

Etude du frein d'arbre intermédiaire.

Le choix de Mercedes de remplacer les synchroniseurs de la boîte principale par de simples crabots, impose de freiner l'arbre intermédiaire afin de permettre le passage des vitesses. Le constructeur annonce qu'il faut que la différence des vitesses entre l'arbre secondaire et le pignon cible soit inférieure à **50 tr.min⁻¹** afin de pouvoir passer la vitesse (craboter le pignon cible). Cette consigne ne poserait aucun problème si on n'imposait pas une limite temporelle ; en effet, au bout d'un certain temps (embrayage débrayé) l'arbre intermédiaire et donc le pignon "fou" visé finiraient par ralentir suffisamment pour autoriser le passage.
Cahier des charges constructeur : temps de passage d'un rapport en **18 ms** maxi.

➤ Etude statique du piston 4 afin de déterminer l'effort presseur F_d sur les disques du frein.

On donne la modélisation des actions mécaniques des forces extérieures sur le piston **4** : (le poids des pièces et le frottement des joints sont négligés).

Valeurs de contrôle et de réglage : Cote de contrôle des disques intérieurs : neuf \Rightarrow 2,5 mm
limite d'usure \Rightarrow 2,3 mm

Caractéristiques disques de friction : $\varnothing_{int} = 64,5 \text{ mm}$; $\varnothing_{ext} = 87 \text{ mm}$

Course piston : 1 mm Pression de service : env. 8,5 bars

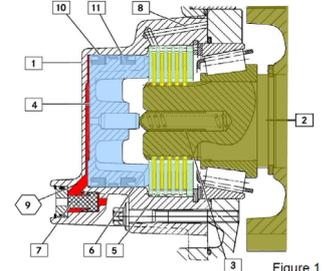
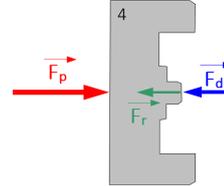


Figure 1

- 5.3.1. Appliquer le PFS et donner l'expression littérale de l'effort dû à la pression F_p en fonction de l'effort presseur F_d qui agit sur les disques **5** et de la force du ressort F_r .
- 5.3.2. Calculer la force générée par le ressort : F_r .

On donne : raideur du ressort : $k = 5 \text{ N.mm}^{-1}$
longueur à vide : $l_0 = 60 \text{ mm}$
longueur monté : $l_1 = 50 \text{ mm}$
course du piston : $c = 1 \text{ mm}$

➤ Vérification du temps de passage :

Dans le cas du passage de 3R à 4L, l'arbre intermédiaire tourne initialement à 1400 tr.min^{-1} et l'arbre de sortie de boîte (arbre porte-satellite) tourne à 309 tr.min^{-1} . (voir tableau page A11/16).

On suppose que le ralentissement naturel de l'arbre intermédiaire l'amène à environ 1350 tr.min^{-1} .

A la suite du changement de gamme via le synchro SG du groupe multiplicateur, l'arbre secondaire passe de 1360 tr.min^{-1} à 309 tr.min^{-1} .

Pour pouvoir craboter le pignon **1** (4L), il faut donc réduire la vitesse du pignon **1** jusqu'à la vitesse de l'arbre secondaire 309 tr.min^{-1} .

Dans ces conditions l'arbre intermédiaire tourne à 845 tr.min^{-1} .

Le frein d'arbre intermédiaire doit donc être en mesure de ralentir l'arbre intermédiaire de 1350 tr.min^{-1} à $845 \pm 50 \text{ tr.min}^{-1}$ en moins de 18 ms.

On se propose ici de déterminer la valeur de la pression juste nécessaire au niveau du frein d'arbre intermédiaire pour satisfaire ces deux contraintes du constructeur :

- 5.3.3. Indiquer la fréquence de rotation en tr.min^{-1} de l'arbre intermédiaire à partir de laquelle le crabotage peut débuter.
- 5.3.4. En utilisant l'équation qui relie vitesse de rotation (ω) de l'arbre intermédiaire à son accélération angulaire ($\dot{\omega}$) dans le cas d'un mouvement de rotation uniformément décéléré, déterminer la valeur de la décélération minimale pour $\Delta t = 18 \text{ ms}$ max.
- 5.3.5. Appliquer le Principe Fondamental de la Dynamique à l'arbre intermédiaire et déterminer la valeur du couple de freinage minimal nécessaire C_f .

Hypothèses : l'embrayage est débrayé et le pignon **2** n'est plus craboté. On donne : inertie arbre intermédiaire et pignons "fous" ramenées sur l'arbre intermédiaire : $J = 0,205 \text{ kg.m}^2$

Pour la suite des questions, quels que soient les résultats précédents on prendra : $C_f = 545 \text{ N.m}$

- 5.3.6. En utilisant la relation donnée ci-dessous, entre couple transmissible et effort presseur :

$$C = n \times N \times \mu \times R_{\text{moy}} \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} C : \text{couple transmissible en N.m} \\ N : \text{effort normal en Newton} \\ n : \text{nombre de surfaces de friction} \\ \mu : \text{facteur d'adhérence} \\ R_{\text{moy}} : \text{rayon moyen en mètre} \end{array} \right.$$

- Donner l'expression littérale permettant d'obtenir l'effort presseur F_d en fonction du couple de freinage C_f et des caractéristiques du frein ; puis faire l'application numérique.

On donne : nombre de disques intérieurs : $n_d = 5$
diamètre extérieur : $\varnothing_{\text{ext}} = 87 \text{ mm}$
diamètre intérieur : $\varnothing_{\text{int}} = 64,5 \text{ mm}$
facteur d'adhérence : $\mu = 0,4$

Pour la suite des questions, quels que soient les résultats précédents on prendra : $F_d = 3600 \text{ N}$

- 5.3.7. En utilisant les résultats précédents, déterminer la valeur de la pression minimale nécessaire pour satisfaire le cahier des charges. On donne : $\varnothing_{\text{piston}} = 84,3 \text{ mm}$.
- 5.3.8. Le technicien vérifie que la pression de service est de **8,5 bars**. Le frein d'arbre intermédiaire peut-il être mis en cause ?

Q 5.3.1. PFS en projection sur l'axe du piston : $F_p - F_d - F_r = 0 \Rightarrow F_p = F_d + F_r$

Q 5.3.2. $F_r = k \times \Delta l = k \times (l_0 - l_1 + 1) = 55 \text{ N}$

Q 5.3.3. $845 + 50 = 895 \text{ tr.min}^{-1}$

Q 5.3.4. $\rightarrow \omega = \omega' \times (t - t_0) + \omega_0$ D'où $\omega' = \Delta\omega / \Delta t = 2647 \text{ rd.s}^{-2}$

Q 5.3.5. PFD : $C_f = J \times \omega' = 543 \text{ N.m}$

Q 5.3.6. $C_f = 2 \times n_d \times F_d \times \mu \times (\varnothing_{\text{ext}} + \varnothing_{\text{int}}) / 4 \Rightarrow F_d = 3597 \text{ N.m}$

Q 5.3.7. $F_p = F_d + F_r = 3655 \text{ N}$ Or $F_p = p \times S_{\text{piston}} \Rightarrow p = 6,55 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Q 5.3.8. Non : $8,5 > 6,55$