

DOSSIER QUESTIONS

Problématique :

Le conducteur signale un problème au niveau du passage des vitesses.

On se propose de justifier l'intérêt de l'étagement de la boîte et de rechercher les causes de dysfonctionnement interdisant l'utilisation de la transmission dans son intégralité.

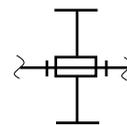
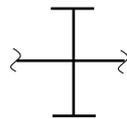
1. Analyse structurelle de la boîte de vitesses Powershift Mercedes

1.1. Compléter la *figure 1* du document réponse page C1/8, en indiquant dans les cases où se situent :

- l'arbre primaire (moteur)
- l'arbre secondaire
- l'arbre intermédiaire
- le frein d'arbre intermédiaire
- l'arbre de transmission vers l'essieu.

1.2. A l'aide du dossier ressource pages A5/16 et A6/16, compléter le schéma cinématique (figure 2 page C1/8) pour le rapport **5R**.

Vous représenterez une liaison encastrement lorsque le pignon est craboté et une liaison pivot lorsqu'il reste "fou".



Préciser sur le schéma (**5R** page C1/8), à l'aide d'un trait rouge, le cheminement du mouvement depuis l'entrée **E** jusqu'à la sortie **S**.

1.3. On se place dans le cas d'une "prise directe" au niveau du groupe multiplicateur (gamme).

A l'aide du document ressource pages A4/16, A5/16 et A9/16.

- 1.3.1. Comment l'arbre primaire peut-il entraîner en rotation l'arbre intermédiaire ?
- 1.3.2. Lorsque les crabots 2-3 et 1-AR sont en position milieu telle que représentés sur les schémas, la vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire est-elle indépendante de celle de l'arbre secondaire ? Justifier.

Le groupe multiplicateur (gamme)

Les calculs seront détaillés sur feuilles de copie, les résultats reportés sur le document réponse.

1.4. Le groupe multiplicateur reprend la même architecture que sur les précédentes boîtes de vitesses Mercedes. Il s'agit d'un réducteur à train planétaire de type I qui, selon la position du synchroniseur, permet d'avoir deux rapports de transmission : gamme "low" lente (GL) et gamme "high" rapide (GR).

- 1.4.1. Compléter la *figure 4*, sur le document réponse C2/8, le schéma cinématique du groupe multiplicateur dans le cas où le synchroniseur est à gauche (voir *figure 3*).
- 1.4.2. Déterminer la raison basique du train épicycloïdal : r_b .

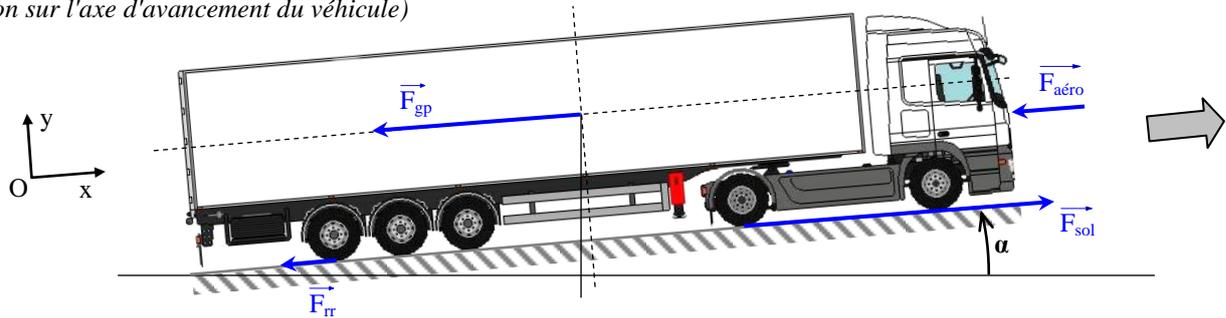
Rappel : Formule de Willis
$$r_b = \frac{\omega_{C/0} - \omega_{PS/0}}{\omega_{P/0} - \omega_{PS/0}} = (-1)^n \times \frac{Z_p}{Z_c}$$

- 1.4.3. Déterminer alors, pour cette configuration, le rapport de transmission $i_{G..}$. Vous préciserez (en indice) s'il s'agit de la gamme lente i_{GL} ou rapide i_{GR} .

