



SERVICES CULTURE ÉDITIONS
RESSOURCES POUR
L'ÉDUCATION NATIONALE

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

Campagne 2009

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

CRDP Aquitaine

CORRIGE

Ces éléments de correction n'ont qu'une valeur indicative. Ils ne peuvent en aucun cas engager la responsabilité des autorités académiques, chaque jury est souverain.

SYSTEME DE FREIN MOTEUR OPTIBRAKE

DOSSIER CORRIGE

1. Analyse fonctionnelle

1.1

Habituellement le moteur est transformé en compresseur sur le temps échappement afin de ralentir le véhicule (1 temps sur les 4). Le système Optibrake permet d'utiliser en plus le temps moteur de compression pour ralentir le véhicule (2 temps sur 4). Donc on augmente la puissance de freinage.

2. Performances du système

2.1 Diamètre théorique de la roue d_{roue}

$$d_{roue} = 22,5 \times 25,4 + 2 \times 315 \times 0,7 = 1012 \text{ mm}$$

2.2 Vitesse V du véhicule en km/h.

$$V_{2P} = 13,6 \text{ km/h}$$

$$V_{6P} = 62 \text{ km/h}$$

2.3 Moment du couple à la roue C_r en N.m.

$$C_{r2P} = 50307 \text{ N.m}$$

$$C_{r6P} = 11026 \text{ N.m}$$

2.4 Effort de freinage à la roue en N.

$$R_{2P} = 100614 \text{ N}$$

$$R_{6P} = 22052 \text{ N}$$

2.5 Théorème de la résultante dynamique en projection sur \vec{x} ; relation littérale qui donne a en fonction de $\sin(\alpha)$, m , g , et R .

$$a = g \cdot \sin(\alpha) - \frac{R}{m}$$

2.6 Relation littérale qui donne $\sin(\alpha)$ en fonction de m , g , et R .

$$\sin(\alpha) = \frac{R}{m \cdot g}$$

2.7 α maxi, pente maxi en %

$$\alpha_{2P} = 13,47^\circ$$

$$\alpha_{6P} = 2,93^\circ$$


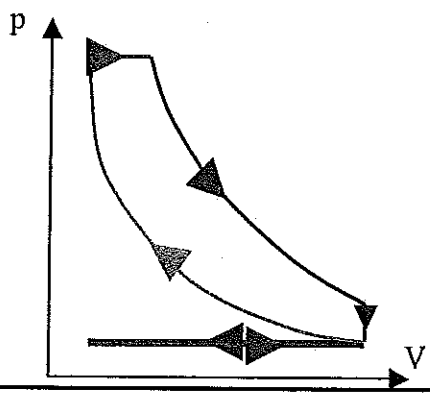

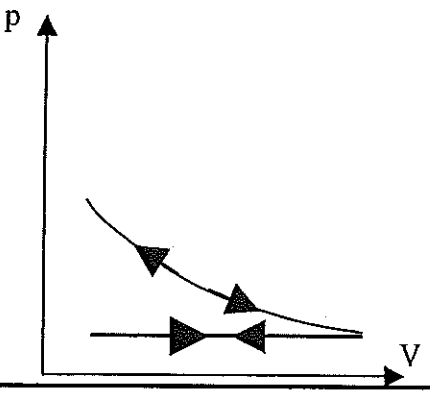

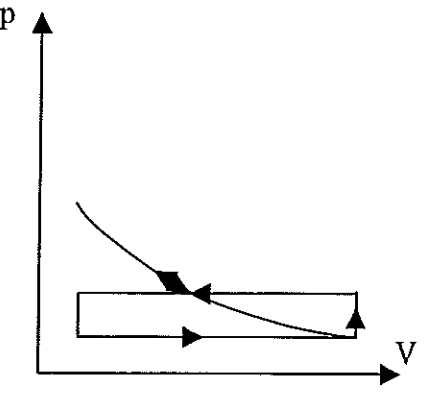
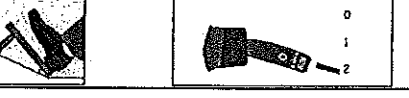
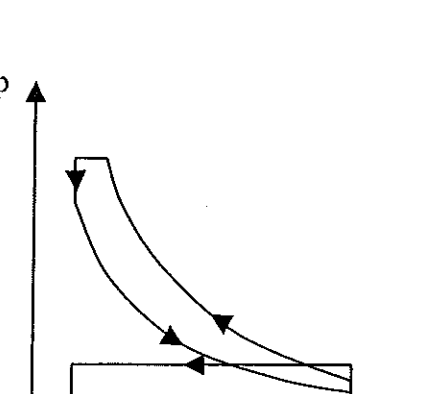
$$p_{2P} = 23,97\%$$

$$p_{6P} = 5,11\%$$

2.8 Etude d'un cas.

Si accélération, alors Optibrake en panne car les données correspondent à un ralentissement (6P)

