

AVERTISSEMENT

Les notes ci-après, relatives à la modélisation des différents organes sont donnés à titre exemplatif, et ne constituent nullement un mode de calcul obligé.

<i>CHAPITRE 1. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DU PISTON</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>FICHE PISTON 4 : SEGMENTS du PISTON</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>1.4. Etude de la segmentation</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>1.4.1. Influence de ces différents paramètres</i>	<i>- P4.1 -</i>
<i>1.4.2. Contraintes lors de la mise en place du segment</i>	<i>- P4.2 -</i>
<i>1.4.3. Dimensionnement et vérification des contraintes</i>	<i>- P4.3 -</i>
<i>1.4.4. Jeu minimum de dilatation</i>	<i>- P4.3 -</i>
<i>1.4.5. Dilatation d'étranglement</i>	<i>- P4.4 -</i>

CHAPITRE 1. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DU PISTON

FICHE PISTON 4 : SEGMENTS du PISTON

1.4. Etude de la segmentation

1.4.1. Influence de ces différents paramètres

<u>Notations</u> :	F_t	bande (ou force) tangentielle du segment	N
	p_s	pression spécifique	N/mm^2
	e_s	épaisseur radiale	mm
	h_s	hauteur axiale	mm
	O	ouverture de coupe	mm

Un segment est soumis à une pression radiale répartie. Nous pouvons remplacer cette pression uniforme par une force de traction tangentielle appliquée au bec du segment. Cette force est appelée **bande tangentielle** F_t .

1. *valeur de la bande tangentielle F_t :*

$$F_t = \frac{2}{9\pi} \frac{E O h_s}{(D/e_s - 1)^3} \quad (\text{éq. P4.1.})$$

La pression spécifique p_s du segment sur la paroi du cylindre est importante du point de vue étanchéité. Des valeurs trop faibles de p_s ne suffiraient pas à assurer une étanchéité suffisante, des valeurs trop grandes entraîneraient des pertes par frottement ainsi qu'une usure inadmissible.

2. *valeur de la pression spécifique d'appui p_s :*

$$p_s = \frac{2 F_t}{h_s D} \quad (\text{éq. P4.2.})$$

La pression de contact des segments d'étanchéité p_s résultant de leur élasticité propre, est généralement, pour les segments normalisés, de :

$$p_s = 0.12 \text{ à } 0.20 \text{ N/mm}^2 \quad \text{moteur Diesel (moteurs "lents")}$$
$$p_s = 0.15 \text{ à } 0.25 \text{ N/mm}^2 \quad \text{moteur Otto (moteurs "rapides")}$$

La pression de contact augmente considérablement par l'introduction des gaz derrière le segment.

Il est à remarquer que la pression spécifique p_s est indépendante de la hauteur h_s du segment.

Cette formule s'avère en réalité inexacte puisqu'elle postule que p_s est constant tout au long de la périphérie du segment. En fait, pour les segments de section constante et de structure homogène, la pression spécifique s'avère être naturellement plus élevée de part et d'autre de l'ouverture de coupe. Néanmoins la formule (éq. P4.2.) est généralement admise en pratique.

La contrainte existante dans une section quelconque du segment, due à l'effort F_t situé au milieu de la section, est la somme des contraintes de flexion et des contraintes de compression (poutre à faible courbure). Le maximum de contraintes se situant à l'opposé de la coupe.

3. valeur des contraintes maximales :

$$1) \text{ fibre externe en traction : } \sigma_{e \max} = \frac{6 F_t (D - e_s)}{h_s e_s^2} - \frac{F_t}{h_s e_s} \quad (\text{éq. P4.5.})$$

$$2) \text{ fibre interne en compression : } \sigma_{i \max} = - \left(\frac{6 F_t (D - e_s)}{h_s e_s^2} + \frac{F_t}{h_s e_s} \right) \quad (\text{éq. P4.6.})$$

En pratique, $F_t / (h_s e_s)$ est négligeable devant le premier terme, de même que e_s devant D et l'on admet que la contrainte critique devient :

$$\sigma_{i \max} \approx \frac{6 F_t (D - e_s)}{h_s e_s^2} \approx \frac{6 F_t D}{h_s e_s^2} \quad (\text{éq. P4.8.})$$

contrainte de traction sur la fibre externe à l'opposé de la coupe.

