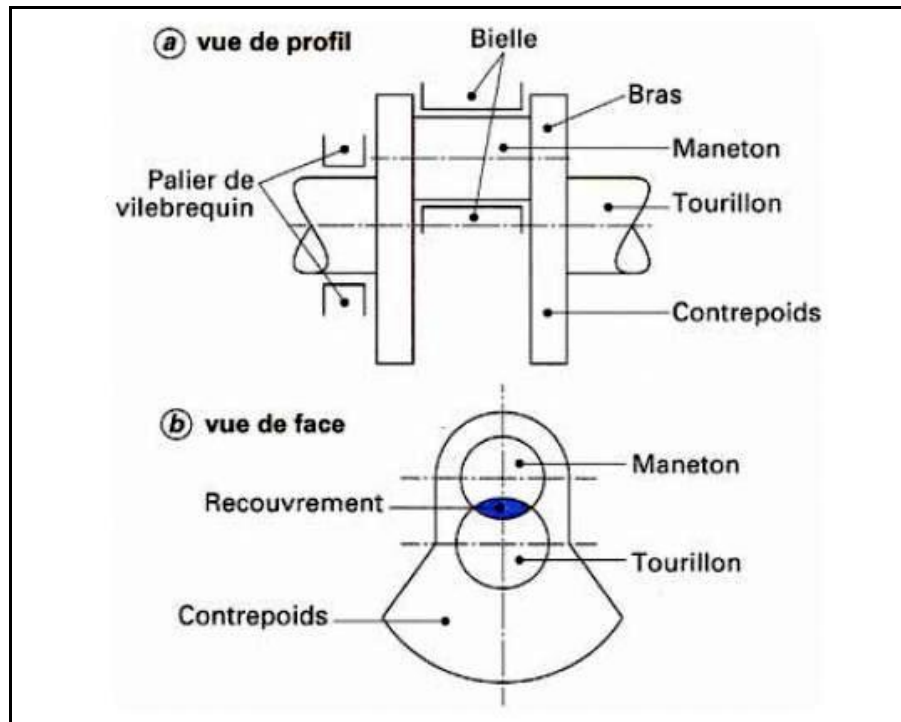


fig. Prédim.19. - {Réf. 25}

La figure **fig. Prédim.19.** fournit l'exemple d'un vilebrequin type d'un moteur Otto ou Diesel rapide (moderne). Les dimensions y sont rapportées au diamètre D du piston moteur.

Dimensions principales des vilebrequins			
	Otto et Diesel Pkw	Diesel Nkw (utilitaires)	Otto (ancien) ⁽¹⁾
Diamètre du maneton (d_{KWH}) d_m/D	0.58 ... 0.62	0.70 ... 0.75	... 0.65 ...
Longueur du maneton (l_{KWH}) l_m/D (moteur en ligne) longueur effective de palier	0.26 ... 0.32 ... 0.27D ...	0.32 ... 0.36	... 0.4 ...
(moteur en V)	0.54 ... 0.58	0.56 ... 0.60	... 0.4 ...
Diamètre du tourillon (d_{KWG}) d_t/D	0.65 ... 0.72	0.78 ... 0.83	... 0.75 ...
En général :	$d_t = 1.1 ... 1.2 ... d_m$		
Longueur du tourillon (l_{KWG}) l_t/D longueur effective de palier	0.25 ... 0.32 ... 0.28D ...	0.30 ... 0.34	... 0.4 ...
Largeur flasque a/D	0.9 1.15	0.9 ... 1.15
Epaisseur flasque (h_{KWV}) b/D	0.20 ... 0.23	0.22 ... 0.26	0.25 ... 0.5
Epaisseur du flasque intermédiaire b_{grand}/D (moteur a plat)	-	-	0.35 ... 0.5
Congé de raccordement rayon bras - maneton r_m rayon bras - tourillon r_t	(voir "sortie d'outils")	... 0.06 ... d_m ... 0.07 ... d_t	(voir "sortie d'outils")
Longueur de coudée (travée) ($l_{coudée}/D$)	... 1.15 ... $D + 8 ... 10 \text{ mm}$	1.2 ... 1.4	... 1.15 ...

