



**LE RÉSEAU DE CRÉATION  
ET D'ACCOMPAGNEMENT PÉDAGOGIQUES**

**Ce document a été mis en ligne par le Canopé de l'académie de Montpellier  
pour la Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.**

**Ce fichier numérique ne peut être reproduit, représenté, adapté ou traduit sans autorisation.**

Examen : BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR	SESSION 2016	
Spécialité : APRÈS-VENTE AUTOMOBILE	Code : AVE4SCP	
Épreuve : E4 -ANALYSE DES SYSTÈMES ET CONTRÔLE DES PERFORMANCES	Durée : 6h	Coef : 4

**BTS AVA**  
**ANALYSE DES SYSTÈMES ET CONTRÔLE DES PERFORMANCES**

**Boîte de vitesses Powershift Mercedes**

**Composition du sujet :**

Dossier ressource .....page A1/16 à A16/16  
Dossier questions ..... page B1/10 à B10/10  
Dossier réponses ..... page C1/8 à C8/8

Il est recommandé de lire rapidement le dossier ressource.

Les différentes parties du sujet sont indépendantes, mais il est préférable de suivre la progression proposée afin de répondre correctement à la problématique posée.



**Le dossier réponses est à compléter et à joindre aux feuilles de copie.**

**Barème / 200**

**Partie 1 – Analyse structurelle de la boîte de vitesses / 25**

Question	1.1	1.2	1.3.1	1.3.2	1.4.1	1.4.2	1.4.3
Points	3	6	3	3	4	3	3

**Partie 2 – Adaptation de la puissance moteur / 36**

Question	2.1	2.2	2.3.1	2.3.2	2.3.3	2.3.4	2.3.5	2.3.6
Points	3	4	2	2	3	3	3	4
Question	2.4.1	2.4.2	2.4.3					
Points	2	2	8					

**Partie 3 – Étude thermodynamique du moteur / 52**

Question	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	3.10
Points	3	4	3	3	4	3	3	2	3	4
Question	3.11	3.12	3.13	3.14	3.15					
Points	4	4	4	4	4					

**Partie 4 – Gestion du passage des rapports / 27**

Question	4.1.1	4.1.2	4.2	4.3
Points	5	5	11	6

**Partie 5 – Analyse du dysfonctionnement / 60**

Question	5.1	5.2	5.3.1	5.3.2	5.3.3	5.3.4	5.3.5	5.3.6	5.3.7	5.3.8
Points	8	5	3	3	3	4	4	4	3	2
Question	5.4.1	5.4.2	5.5.1	5.5.2	5.5.3					
Points	5	5	3	5	3					

**AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISÉ.**

## 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.

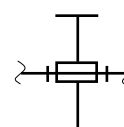
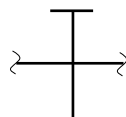
### 1. Analyse structurelle de la boîte de vitesses Powershift Mercedes-Benz

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. À 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).

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

- 1.3.1. Comment l'arbre primaire peut-il entraîner en rotation l'arbre intermédiaire ?
- 1.3.2. Lorsque les crabots 3-2 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 :  $r_b$ .

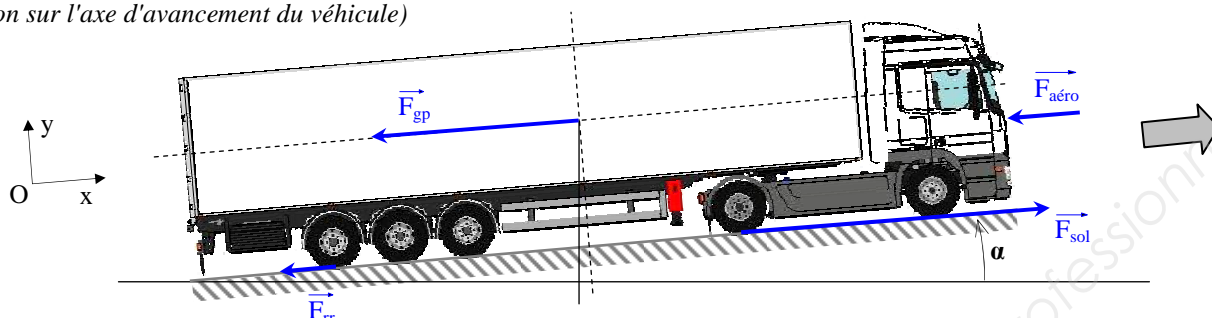
Rappel : Formule de Willis 
$$r_b = \frac{\omega_{C/0} - \omega_{PS/0}}{\omega_{P/0} - \omega_{PS/0}} = (-1)^n \times \frac{Z_p}{Z_c}$$

- 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 (document A7/16)**

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



<p><b>Force de traînée aérodynamique :</b></p> $F_{aéro} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot S \cdot C_x \cdot V_{véh}^2 \quad (\text{en N})$	<p><b>Force de résistance au roulement (de toutes les roues) :</b></p> $F_{rr} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot k_{rr} \quad (\text{en N})$
<p><b>Composante de la force de gravité due à la pente :</b></p> $F_{gp} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (\text{en N})$	<p><b>Action du sol sur les roues motrices :</b></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<sup>-1</sup>** est de 2,4% qui correspond à un angle  $\alpha$  de 1,37°.

**2.1.** À partir des caractéristiques des pneumatiques (A7/16), calculer le rayon de la roue, **R<sub>roue</sub> 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  $90 \text{ km.h}^{-1}$  en 6R, **N<sub>m</sub> en tr.min<sup>-1</sup>.**

**2.3.** 1080 tr.min<sup>-1</sup> 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 Csp.

**2.3.1.** Donner la valeur de la puissance fournie par le moteur **P<sub>m</sub>** 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<sub>m</sub>.**

**2.3.2.** Calculer la puissance disponible aux roues, **P<sub>roues</sub>**, lorsque le moteur développe **P<sub>m</sub>** à ce régime de rotation moteur (rappel Csp mini) en 6R, prise directe.

**2.3.3.** Calculer la puissance nécessaire pour vaincre la résistance de l'air à  $90 \text{ km.h}^{-1}$ , **P<sub>aéro</sub>.**

**2.3.4.** Calculer la puissance nécessaire pour vaincre la résistance au roulement des pneumatiques, **P<sub>rr</sub>** (à  $90 \text{ km.h}^{-1}$ ).

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

**2.3.6.** Calculer la puissance résistante totale, **P<sub>résist\_totale</sub>** ; 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  $90 \text{ km.h}^{-1}$  en 6R est de 2,4%.

Le moteur tourne à  $1360 \text{ tr.min}^{-1}$  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  $90 \text{ km.h}^{-1}$ .