3. Thermodynamique : étude thermodynamique d'un moteur doté de l'Optibrake

3.1 Cas 1		
	$W_{\text{cycle 1}}$ < 0	
	<p>Cycle</p> <p>moteur récepteur nul</p>	
3.2 Cas 2		
	$W_{\text{cycle 2}}$ $= 0$	
	<p>Cycle</p> <p>moteur récepteur nul</p>	
3.3 Cas 3		
	$W_{\text{cycle 3}}$ > 0	
	<p>Cycle</p> <p>moteur récepteur nul</p>	
3.4 3.5 3.17 Cas 4		
	$W_{\text{cycle 4}}$ > 0	
	<p>Cycle</p> <p>moteur récepteur nul</p>	
	$W_{\text{cycle 4}}$ $> W_{\text{cycle 3}}$ $= W_{\text{cycle 3}}$ $< W_{\text{cycle 3}}$	
	<p>La transformation 1-2 : 1^{er} bossage levée de soupape d'échappement - début de compression</p> <p>La transformation 3-4-5 : 2^{ème} bossage levée de soupape d'échappement - fin de compression</p>	

Calculs préliminaires :

3.6 Cylindrée unitaire : $C_u = \frac{\text{cylindrée totale}}{\text{nombre de piston}} = \frac{12780}{6} = 2130 \text{ cm}^3$

3.7 A partir de $V_1 - V_0 = C_u$ et $\epsilon = \frac{V_1}{V_0}$, on obtient :

$$V_0 = \frac{C_u}{\epsilon - 1} = \frac{2130}{18,1 - 1} = 124,6 \text{ cm}^3 \quad V_1 = \epsilon V_0 = 18,1 \cdot 124,6 = 2254,6 \text{ cm}^3$$

3.8 Entre l'état 2 et 3, l'air subit une transformation adiabatique donc :

$$p_2 \cdot V_2^\gamma = p_3 \cdot V_3^\gamma \text{ donc } p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{V_2}{V_3}\right)^\gamma = 2,3 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{2254,6 \cdot 10^{-6}}{187,1 \cdot 10^{-6}}\right)^{1,4} = 75 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$p_6 \cdot V_6^\gamma = p_5 \cdot V_5^\gamma \text{ donc } p_6 = p_5 \cdot \left(\frac{V_5}{V_6}\right)^\gamma = 71 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{124,6 \cdot 10^{-6}}{2254,6 \cdot 10^{-6}}\right)^{1,4} = 1,23 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Détermination du travail dans un cylindre pendant le cycle 4 $W_{\text{cycle 4}}$:

3.9 $W_{0-1} = -p_1 (V_1 - V_0) = -10^5 (2254,6 \cdot 10^{-6} - 124,6 \cdot 10^{-6})$
d'où $W_{0-1} = -213 \text{ J}$

3.10 $W_{7-8} = -p_8 (V_8 - V_7) = -4,5 \cdot 10^5 (124,6 \cdot 10^{-6} - 2254,6 \cdot 10^{-6})$
d'où $W_{7-8} = 958,5 \text{ J}$

3.11 $W_{1-7} = 0 \text{ J}$ et $W_{8-0} = 0 \text{ J}$

3.12 $W_{0-1-7-8-0} = W_{0-1} + W_{1-7} + W_{7-8} + W_{8-0} = 745,5 \text{ J}$

3.13 $W_{2-3-4-5-6-2} = W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5} + W_{5-6} + W_{6-2}$

Transfo adiabatique 2-3 : $W_{2-3} = \frac{p_3 \cdot V_3 - p_2 \cdot V_2}{\gamma - 1} = \frac{75 \cdot 10^5 \cdot 187,1 \cdot 10^{-6} - 2,3 \cdot 10^5 \cdot 2254,6 \cdot 10^{-6}}{1,4 - 1}$

donc $W_{2-3} = 2211,7 \text{ J}$

Transvasement - levée de soupape fin d'échappement 3-4-5

$$W_{3-4} = -p_3 (V_4 - V_3) = -75 \cdot 10^5 (124,6 \cdot 10^{-6} - 187,1 \cdot 10^{-6})$$

d'où $W_{3-4} = 468,7 \text{ J}$

$W_{4-5} = 0 \text{ J}$

Transfo adiabatique 4-5 : $W_{5-6} = \frac{p_6 \cdot V_6 - p_5 \cdot V_5}{\gamma - 1} = \frac{1,23 \cdot 10^5 \cdot 2254,6 \cdot 10^{-6} - 71 \cdot 10^5 \cdot 124,6 \cdot 10^{-6}}{1,4 - 1}$

donc $W_{5-6} = -1518,4 \text{ J}$

Transfo 6-2 : $W_{6-2} = 0 \text{ J}$

Donc $W_{2-3-4-5-6-2} = 2211,7 + 468,7 + 0 + -1518,4 + 0 = 1162 \text{ J}$

3.14 $W_{\text{cycle4}} = W_{0-1-6-7-0} + W_{2-3-4-5-2} = 1162 + 745,5 = 1907,5 \text{ J}$