2. Adaptation de la puissance du moteur aux conditions de roulage du véhicule

Modélisation simplifiée pour la représentation des actions extérieures s'exerçant sur le véhicule lorsqu'il gravit une pente. A7/16

(projection sur l'axe d'avancement du véhicule)



<p>Force de traînée aérodynamique.</p> $F_{aéro} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot S \cdot C_x \cdot V_{véh}^2 \quad (\text{en N})$	<p>Force de résistance au roulement (de toutes les roues).</p> $F_{rr} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot k_{rr} \quad (\text{en N})$
<p>Composante de la force de gravité due à la pente.</p> $F_{gp} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (\text{en N})$	<p>Action du sol sur les roues motrices.</p> $F_{sol} = \frac{C_{roue}}{R_{roue}} \quad (\text{en N})$

On se propose de vérifier que la pente maximale que le véhicule peut gravir en **6R à 90 km.h⁻¹** est de 2,4% qui correspond à un angle α de 1,37°.

2.1. A partir des caractéristiques des pneumatiques (A7/16), calculer le rayon de la roue, **R_{roue} en m** ;

Quel que soit le résultat, on prendra $R_{roue} = 0,5 \text{ m}$ pour la suite des calculs

2.2. Calculer la fréquence de rotation du moteur lorsque le véhicule roule à 90 km.h⁻¹ en 6R, **N_m en tr.min⁻¹** ;

2.3. 1080 tr.min⁻¹ correspond au « régime d'accrochage » du turbo compresseur, en deçà le taux de suralimentation est trop faible et le couple moteur s'écroule (document A6/16).

La plage de régime que doit exploiter le conducteur s'étend donc du régime de couple maxi au régime de puissance maxi.

Lorsque le profil de la route le permet, le régime moteur exploité doit être celui de moindre C_{sp}.

2.3.1. Donner la valeur de la puissance fournie par le moteur **P_m** pour le régime de rotation trouvé à la question 2.2, correspondant à $V_{véh} = 90 \text{ km.h}^{-1}$ (lire sur le graphe A6/16), **P_m**.

2.3.2. Calculer la puissance disponible aux roues, **P_{roues}**, lorsque le moteur développe **P_m** à ce régime de rotation moteur (rappel C_{sp} mini) en 6R, prise directe.

2.3.3. Calculer la puissance nécessaire pour vaincre la résistance de l'air à 90 km.h⁻¹, **P_{aéro}**.

2.3.4. Calculer la puissance nécessaire pour vaincre la résistance au roulement des pneumatiques, **P_{rr}** (à 90 km.h⁻¹).

2.3.5. Calculer la puissance résistante exercée par la force de gravité due à la pente de 2,4%, **P_{gp}** ($P_{gp} = F_{gp} \times V_{véh}$).

2.3.6. Calculer la puissance résistante totale, **P_{résist_totale}** ; conclure.

Adaptation de la boîte de vitesses aux conditions de roulage du véhicule

Nous venons de voir que la pente maximale que le véhicule peut gravir en roulant à 90 km.h^{-1} en 6R est de 2,4%.

Le moteur tourne à 1360 tr.min^{-1} et développe une puissance $P_m = 278 \text{ kW}$ pour une puissance motrice aux roues, $P_{\text{roues}} = 264 \text{ kW}$, le limiteur de vitesse étant actif, le véhicule ne peut pas dépasser 90 km.h^{-1} . Si le véhicule rencontre une pente supérieure à 2,4%, pour obtenir un gain de puissance motrice le régime moteur doit augmenter (puisque $P_{m,\text{max}} = 300 \text{ kW}$ est atteint pour un régime supérieur à 1500 tr.min^{-1}), mais comme la vitesse véhicule est limitée à 90 km.h^{-1} , il faut tomber un rapport et passer en 6L pour que le moteur puisse tourner plus vite.