Nous pourrions aussi exprimer la valeur de la contrainte maximum en fonction de la pression moyenne spécifique. Pour ce faire remplaçons F_t de l'équation ci-dessus par F_t fonction de p_s de l'équation de la valeur de la bande tangentielle (éq. P4.2.). Et, en négligeant e_s devant D , nous obtenons :

$$\sigma_{i \max} \approx 3 p_s \left(\frac{D}{e_s} \right)^2 \quad (\text{éq. P4.9.})$$

1.4.2. Contraintes lors de la mise en place du segment

Le segment doit être ouvert au moment de la pose pour permettre son glissement jusque dans sa gorge.

La contrainte maximum de pose se situera, sur la fibre interne, à l'opposé de la coupe et prendra comme valeur (théorie des pièces courbes, en prenant comme hypothèse que l'épaisseur radiale e est faible par rapport au diamètre D) :

$$\sigma_{\max \text{ pose}} = \frac{E e_s}{2} \left(\frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho^*} \right) \quad (\text{éq. P4.10.})$$

Notations : ρ_0 courbure lorsque le segment est à l'état libre (courbure initiale)
 ρ^* courbure lors de la mise en place du segment

Cette contrainte $\sigma_{\max \text{ pose}}$ est responsable de la majorité des classiques ruptures qui se produisent, en service, à l'opposé de la coupe. Lors de la mise en place du segment, on a provoqué une fissure dans la fibre interne du segment, fissure qui, sous l'effet des charges alternées rencontrées en utilisation, se développe jusqu'à la rupture de segment.

Toute la difficulté consiste à déterminer la valeur de cette courbure ρ^* lors de la mise en place du segment dans sa gorge.

Les normes DIN allemandes nous proposent une formule pratique afin de calculer cette contrainte maximale de pose, étant donné que la solution exacte ne se laisse pas calculer :

$$\sigma_{\max \text{ pose}} = \frac{E e_s}{D - e_s} \left(1.26 \left(\frac{D + e_s}{D - e_s} - 1 \right) - 1.84 \left(\frac{2}{3 \pi} \frac{O}{D - e_s} \right) + 0.025 \right) \quad \{\text{éq. P4.11.}\} \{Réf. 13\}$$

et nous vérifierons que celle-ci reste inférieure à la contrainte maximale de flexion permise donnée dans le tableau au § 1.5.2.

1.4.3. Dimensionnement et vérification des contraintes

Démarche à suivre :

Au moyen des tableaux de la {Réf. 13.}, pour la hauteur h_s considérée, (la plus proche de la valeur prédimensionnée), nous pouvons calculer, via (éq. P4.8.), la contrainte maximale existante dans le segment; la force tangentielle F_t étant donnée directement dans le tableau en fonction de la hauteur du segment. Une remarque cependant : cette force tangentielle est calculée pour de la fonte grise (Matière STD).

Nous vérifierons ainsi que la contrainte maximale ainsi calculée est bien inférieure à la contrainte admissible pour la fonte grise (Voir tableau **Prédim. 3.**).

Si ce n'est pas le cas, il faut changer de matériau constitutif du segment et, moyennant adaptation de la force tangentielle donnée dans le tableau, revérifier le non-dépassement de la contrainte admissible du matériau choisi.

Ensuite nous vérifierons que l'on ne dépasse pas la contrainte admissible de pose (via (éq. P4.11.)). Pour ce faire, il s'agira de retrouver la valeur de l'ouverture de coupe O au moyen de la formule (éq. P4.1.).

Enfin, via (éq. P4.2.), nous calculerons la valeur de la pression spécifique afin de vérifier que celle-ci se situe bien dans l'intervalle acceptable.

1.4.4. Jeu minimum de dilatation

Pour une raison évidente d'étanchéité, la fente subsistant après placement doit être aussi faible que possible, mais il doit subsister un minimum, dans le cas des moteurs à combustion interne, pour permettre la dilatation thermique, car la température des segments, dont la dilatation périphérique n'est pratiquement pas entravée, est plus élevée que celle du cylindre.