Détermination de la puissance de freinage du moteur :

3.15 $P_{\text{thermo}} = n \cdot W_{\text{cycle4}} \cdot x = 6 \cdot 1907,5 \cdot \frac{2300}{2 \cdot 60} = 219,4 \cdot 10^3 \text{ W}$

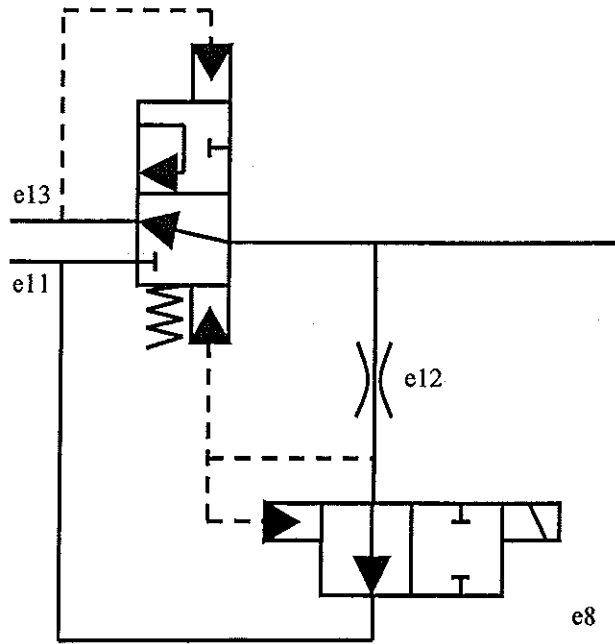
Etude d'une possibilité de panne et d'une mesure en vue du diagnostic :

3.16 Dans ce cas, seul le cycle $W_{0-1-7-8-0}$ est actif comme dans le cas 3 alors $W_{0-1-7-8-0} = W_{0-1} + W_{1-7} + W_{7-8} + W_{8-0} = 745,5 \text{ J}$

$P_{\text{thermo}} = n \cdot W_{0-1-7-8-0} \cdot x = 6 \cdot 745,5 \cdot \frac{2300}{2 \cdot 60} = 85,7 \cdot 10^3 \text{ W}$

4. Fonctionnement de l'électrovanne de commande.

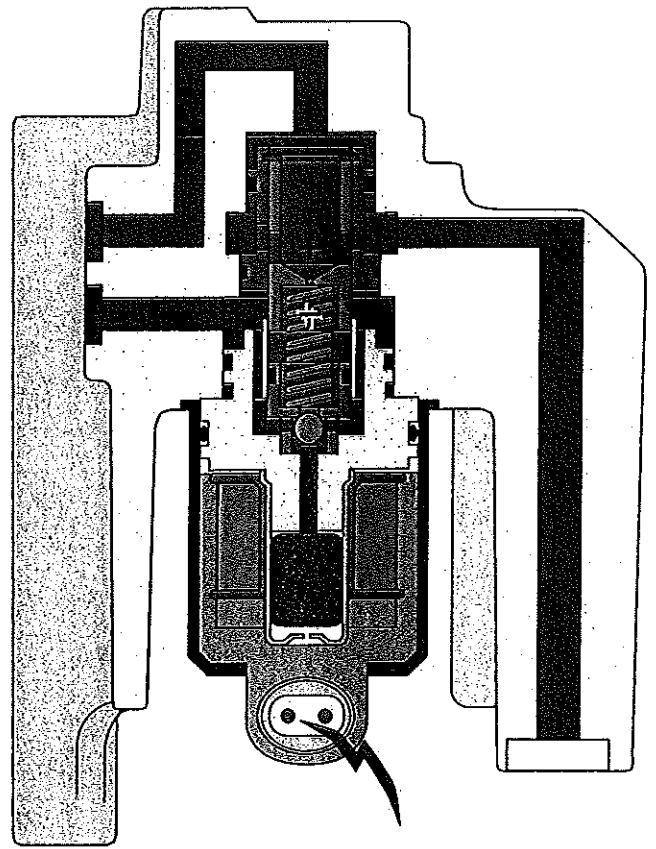
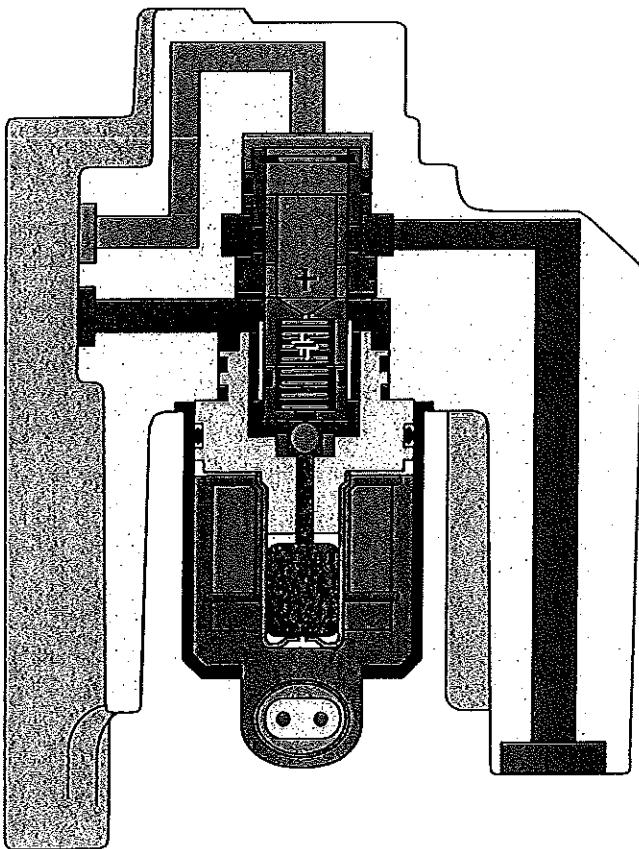
4.1 Schéma hydraulique moteur tournant, Optibrake désactivé