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  $1500 \text{ tr.min}^{-1}$ ), mais comme la vitesse véhicule est limitée à  $90 \text{ km.h}^{-1}$ , 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  $90 \text{ km.h}^{-1}$ , 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  $297 \text{ kW}$  – 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  $90 \text{ km.h}^{-1}$  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  $90 \text{ km.h}^{-1}$ .
  - 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. Étude 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 :  $r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ;

$$\gamma = 1,4$$

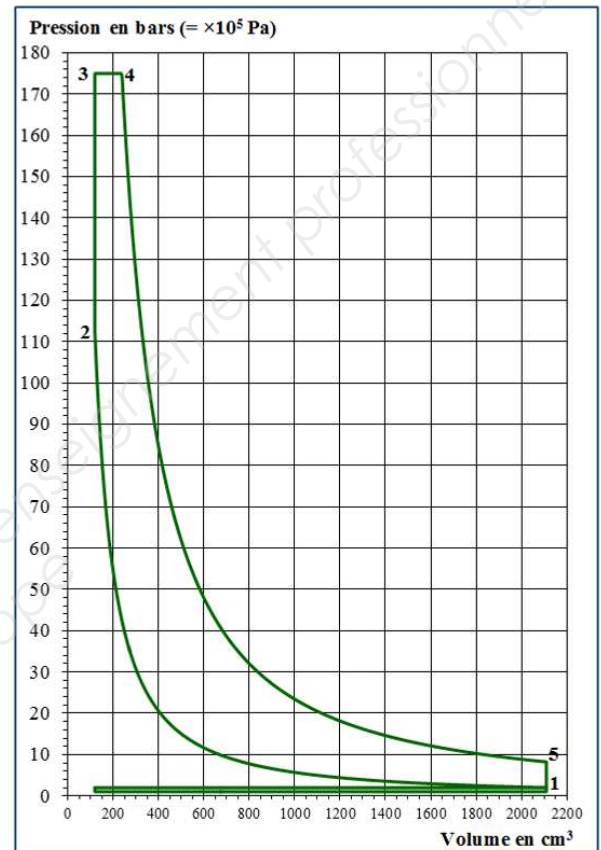
**Transformation 1-2 : compression isentropique**

**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,  $W_{\text{cycle}}$ .  
En déduire la puissance théorique totale à  $1500 \text{ tr.min}^{-1}$  (moteur 6 cylindres).
- 3.14. À partir du rendement de forme  $\eta_f = 0,665$  et du rendement mécanique  $\eta_m = 0,89$ , déterminer la puissance moteur.
- 3.15. Étude 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 <sup>-1</sup> )	$P_m$ (kW)	$C_m$ (N.m)	$P_{\text{admission}}$ $p_1$ (Pa)	$m_{\text{air}}$ (mg) par cylindre et par cycle	$m_{\text{gazoil}}$ (mg) par cylindre et par cycle	$W_{\text{cycle,th}}$ (J)	$C_{\text{th}}$ (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 :  $1500 \text{ tr.min}^{-1} - 1800 \text{ tr.min}^{-1}$ .

## 4. Gestion du passage des rapports

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

À 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.

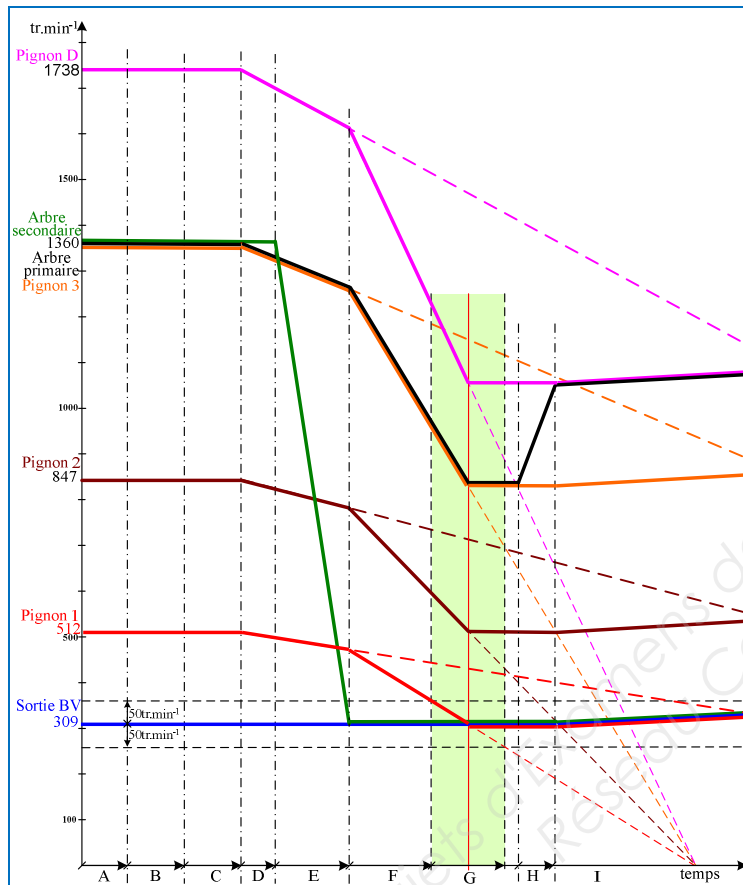
## 4.2. Procédure de commande des rapports (A10/16 à A12/16).

### ➤ 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
$1360 \text{ tr.min}^{-1}$	$1738 \text{ tr.min}^{-1}$	$1360 \text{ tr.min}^{-1}$	$512 \text{ tr.min}^{-1}$	$1360 \text{ tr.min}^{-1}$	$309 \text{ tr.min}^{-1}$	$20,5 \text{ km.h}^{-1}$



À 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. À 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<sup>ère</sup>, 2<sup>ème</sup>, 3<sup>ème</sup> et AR*
  - GL* → gamme lente
  - GR* → gamme rapide



## 5. Analyse du 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.
- 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.
- Énumérer 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  $1800 \text{ tr.min}^{-1}$ .
  - 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.

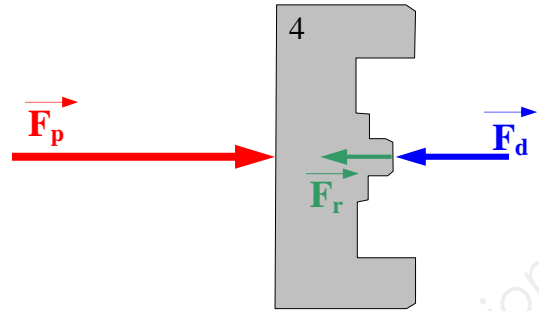
### **5.3. Étude du frein d'arbre intermédiaire. (document A13/16)**

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  $50 \text{ tr.min}^{-1}$  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.