Donc, lorsque la pente est supérieure à 2,4%, pour pouvoir rouler à une vitesse la plus proche possible de 90 km.h^{-1} , le conducteur doit choisir le rapport qui permet d'utiliser le moteur sur la plage de puissance maximale.

Pour des rapports inférieurs à 6R, le rendement de boîte de vitesses est : $\eta_{\text{BV}} = 0,95$.

2.4. On se propose de déterminer quel est le rapport de boîte le mieux adapté pour gravir une pente de 6% à une vitesse véhicule la plus élevée possible.

- 2.4.1.** Quelle est la plage de régime de rotation du moteur sur laquelle la puissance fournie par le moteur, P_m , est maximale (supérieure à 297 kW – graphe A6/16) ?
- 2.4.2.** Calculer la puissance maximale qui peut être restituée aux roues, $P_{\text{roues,max}}$ lorsque le moteur travaille dans cette plage de régime de rotation. Tracer cette valeur sur le graphe page C3/8.

Quels que soient les résultats précédents on prendra : $P_{\text{roues,max}} = 276 \text{ kW}$

- 2.4.3.** Choix d'un rapport en fonction du profil de la route :
Le véhicule roule sur un profil plat à 90 km.h^{-1} en 6R, le véhicule rencontre une cote de 6%, à l'aide des graphes proposés page C3/8, établir les caractéristiques suivantes :

Tracer sur les graphes (C3/8) les lignes permettant de trouver les valeurs correspondantes.

- ❑ à partir du graphe 1,
 - a/ donner la puissance aux roues qui serait nécessaire pour gravir la pente de 6% en conservant la vitesse de 90 km.h^{-1} .
 - b/ connaissant la puissance maximale disponible aux roues, lire sur le graphe la vitesse maximale à laquelle le véhicule pourra gravir cette pente ;
- ❑ à partir du graphe 2,
 - c/ à partir de cette vitesse, indiquer les rapports de boîte possibles ;
 - d/ déterminer alors les régimes moteur correspondants
 - e/ justifier le rapport retenu en vous appuyant sur le résultat de la question 2.4.1.

Nous venons de voir que le moteur dispose d'une plage de régime sur laquelle la puissance est constante. Cette caractéristique permet un agrément de conduite car si la pente augmente légèrement, le véhicule perd de la vitesse mais le rapport engagé peut être conservé puisque la puissance ne diminue pas, si la pente diminue, le véhicule gagne de la vitesse.

3. Etude thermodynamique du moteur

Nous allons étudier les paramètres du moteur qui permettent de maintenir une puissance constante sur une plage de régime moteur donnée.

Pour que P_m soit constant lorsque N_m augmente, il faut que le couple moteur diminue proportionnellement au régime de rotation moteur.

Nous allons étudier le cycle théorique du moteur Diesel afin de déterminer les paramètres qui permettent de faire évoluer le couple moteur.

Hypothèses :

Le cycle mixte (ou cycle de Sabathé) est celui qui modélise au mieux les transformations subies par le gaz, considéré parfait dans un moteur diesel.

On considère les transformations, **1-2** et **4-5**, comme des transformations **isentropiques**.

On admet que le fluide qui subit les transformations est de l'air.

On donne :

Régime moteur : $N_m = 1500 \text{ tr.min}^{-1}$

Pouvoir calorifique inférieur du gazole :

$$P_{ci} = 42\,500 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Dosage stœchiométrique du gazole : $d_{sto} = 1/14,88$