Tableau Prédim.8. - Dimensions générales des vilebrequins. {Réf. 31 et ...}

Remarque : ⁽¹⁾ Ancien moteur Otto, en ligne, sans palier intermédiaire.

$$\alpha \approx 20^\circ$$

La morphologie générale de la manivelle et la forme des détails de son architecture présentent une importance déterminante et priment les résultats de calculs qui constituent trop souvent que des expédients, même pour les matériaux les mieux élaborés. Par exemple, d'une façon assez générale, les ruptures de vilebrequins s'amorcent presque toujours dans les angles rentrants. Il y a donc lieu de soigner particulièrement ce détail. (Voir remarque ci-dessous).

Remarque :

Pour diminuer les concentrations de contraintes on réalise un rayon plus grand en prenant de la matière sur le maneton (undercut) (Voir **fig. Prédim.20.**). De plus cette solution, non seulement améliore la résistance en supprimant les localisations des contraintes, mais en plus facilite la rectification du maneton (sortie d'outil). En galetant l'undercut on relève encore notablement la résistance.

Matière :

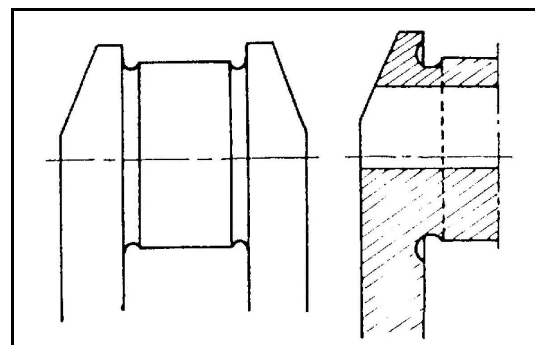


fig. Prédim.20. - Undercut - Sortie d'outils. {Réf.2} et Voir Annexe5 - Sortie d'Outils DIN509.

Le contexte actuel de la production des vilebrequins automobile est caractérisé par une concurrence entre les solutions vilebrequins moulés en fonte à graphite sphéroïdale et vilebrequins en acier forgé.

L'acier forgé est plus spécifiquement utilisé pour les vilebrequins fortement sollicités. En effet, l'acier présente par rapport à la fonte :

- ▶ une plus grande rigidité (module d'élasticité supérieur de 20 % à celui de la fonte) conduisant à une réduction des phénomènes vibratoires en environnement moteur;
- ▶ une meilleure tenue en fatigue lorsque la nuance d'acier et les traitements de renforcement, destinés à réduire la sensibilité aux sollicitations multiaxiales auxquelles sont soumis les vilebrequins, sont optimisés simultanément.

A titre d'exemple, le tableau ci-dessous montre la répartition actuelle (1991) à la production entre les vilebrequins fonte et acier en fonction des types de moteurs.

Moteur	Fonte GS (%)	Acier forgé (%)
Essence	95	5
Diesel	20	80
Turbo Diesel	0	100
Total production	80	20

Tableau Prédim.9. - Répartition de la production actuelle (1991) des vilebrequins.

Par contre la fonte permet un gain de l'ordre de 20 % sur le prix de la pièce brute et apporte les avantages du moulage (rayons, usure d'outils plus faible). On obtient ainsi une ébauche plus légère, nécessitant moins d'usinage. La pièce finie peut même être allégée grâce à un dessin plus favorable des contre-poids et à une plus faible masse volumique de la fonte (7.2 au lieu de 7.8 kg/dm^3 pour l'acier). Les principaux inconvénients sont la perte (de l'ordre de 15 ... 20 %) sur le module d'élasticité et la difficulté d'obtenir des pièces parfaitement saines dans les zones critiques.

Les différents matériaux utilisés actuellement sont :

- les aciers : 38CD4, 42C4, 42CD4, 35MV7, 38 Ni-Cr-Mo4);
- les aciers à dispersoïdes;
- les fontes à graphites sphéroïdales perlitiques (FGS) ($R_m > 640 MPa$).

Comme pour les bielles, en passant du 42CD4 trempé-revenu à un acier micro-allié brut de forge (35MV7) à l'état bainitique a conduit à de substantiels gains économiques et de productivité. Une réduction des coûts de production de l'ordre de 13 % sur vilebrequins finis a pu être constatée (Voir **fig. Prédim.22.**)

Tableau – 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.