➤ Étude 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 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  $1400 \text{ tr.min}^{-1}$  et l'arbre de sortie de boîte (arbre porte-satellite) tourne à  $309 \text{ tr.min}^{-1}$  (voir tableau page A11/16).

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

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

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

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

Le frein d'arbre intermédiaire doit donc être en mesure de ralentir l'arbre intermédiaire de  $1350 \text{ tr.min}^{-1}$  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  $\text{tr.min}^{-1}$  de l'arbre intermédiaire à partir de laquelle le crabotage peut débuter.

**5.3.4.** En utilisant l'équation qui relie vitesse de rotation ( $\omega$ ) 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 :  $F_d = 3600 \text{ N}$ .

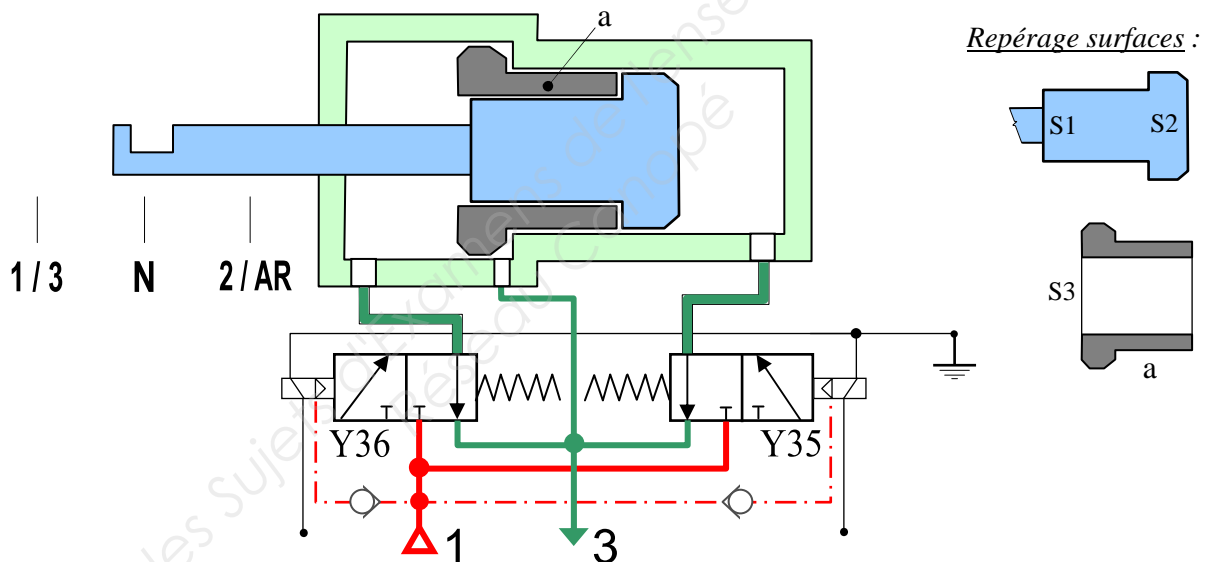
- 5.3.7. En utilisant les résultats précédents, déterminer la valeur de la pression minimale nécessaire pour satisfaire le cahier des charges.

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. (document 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<sup>er</sup> 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<sup>ème</sup> 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<sup>ème</sup> cadre du document réponse C7/8 :

Mêmes questions que précédemment.

### 5.5. Contrôle de la chaîne de mesure des régimes de rotation. (document 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  $1800 \text{ tr.min}^{-1}$ .
- ❑ 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 du dossier réponse page C8/8.

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

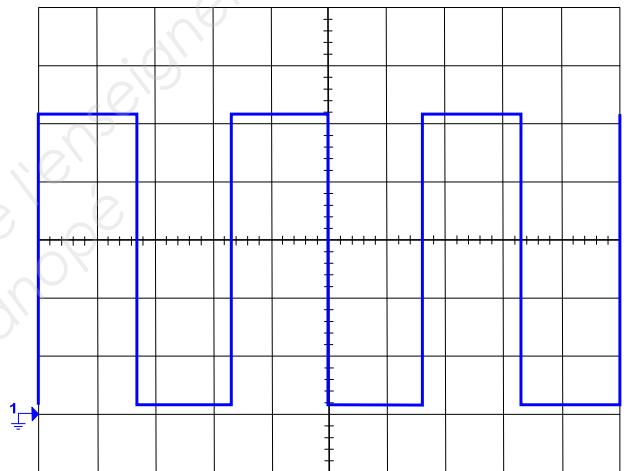
- Définir les broches sur lesquelles les mesures doivent être effectuées.
- Donner la valeur attendue.

- ❑ 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 ?

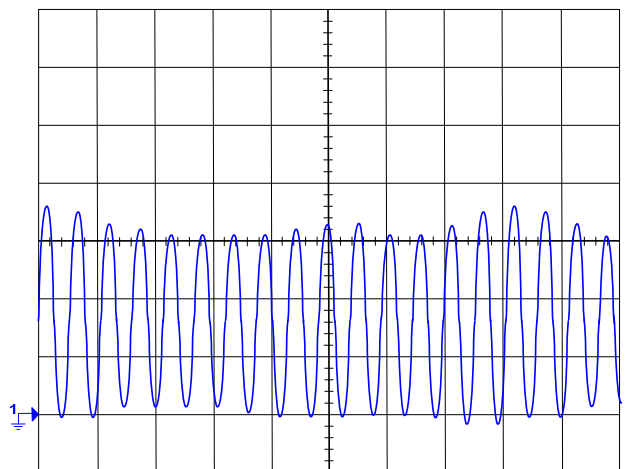


- ❑ Le technicien effectue la mesure suivante à l'oscilloscope sur la broche portant le signal (référence à la masse du véhicule)