Constante spécifique de l'air : $r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$;

$$\gamma = 1,4$$

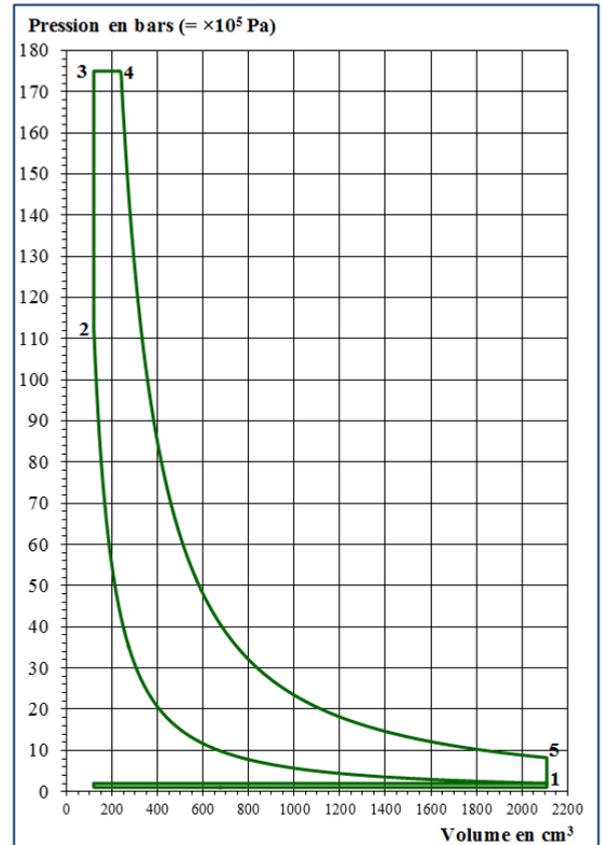
Transformation 1-2 : compression isentropique.

Transformation 2-3 : combustion isochore.

$$\text{avec } p_3 = 1,75 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

Transformation 3-4 : combustion-détente isobare.

Transformation 4-5 : détente isentropique.



Données du constructeur :

La pression en début de compression : $p_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

La température à l'admission : $T_1 = 50 \text{ °C}$

Taux de détente de combustion isobare : $\tau_d = \frac{V_4}{V_3} = 2,2$

Calculs préliminaires :

3.1. Déterminer la cylindrée unitaire, C_u .

3.2. Déterminer le volume dans un cylindre offert au gaz au point mort bas V_1 et au point mort haut V_2 .

3.3. Déterminer les expressions littérales des capacités thermiques massiques de l'air à volume constant, c_v , et à pression constante, c_p . Calculer les valeurs numériques de c_v et c_p .

3.4. Calculer la masse d'air qui subit le cycle pour un cylindre, m_{air} , (masse d'air qui occupe le volume V_1).

Étude du cycle : quels que soient les résultats précédents on prendra :

$$V_1 = 2110 \text{ cm}^3 ; V_2 = 119 \text{ cm}^3 ; c_v = 717 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} ; c_p = 1005 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} ; m_{air} = 4,5 \text{ g}$$

3.5. Déterminer les valeurs des grandeurs physiques du gaz, p_2 et T_2 , au point 2 du cycle (fin de compression isentropique).

3.6. Déterminer le travail W_{1-2} , reçu par le gaz durant la compression isentropique.

- 3.7. Déterminer la température du gaz, T_3 , au point 3 du cycle (fin de combustion isochore).
- 3.8. Déterminer le travail reçu par le gaz durant la combustion isochore, W_{2-3} .
- 3.9. Déterminer les valeurs des grandeurs physiques du gaz, V_4 et T_4 , au point 4 du cycle (fin de combustion isobare).
- 3.10. Déterminer le travail $W_{3,4}$, cédé par le gaz durant la combustion - détente isobare.
- 3.11. Déterminer les valeurs des grandeurs physiques du gaz, V_5 , p_5 et T_5 , au point 5 du cycle (fin de détente isentropique).
- 3.12. Déterminer le travail cédé par le gaz durant la détente isentropique, W_{4-5} .

Quels que soient les résultats précédents on prendra :

$$W_{12} = 2275 \text{ J} ; W_{24} = -2499 \text{ J} ; W_{45} = -6478 \text{ J} ;$$

Et on néglige le travail de la boucle de transvasement.