Valeur du jeu minimum j_f (jeu à la coupe) :

$$j_f \geq \pi D (\Delta T_s \alpha_s - \Delta T_c \alpha_c) \quad \{\text{éq. P4.12.}\} \quad \{Réf. 12\}$$

<u>Notations :</u>	j_f	jeu lorsque le segment est fermé	mm
	α_s	coefficient de dilatation du segment	K^{-1}
	α_c	coefficient de dilatation du cylindre	K^{-1}
	ΔT_s	variation de température du segment entre la pose (20 °C et la température de fonctionnement (≈ 250 °C))	K
	ΔT_c	variation de température du cylindre entre "à froid" et "à chaud" (≈ 120 °C)	K

Le jeu minimum est donné aussi par :

$$j_f = 0.2 \dots 0.8 \text{ mm} \quad \{Réf. 25\}$$

$$j_f \approx 0.006 D \quad \text{Segment chromé coupe feu} \quad \{Réf. 26\}$$

$$j_f \approx 0.004 D \quad \text{Autres segments} \quad \{Réf. 26\}$$

Nous pourrions comparer celui-ci avec celui donné à la référence {Réf. 13.}.

1.4.5. Dilatation d'étranglement

A la température de fonctionnement du moteur, la gorge du segment risque de bloquer celui-ci de par sa dilatation. Il faudra donc prévoir un jeu minimum de dilatation (Voir figure **fig. P4.1.**).

Valeur du jeu minimum gorge - segment j_e :

$$j_e \geq \Delta T_s (h_s \alpha_s + h_{\text{gorge}} \alpha_{\text{gorge}}) \quad (\text{éq. P4.16.}) \quad \{Réf. 12\}$$

<u>Notations</u> :	j_e	jeu gorge - segment	mm
	ΔT_s	variation de température du segment	K
	α_s	coefficient de dilatation du segment	K ⁻¹
	h_s	hauteur du segment	mm
	h_{gorge}	hauteur de la gorge	mm

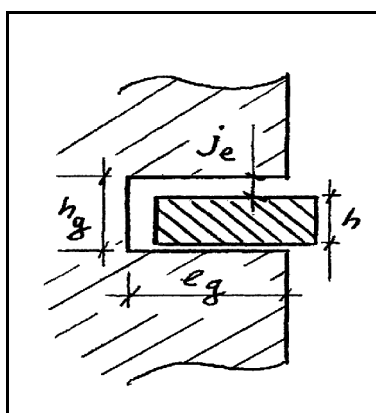


fig. P4.1. - Jeux.

En général, la hauteur de gorge h_{gorge} est de l'ordre de (jeu de battement) :

$$h_{\text{gorge}} \approx h_s + (0.0003 \dots 0.0008) D \quad (\text{Racleur}) \quad \{Réf. 25\}$$

$$h_{\text{gorge}} \approx h_s + (0.0005 \dots 0.0012) D \quad (\text{Feu et étanchéité (gros Diesel)}) \quad \{Réf. 1\}$$

$$h_{\text{gorge}} \approx h_s + (0.15 \dots 0.20) \text{ mm} \quad (\text{Feu et étanchéité (Diesel)}) \quad \{Réf. 26\}$$

$$h_{\text{gorge}} = h_s + (0.03 \text{ à } 0.05) \text{ mm} \quad (\text{Feu et étanchéité}) \quad \{Réf. 25\}$$

Tandis que la profondeur de gorge e_{gorge} est de l'ordre de (jeu radial) :

$$e_{\text{gorge}} = e_s + (0.3 \text{ à } 0.4) \text{ mm} \quad (\text{Racleur}) \quad \{Réf. 25\}$$

$$e_{\text{gorge}} \approx e_s + (0.0025 \dots 0.0060) D \quad (\text{Gros Diesel}) \quad \{Réf. 1\}$$

$$e_{\text{gorge}} = e_s + (0.2 \text{ à } 0.3) \text{ mm} \quad (\text{Feu et étanchéité}) \quad \{Réf. 25\}$$

C'est-à-dire que le jeu radial est 5 à 10 fois supérieur au jeu axial (de battement).