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

5.5.3. Analyser le signal :

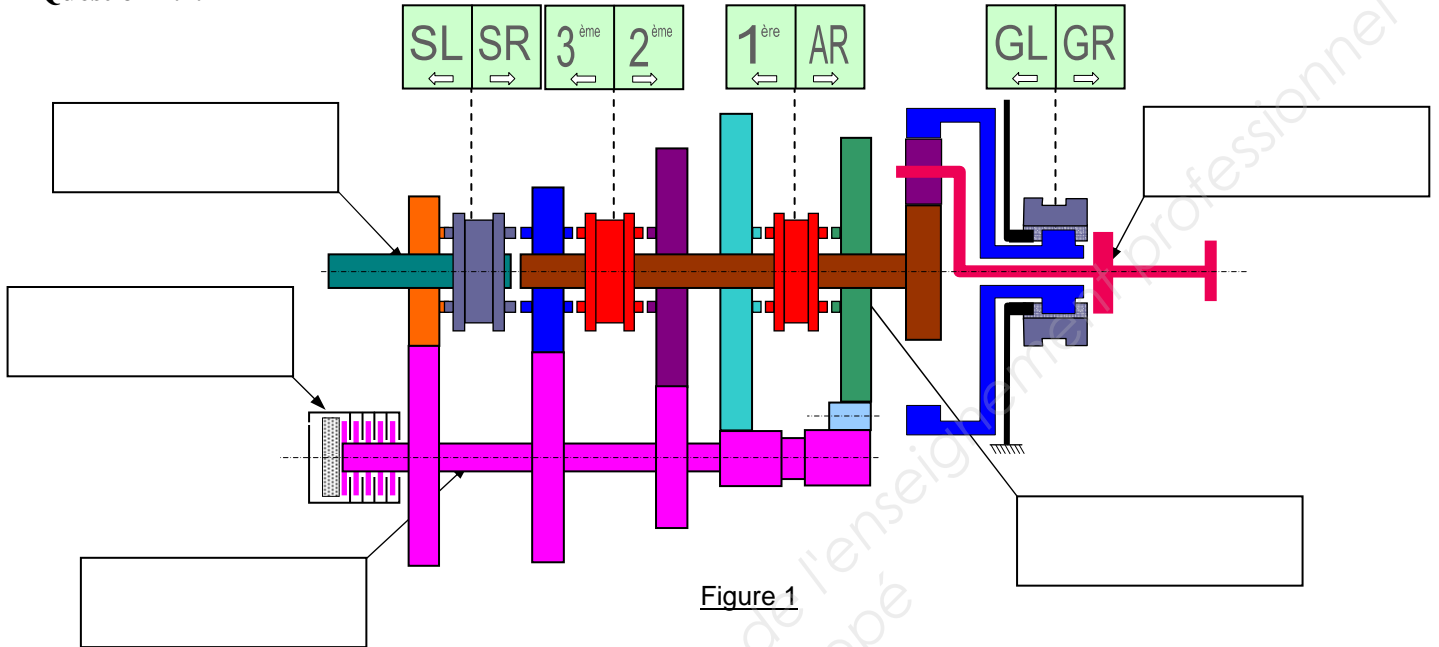
- À l'aide du document ressource A10/16, conclure.
- Justifier la défaillance.



**DOSSIER REPONSES**

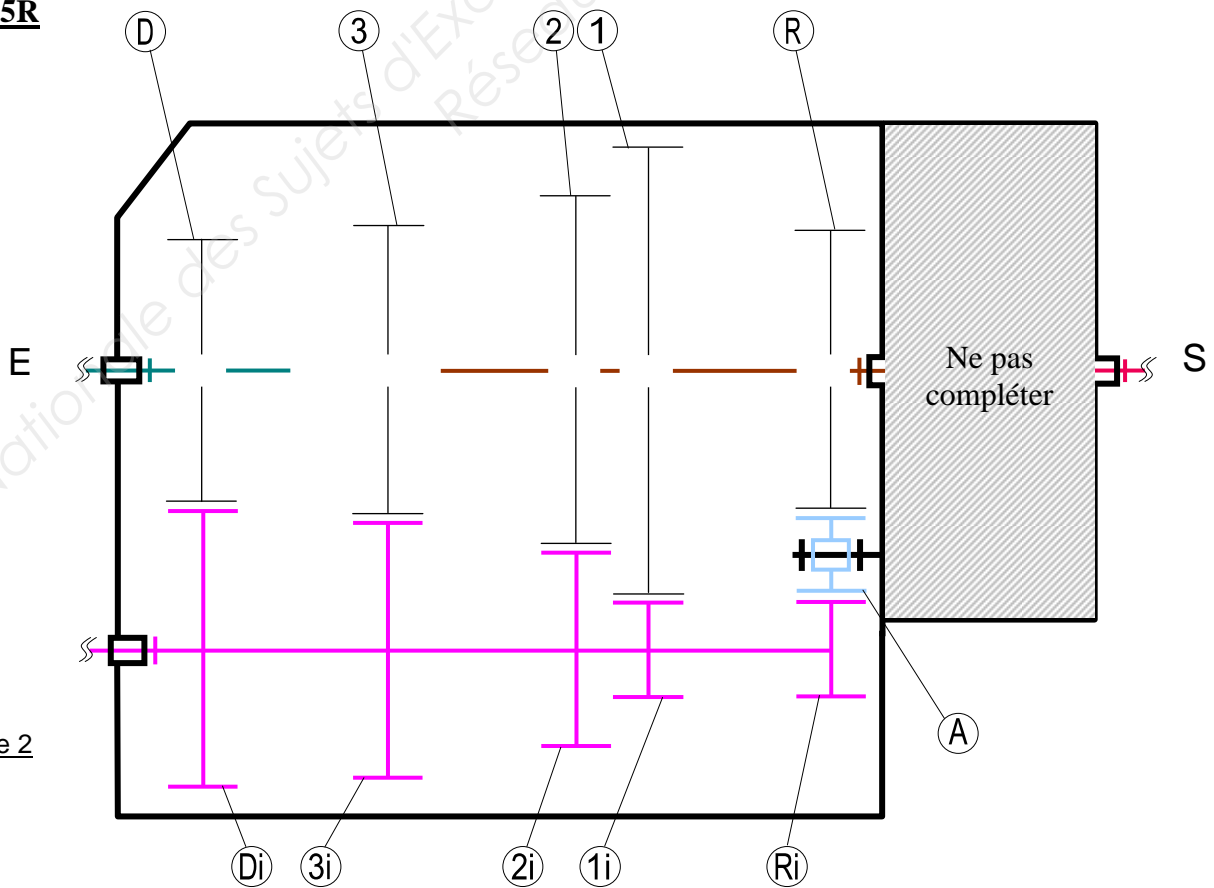
**1. Analyse structurale de la boîte de vitesses Powershift Mercedes-Benz**

Question 1.1.