- 3.13. Calculer le travail du cycle pour un cylindre, W_{cycle} .
En déduire la puissance théorique totale à $1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ (moteur 6 cylindres).
- 3.14. A partir du rendement de forme, $\eta_f = 0,665$, et du rendement mécanique $\eta_m = 0,89$ déterminer la puissance moteur.
- 3.15. Etude des paramètres sur lesquels le motoriste peut agir afin de maintenir une puissance constante.
Nous vous proposons un tableau de synthèse montrant les paramètres moteur pour les deux valeurs extrêmes du régime de rotation de la plage de puissance constante.

N_m (tr.min ⁻¹)	P_m (kW)	C_m (N.m)	$P_{\text{admission}}$ p_1 (Pa)	m_{air} (mg) par cylindre et par cycle	m_{gazoil} (mg) par cylindre et par cycle	$W_{\text{cycle,th}}$ (J)	C_{th} (N.m)	richesse
1500	297	1900	$2 \cdot 10^5$	4552	249,5	6702	3200	0,86
1800	300	1600	$2 \cdot 10^5$	4552	231	6180	2951	0,8

Justifier sur quel paramètre le calculateur agit pour maintenir la puissance constante sur la plage de régime de rotation : $1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1} - 1800 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$.

4. Gestion du passage des rapports

4.1. Organisation structurelle et fonctionnelle du dispositif de commande des rapports

A partir du schéma d'organisation structurelle et fonctionnelle de la boîte (page A9/16) ainsi que du schéma technologique (page A5/16),

4.1.1. Les actionneurs (Compléter le tableau page C4/8)

- Associer l'actionneur à sa fonction : dans la colonne repères, donner le numéro de l'actionneur correspondant à la fonction définie.
- Définir les électrovannes qui le commandent : dans la colonne électrovanne(s) donner le numéro des électrovannes qui commandent l'actionneur.
- Donner le nombre de positions que le piston de l'actionneur peut prendre : répondre dans la colonne nombre de positions.

4.1.2. Les capteurs (Compléter le tableau page C4/8)

Associer le capteur à sa fonction : dans la colonne repère, donner le numéro du capteur correspondant à la fonction définie.

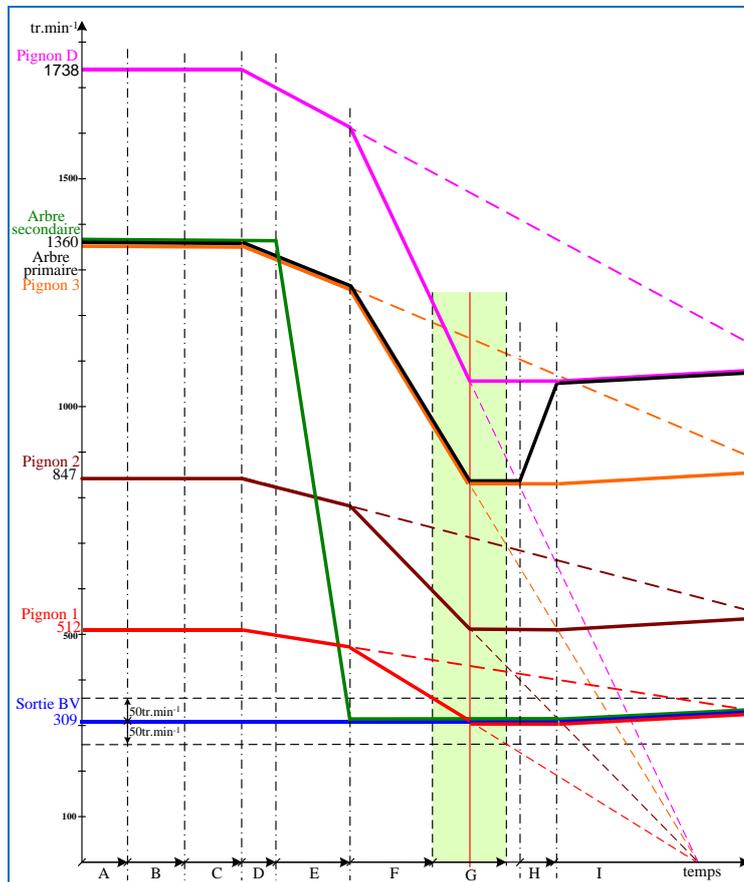
4.2. Procédure de commande des rapports (A10/16 à A12/16).