*fig. Prédim.21. - Caractéristiques des matières utilisées pour les vilebrequins.
{Réf. 25}*

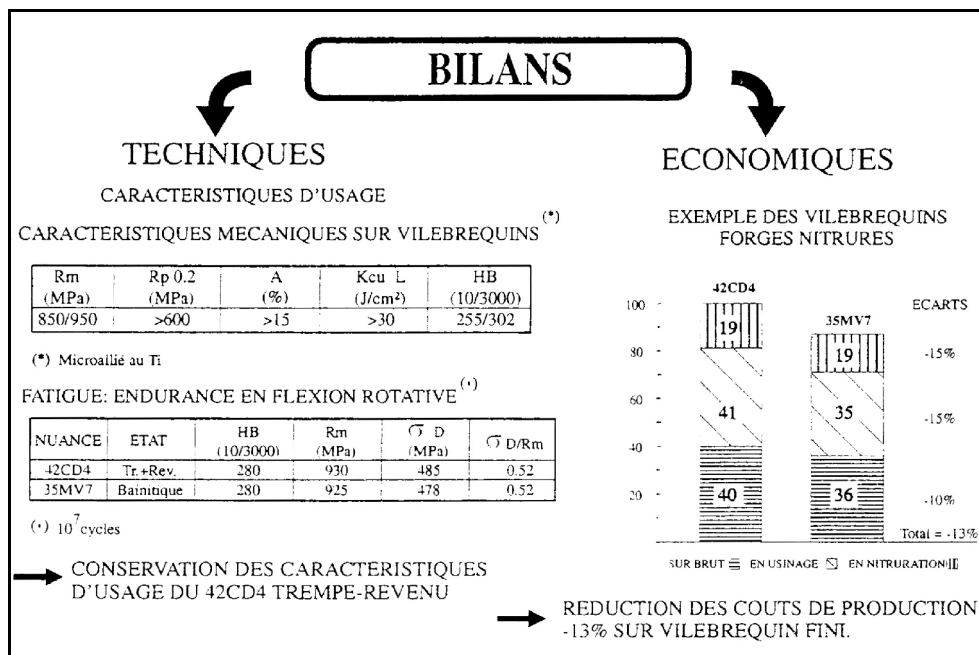


fig. Prédim.22. -

3.2. Prédimensionnement des contrepoids du vilebrequin

{Réf. 40}

Le rôle joué par ces contrepoids est de faire coïncider le centre de masse des masses rotatives avec l'axe du palier, ces masses rotatives étant :

- ▶ la masse des têtes de bielle (2/3 ou 3/4 de la masse de la bielle);
- ▶ la masse des bras de manivelle;
- ▶ la masse du maneton.

La forme générale des contrepoids sera semblable à celle de la figure **fig. Prédim.23.**, où l'on choisira, en avant-projet :

- ▶ $\alpha = 120^\circ$
- ▶ $R_e \approx 1.5 r_m$
- ▶ $b = e$

Le centre de gravité du contrepoids est dans ce cas à une distance r_e donnée par :

$$r_e = \frac{2}{3} \frac{R_e^3 - r_t^3}{R_e^2 - r_t^2} \frac{\sin(\alpha/2)}{(\alpha/2)}$$

S'il n'est pas possible d'obtenir un équilibre correct en-deçà de ces dimensions, on peut soit

- ▶ augmenter α jusqu'à 180° ;
- ▶ augmenter l'épaisseur e ou incliner les flancs;
- ▶ augmenter R_e en tenant compte de la longueur de bielle et de jupe du piston pour éviter tout contact au point mort bas.

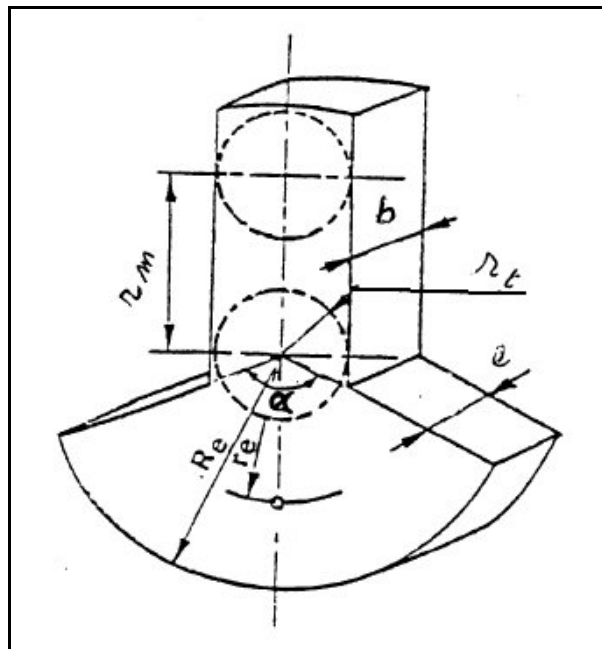


fig. Prédim.23. - Avant-projet de contrepoids.