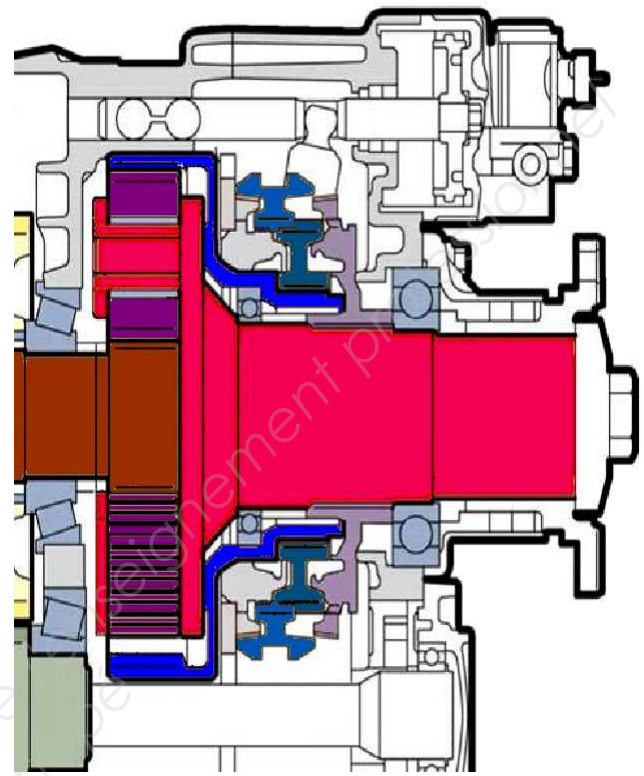
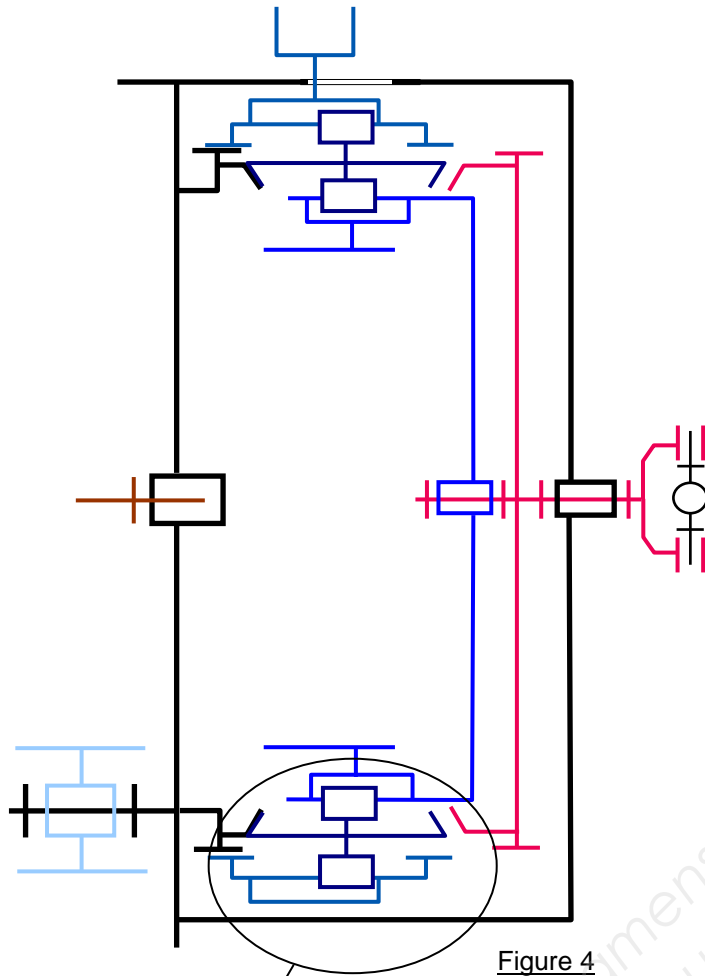


Question 1.2.

**5R**



**Question 1.4.1 - Groupe multiplicateur (gamme) :**



**Question 1.4.2**  
Raison basique :  $r_b = \dots\dots\dots$

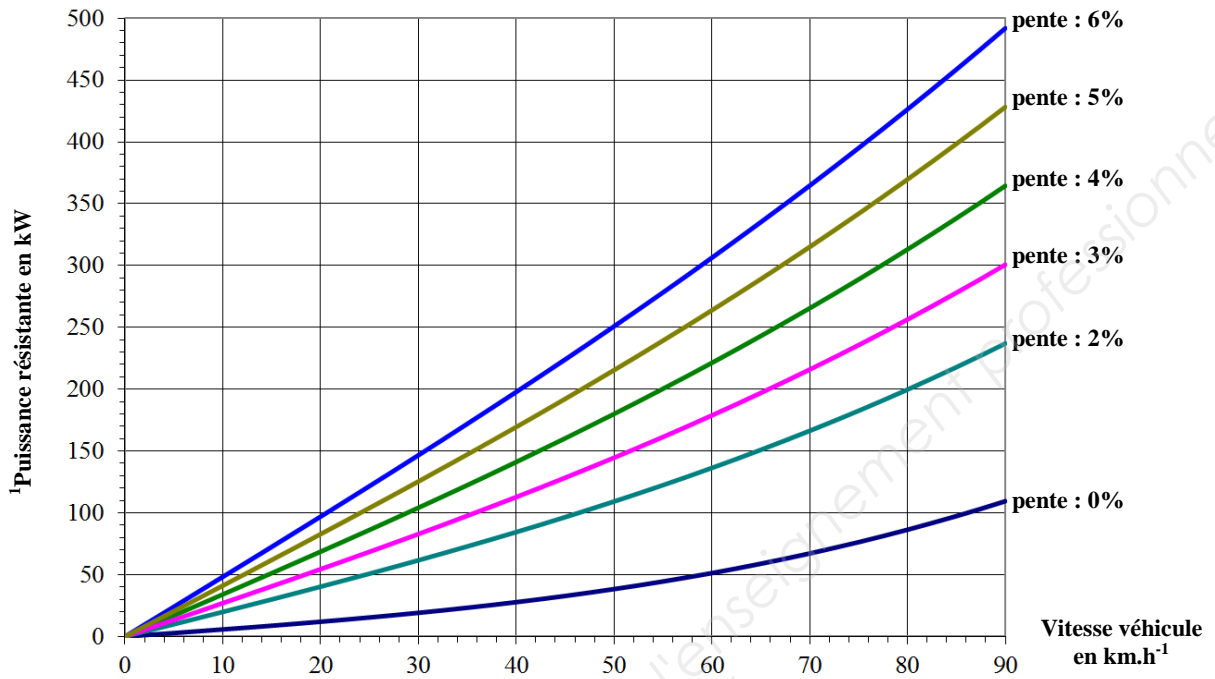
---

**Question 1.4.3**  
Rapport de transmission du groupe multiplicateur :

$$i_{G..} = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \dots\dots\dots$$