➤ Passage de 3R à 4L

Conditions initiales :

Le véhicule roule à $20,5 \text{ km.h}^{-1}$, l'arbre secondaire est lié au pignon 3, l'arbre primaire est lié au pignon 3

Régime de l'arbre primaire	Régime du pignon D	Régime du pignon 3	Régime du pignon 1	Régime de l'arbre secondaire	Régime de l'arbre de sortie de boîte	Vitesse véhicule
1360 tr.min^{-1}	1738 tr.min^{-1}	1360 tr.min^{-1}	512 tr.min^{-1}	1360 tr.min^{-1}	309 tr.min^{-1}	$20,5 \text{ km.h}^{-1}$



A partir du graphe des vitesses de rotation des arbres et pignons de la boîte de vitesses en fonction des actions réalisées par le dispositif de commande.

Compléter le tableau page C5/8, pour chacune des phases de fonctionnement :

Vous pouvez vous inspirer des exemples donnés pages A11/16 et A12/16.

4.3. A l'aide du dossier ressource (en particulier le document constructeur page A9/16),

Pour les vitesses **5R**, **6R** et **AR1** :

- identifier sur le document réponse C4/8 les électrovannes que le calculateur doit actionner.

case blanche = non actionnée

case grise = actionnée.

- poser le calcul du rapport de transmission dans le tableau du document réponse C4/8.

➤ légende "combinaison": SL → diviseur lent (split low)

SR → diviseur rapide (split high)

1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème} et AR

GL → gamme lente

GR → gamme rapide

5. Analyse de dysfonctionnement.

Description des symptômes constatés par le chauffeur

Le conducteur se plaint de rencontrer des difficultés de passage des rapports montants ou descendants, il a fait les constatations suivantes :

- Les séquences de passage de vitesses de lente vers rapide ou de rapide vers lente fonctionnent correctement, par exemple de 1L à 1R, de 2L à 2R, etc... ou de 5R à 5L, de 6R à 6L, etc. par exemple,
- La première lente ou rapide fonctionne toujours correctement.
- La marche arrière lente ou rapide fonctionne toujours correctement.
- Les changements de rapport montants (par exemple de 1R à 2L, de 2R à 3L, etc.), et descendants, (par exemple de 4L à 3R ou de 5L à 4R etc.), ne s'effectuent pas systématiquement. Le problème survient toujours lorsque le conducteur veut monter ou descendre les rapports : 1, 2, 3, 4, 5, ou 6.

Les changements de rapports passent de façon aléatoire, parfois une vitesse passe et parfois non.

Le technicien, à l'aide de l'outil de diagnostic met hors de cause le calculateur de boîte ainsi que l'embrayage.

5.1. Analyse des symptômes, identification de la fonction et de ses éléments constitutifs pouvant être incriminés.

Vous répondrez aux questions en complétant le dossier réponse page C6/8.

- Définir la fonction qui peut-être incriminée en justifiant le raisonnement suivi.
- Enumérer les éléments qui peuvent être responsables de la défaillance de cette fonction.
Le test de l'élément est-il accessible à la mesure ou au contrôle visuel par le technicien ?
- La pression d'air du réseau peut-elle être mise en cause ?