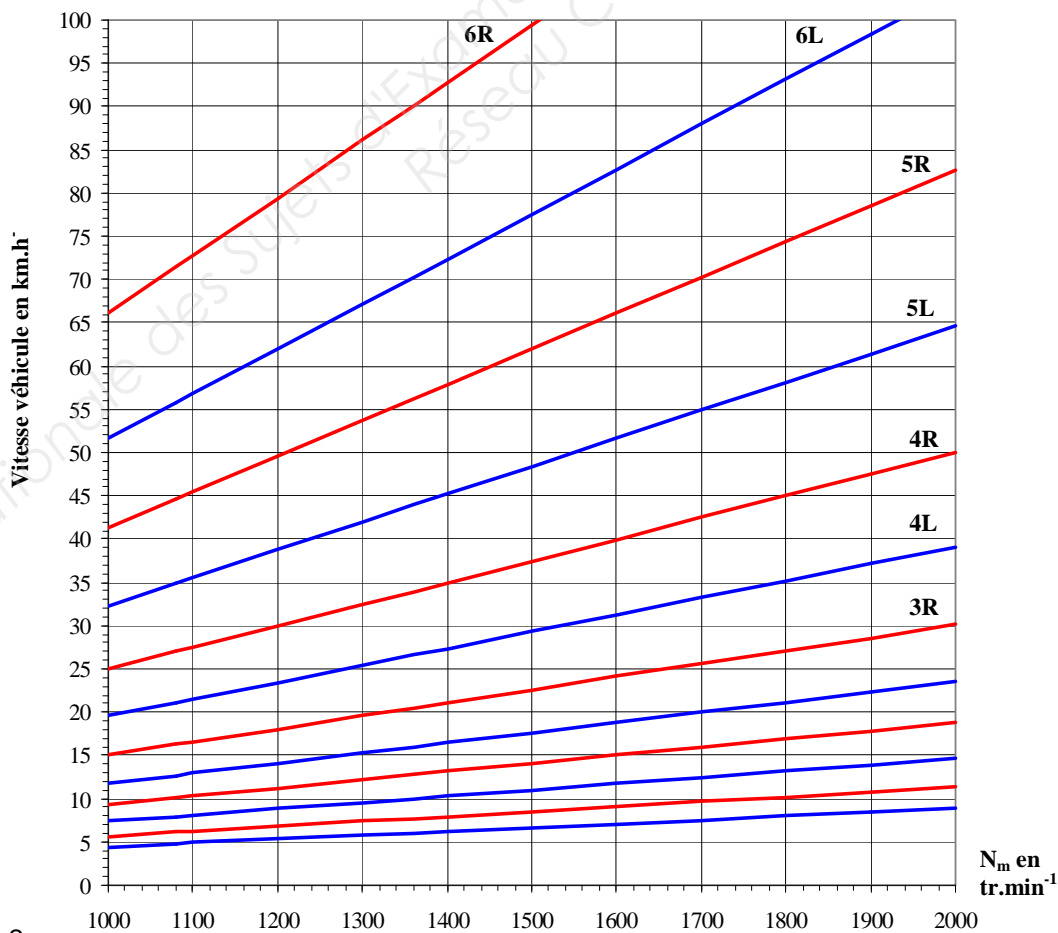
Question 2.4.2 & 2.4.3 – Rapport de boîte en fonction du profil de la route

Graphe de la puissance résistante s'exerçant sur le véhicule en fonction de la vitesse du véhicule pour différentes pentes



Graphe 1

Vitesse du véhicule en fonction du régime de rotation du moteur pour chaque rapport de boîte de vitesses engagé



Graphe 2

## 4. Gestion du passage des rapports

### Question 4.1.1. Les actionneurs

Repères	Fonction de l'actionneur	Électrovanne(s) qui le commande(nt)	Nombre de positions
<b>6</b>	Freiner l'arbre intermédiaire	<b>Y125</b>	2 positions (effort presseur)
	Déplacer le synchro du diviseur de rapport		
	Déplacer le synchro du groupe multiplicateur (doubleur de gamme)		
	Déplacer le crabot sélectionné (boîte principale)		
	Sélectionner le crabot à déplacer de la boîte principale		

### Question 4.1.2. Les capteurs

Repères	Fonction du capteur
<b>B2</b>	Mesurer la position de l'actionneur d'embrayage
<b>B17</b>	Mesurer la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de boîte de vitesse pour le tachygraphe
	Mesurer la position de la tige de commande du crabot de diviseur
	Mesurer la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de boîte de vitesse
	Mesurer la position du piston de commande de la tige de sélection du crabot de la boîte principale
	Mesurer la position du piston de commande de la tige de commande du crabot sélectionné de la boîte principale
	Mesurer la position du piston de commande de la tige de commande du crabot du groupe multiplicateur
	Mesurer le régime de rotation de l'arbre intermédiaire

### Question 4.3

Vitesse	Combinaison	Rapport $i_{BV}$		Électrovannes										
				Y29	Y30	Y31	Y32	Y33	Y34	Y35	Y36			
<b>1</b>	1 <sup>ère</sup> L	SL + 1 + GL	14,93	$= \frac{36}{29} \times \frac{41}{15} \times \frac{22}{5}$										
<b>2</b>	1 <sup>ère</sup> R	SR + 1 + GL	11,67	$= \frac{34}{35} \times \frac{41}{15} \times \frac{22}{5}$										
<b>3</b>	2 <sup>ème</sup> L	SL + 2 + GL	9,02	$= \frac{36}{29} \times \frac{38}{23} \times \frac{22}{5}$										
<b>4</b>	2 <sup>ème</sup> R	SR + 2 + GL	7,06	$= \frac{34}{35} \times \frac{38}{23} \times \frac{22}{5}$										
<b>5</b>	3 <sup>ème</sup> L	SL + 3 + GL	5,63	$= \frac{36}{29} \times \frac{35}{34} \times \frac{22}{5}$										
<b>6</b>	3 <sup>ème</sup> R	SR + 3 + GL	4,40	$= \frac{22}{5}$ (direct)										
<b>7</b>	4 <sup>ème</sup> L	SL + 1 + GR	3,39	$= \frac{36}{29} \times \frac{41}{15} \times 1$										
<b>8</b>	4 <sup>ème</sup> R	SR + 1 + GR	2,65	$= \frac{34}{35} \times \frac{41}{15} \times 1$										
<b>9</b>	5 <sup>ème</sup> L	SL + 2 + GR	2,05	$= \frac{36}{29} \times \frac{38}{23} \times 1$										
<b>10</b>	5 <sup>ème</sup> R	SR + 2 + GR	1,60	=										
<b>11</b>	6 <sup>ème</sup> L	SL + 3 + GR	1,28	$= \frac{36}{29} \times \frac{35}{34} \times 1$										
<b>12</b>	6 <sup>ème</sup> R	SR + 3 + GR	1	=										
<b>AR1</b>	SL + MAR + GL	- 14,93	=											
<b>AR2</b>	SR + MAR + GL	- 11,67	$= \frac{34}{35} \times \left(-\frac{41}{15}\right) \times \frac{22}{5}$											
<b>AR3</b>	SL + MAR + GR	- 3,39	$= \frac{36}{29} \times \left(-\frac{41}{15}\right) \times 1$											
<b>AR4</b>	SR + MAR + GR	- 2,65	$= \frac{34}{35} \times \left(-\frac{41}{15}\right) \times 1$											



## 4.2. Procédure de commande des rapports.

 ➤ Passage de 3R à 4L

Phase	Action	Description des conditions de fonctionnement et des opérations effectuées
A	Conditions initiales	Le véhicule roule à $20,5 \text{ km.h}^{-1}$ en 3R, le moteur tourne à $1360 \text{ tr.min}^{-1}$ .
B	Débrayer :	La liaison entre l'arbre primaire et le moteur est rompue, le régime moteur diminue mais l'arbre primaire est toujours en prise, il continue de tourner à $1360 \text{ tr.min}^{-1}$ .
C	<b>Boîte principale</b> Désaccoupler le crabot $C_{32}$ du pignon $\underline{3}$ :	L'arbre intermédiaire est libéré de l'arbre secondaire. Le crabot $C_{32}$ tourne toujours à <input type="text"/> $\text{tr.min}^{-1}$ .
D	Délais de non chevauchement	L'arbre primaire et son synchro $S_D$ , l'arbre intermédiaire et tous les pignons fous qui lui sont liés, perdent de la vitesse.
E	<b>Groupe multiplicateur</b> Désaccoupler le synchro $S_G$ du bâti et l'accoupler à l'arbre de sortie	Synchronisation : la couronne passe de $0 \text{ tr.min}^{-1}$ à la vitesse de sortie BV <input type="text"/> $\text{tr.min}^{-1}$ . L'arbre secondaire passe de <input type="text"/> $\text{tr.min}^{-1}$ à <input type="text"/> $\text{tr.min}^{-1}$ . L'arbre secondaire est en prise directe avec l'arbre de sortie de boîte, ils tournent tous les deux à <input type="text"/> $\text{tr.min}^{-1}$ .
E	<b>Plage de freinage</b> Freiner l'arbre intermédiaire	Le frein est commandé pour freiner l'arbre intermédiaire. La vitesse de l'arbre intermédiaire diminue ainsi que tous les pignons fous et l'arbre primaire diminue rapidement. Quand la vitesse du pignon $\underline{1}$ atteint <input type="text"/> $+ 50 \text{tr.min}^{-1}$ , le frein est relâché.
G	<b>Boîte principale</b> <b>Plage de crabotage</b> Accoupler le crabot $C_{1R}$ sur le pignon $\underline{1}$ :	Dans cette plage, la vitesse du pignon $\underline{1}$ est égale à la vitesse de l'arbre secondaire $\pm 50 \text{ tr.min}^{-1}$ ( $359 \text{ tr.min}^{-1}$ à $259 \text{tr.min}^{-1}$ ), on crabote $C_{1R}$ sur le pignon $\underline{1}$ . L'arbre intermédiaire tourne à $872 \text{ tr.min}^{-1}$ .
H	<b>Relais diviseur</b> Désaccoupler le synchro $S_D$ du pignon $\underline{3}$ Accoupler le synchro $S_D$ sur le pignon D :	Le pignon $\underline{3}$ et l'arbre primaire tournent à $820 \text{ tr.min}^{-1}$ . Le pignon $\underline{D}$ tourne à $1048 \text{ tr.min}^{-1}$ . <i>Il faut augmenter la vitesse de l'arbre primaire jusqu'à <math>1048 \text{ tr.min}^{-1}</math>, inertie de l'Arbre Primaire, synchro et embrayage.</i>
I	Embrayer :	La vitesse du moteur augmente jusqu'à $1048 \text{ tr.min}^{-1}$ , une fois embrayé, le conducteur accélère pour fournir de la puissance, le régime moteur augmente jusqu'à $1360 \text{ tr.min}^{-1}$ qui correspond à une vitesse de <input type="text"/> $\text{km.h}^{-1}$ .

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

➤ Définir le module fonctionnel qui peut-être incriminé en justifiant le raisonnement suivi.

Modules fonctionnels	Oui / Non	Justifications
Split		
Groupe multiplicateur		
Frein d'arbre intermédiaire		
Boîte principale		
Transmetteur de commande des rapports (A15)		

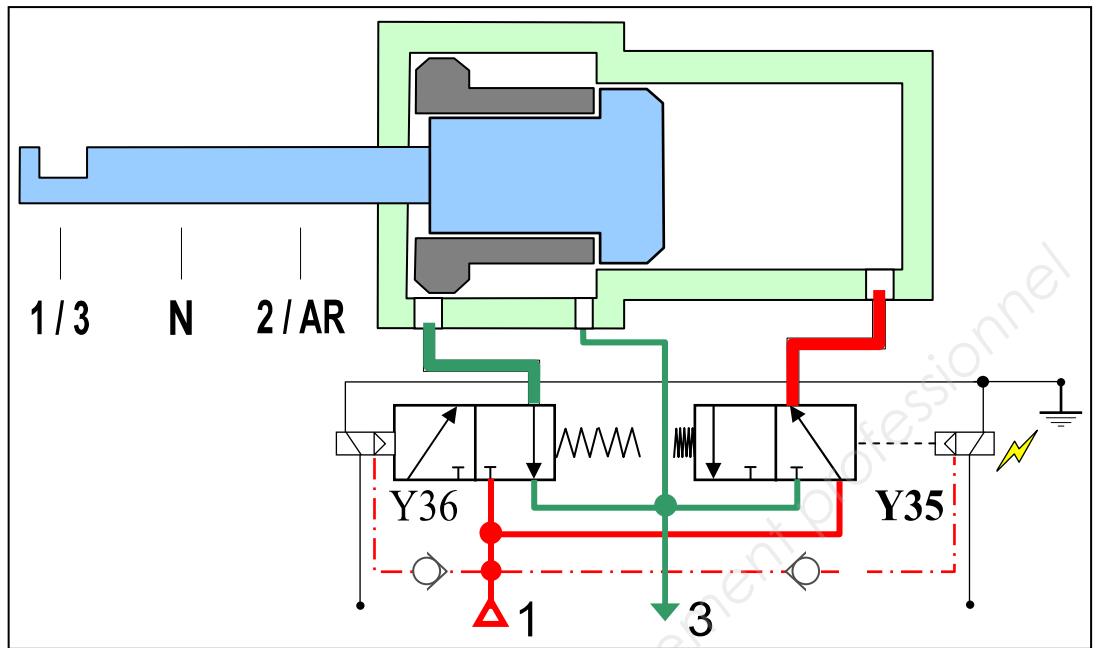
➤ La pression d'air du réseau peut-elle être mise en cause ?