5.2. Mise en situation du véhicule afin de réaliser les tests de recherche de l'élément responsable de la défaillance.

- Le camion est installé sur un banc à rouleaux.
- La boîte de vitesses est en panne, il est seulement possible de monter du rapport 1L au rapport 1R ou de descendre du rapport 1R au rapport 1L.
- Le régime moteur est de 1800 tr.min^{-1} .
- Le rapport 1R est engagé.
- Les roues motrices tournent à une vitesse correspondant à une vitesse véhicule de $10,2 \text{ km.h}^{-1}$.
- La tension de service est de 24 volts.
- Est-il possible de réaliser une commande forcée individuelle à l'aide de la station diagnostic des actionneurs de commande des différents cylindres, lorsque le véhicule est sur banc à rouleau, moteur tournant ? Justifier la réponse.

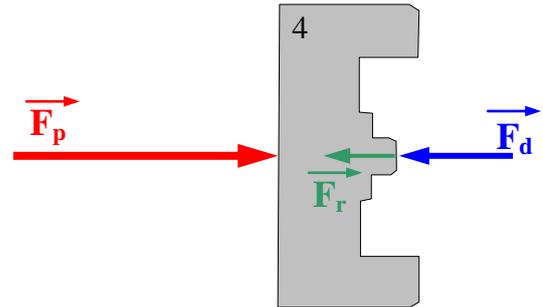
5.3. Etude du frein d'arbre intermédiaire. (A13/16)

Le choix de Mercedes de remplacer les synchroniseurs de la boîte principale par de simples crabots, impose de freiner l'arbre l'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).



(voir doc ressource A13/16)

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 montée : $l_1 = 50 \text{ mm}$
 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 S_G 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 calculateur :

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 : $F_d = 3600 \text{ N}$

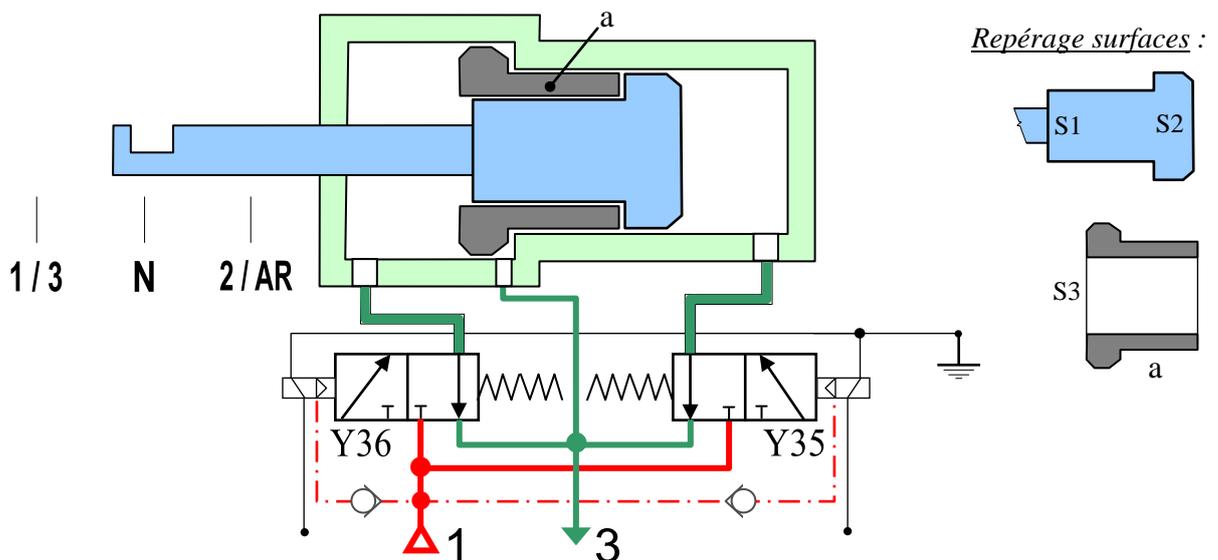
- 5.3.7. En utilisant les résultats précédents, déterminer la valeur de la pression minimale nécessaire pour satisfaire le cahier des charges.

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 ?

5.4. Analyse du fonctionnement du module pneumatique de rapport de boîte. (A14/16)

Le module de rapport de boîte, représenté ci-dessous, est piloté par deux électrovannes (distributeurs 3/2). Il permet de sélectionner trois positions (**1/3**, **N** et **2/AR**) grâce à l'utilisation d'un piston flottant (a) en complément du piston principal (cylindre de commande).