.....  
 .....

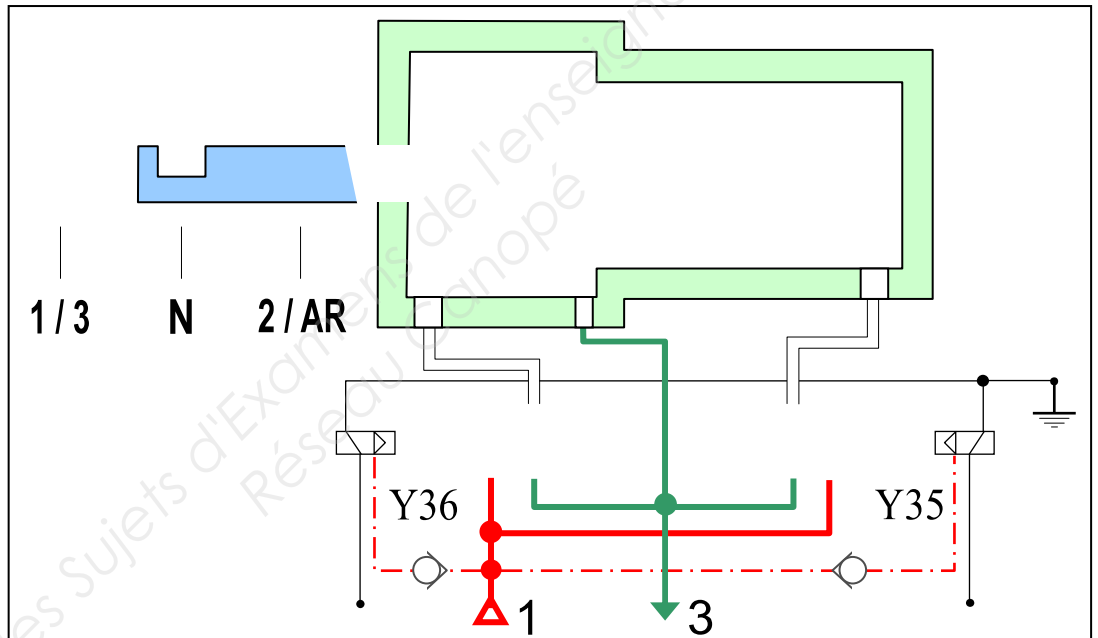
➤ Énumérer les éléments qui peuvent être responsables de la défaillance de cette fonction.  
 Le test de l'élément est-il accessible à la mesure ou au contrôle visuel par le technicien ?

Référence	Désignation	Test possible
<b>1</b>	Cylindre de commande de couloir	Non accessible
.....	..... .....	..... .....
<b>6</b>	Frein de l'arbre intermédiaire	Non accessible
<b>Y33 et Y34</b>	Électrovannes de commande du cylindre de couloir	Pas de mesure
<b>Y35 et Y36</b>	Électrovannes de commande du cylindre de rapport	..... .....
<b>Y125</b>	Électrovanne de commande du frein d'arbre intermédiaire	Pas de mesure
.....	..... .....	..... .....
<b>B57</b>	Capteur de vitesse de rotation de sortie de boîte	Relevé du signal entre 46/45 et la masse
<b>B60</b>	Capteur rapport (SGG)	Relevé du signal entre 46/27 et la masse
<b>B61</b>	Capteur couloir (SGE)	Pas de mesure

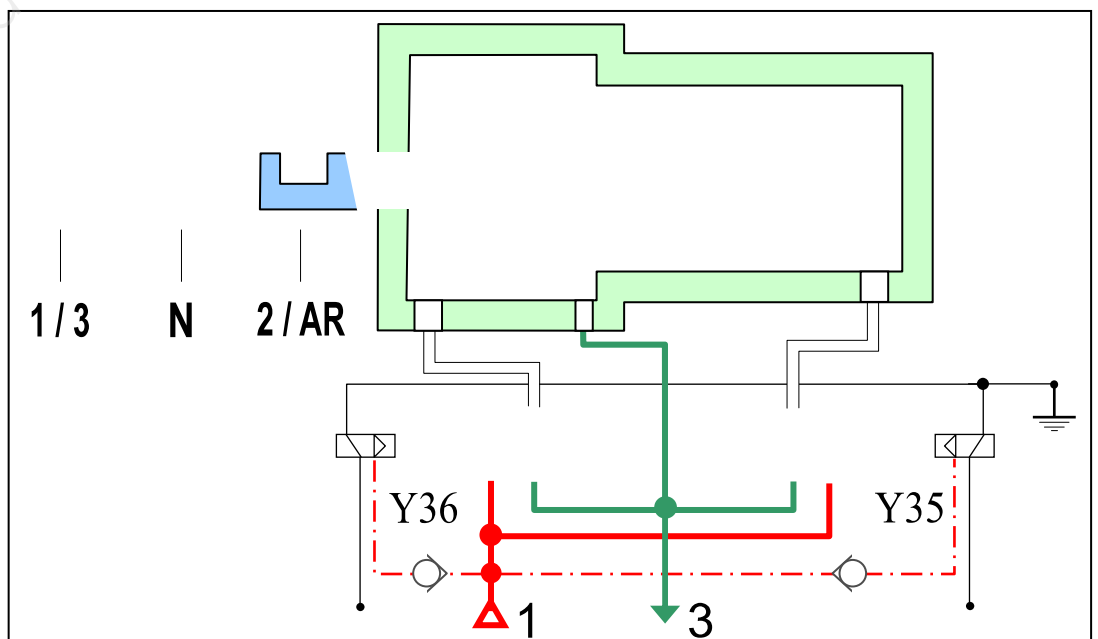
On donne :



Question 5.4.1.



Question 5.4.2.



**5.5. Contrôle de la chaîne de mesure des régimes de rotation**

5.5.1. Contrôle de la chaîne de mesure de la vitesse de l'arbre de sortie de boîte de vitesses (associée au capteur B57).

Broche	Valeur attendue

Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel  
Réseau Canopé