Dans le 1^{er} cadre du document réponse C7/8 : on donne la position du module de rapport de boîte pour le passage des rapports impairs : **1/3**,

On demande alors :

- 5.4.1. Pour le passage en position neutre : **N**, dans le 2^{ème} cadre du document réponse C7/8 :

- indiquer la ou les électrovanne(s) activée(s) à l'aide du symbole [⚡] ;
 □ représenter alors les pré-actionneurs dans les positions correspondantes ;
 □ représenter le cylindre avec sa tige de commande ainsi que le piston flottant dans leurs positions respectives.

⇒ Données : $S1 < S2$; $S2 < S1 + S3$ ($S1 = \text{surface gauche du piston principal tige déduite}$)

- colorier les conduites avec les couleurs correspondantes
 (vert → échappement ; rouge → alimentation)

- 5.4.2. Pour le passage des rapports pairs : **2/AR**, dans le 3^{ème} cadre du document réponse C7/8 :

Mêmes questions que précédemment.

5.5. Contrôle de la chaîne de mesure des régimes de rotation (A10/16)

Rappels :

- ❑ Le camion est installé sur un banc à rouleaux.
- ❑ La boîte de vitesses est en panne, il est seulement possible de monter du rapport 1L au rapport 1R ou de descendre du rapport 1R au rapport 1L.
- ❑ Le régime moteur est de 1800 tr.min^{-1} .
- ❑ Le rapport 1R est engagé.
- ❑ Les roues motrices tournent à une vitesse correspondant à une vitesse véhicule de $10,2 \text{ km.h}^{-1}$.
- ❑ La tension de service est de 24 volts.

5.5.1. Contrôle de la chaîne de mesure de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie de boîte de vitesses (associée au capteur B57). Compléter le tableau 2 du dossier réponse page C8/8.

Les contrôles se font au voltmètre et à l'oscilloscope en mesurant par rapport à la masse.

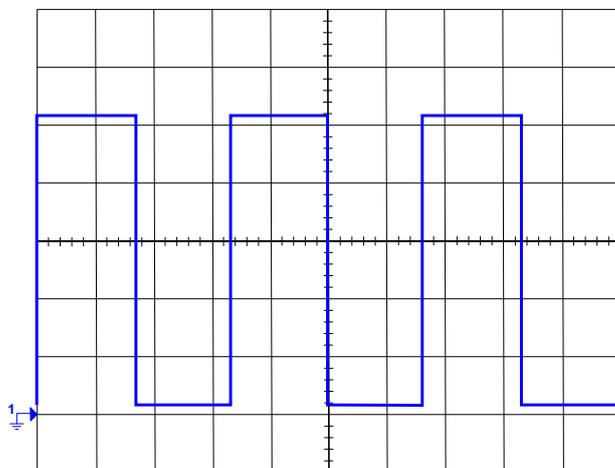
- Définir les broches sur lesquelles les mesures doivent être effectuées.
- Donner la valeur attendue.

❑ Le technicien effectue la mesure suivante à l'oscilloscope sur la broche portant le signal (référence à la masse du véhicule)

Calibre tension : 5 V/div ; Base temps : 10 ms/div

5.5.2. Analyser le signal :

- le niveau de tension est-il correct ?
- mesurer la période du signal ;
- calculer la fréquence de rotation de l'arbre de sortie de boîte correspondant à cette période mesurée ;
- calculer la fréquence de rotation de l'arbre secondaire attendue ;
- conclusion : La chaîne de mesure est-elle correcte ?



❑ Le technicien effectue la mesure suivante à l'oscilloscope sur la broche portant le signal (référence à la masse du véhicule)

Calibre tension : 0,5 V/div ; Base temps : 1 ms/div

5.5.3. Analyser le signal :

- à l'aide du document ressource A10/16, conclure.
- justifier la défaillance.