4.2

Moteur tournant, Optibrake désactivé, régulation à 1 bar

Moteur tournant, Optibrake activé



4.3 Relation p_1-p_2

Relation de Bernoulli : $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V_2^2 - V_1^2) + (p_2 - p_1) + \rho \cdot g \cdot (h_2 - h_1) + \Delta P_{12} = 0$

$S_1 = S_2$ donc $V_1 = V_2$ de plus $h_1 = h_2$

Alors $p_1 - p_2 = \Delta P_{12}$ donc $p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \rho \cdot V^2$

4.4 Equilibre du tiroir (e2)

Sur \vec{y} : $-p_1 \cdot S_{e2} + p_2 \cdot S_{e2} + F_{\text{ressort}} = 0$ donc $-(p_1 - p_2) \cdot S_{e2} + F_{\text{ressort}} = 0$

4.5 Position du tiroir (e2)

Si la bille (e5) bouche le passage alors V est nul.

Donc $p_1 - p_2 = 0$ et par conséquence $F_{\text{ressort}} = 0$

Donc le ressort ne peut se comprimer.

5. Effort d'ouverture des soupapes**Détermination de la pression dans le vérin :****5.1 $F_{p/7}$**

$$F_{p/7} = p_{cyl} \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = 9424 \text{ N}$$

5.2 $F_{r/8}$

$$F_{r/8} = k_e \cdot (l_{0e} - l_r) + k_i \cdot (l_{0i} - l_r) = 962 \text{ N}$$

5.3 $F_{12/10}$

$$F_{12/10} = 2 \cdot (F_r + F_p) = 20773 \text{ N}$$

5.4 p_v

$$p_v = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot D_p^2} = 29,4 \text{ N/mm}^2$$

Fonctionnement du limiteur de pression :**5.5 k**

$$k = \frac{F_c}{l_0 - l_c} = 12,5 \text{ N/mm}$$

5.6 p_l

$$S_l = \frac{\pi \cdot D_l^2}{4} = 3,14 \text{ mm}^2$$

$$F_l = k \cdot (l_0 - l_p) = 62,5 \text{ N}$$

$$p_l = \frac{F_l}{S_l} = 19,9 \text{ N/mm}^2$$

Tableau récapitulatif

Origine du problème		Conséquence	Symptômes	Vérifications ou mesures
Arbre à cames	3.18 Usure des bossages Optibrake (3) et (4)	Ouverture Optibrake des soupapes diminuée	Baisse de puissance de freinage en position 2 (Optibrake)	Mesurer au comparateur sur la came
Electrovanne	4.7 Solénoïde (e7) hors-service	Disfonctionnement électrovanne	Pas de fonctionnement du frein Optibrake	Valeur pression $p_1 = 1$ bar
	4.8 Orifice (e10) bouché	Disfonctionnement électrovanne	Baisse de puissance moteur	Valeur pression $p_1 = 2,2$ bar
5.7 Culbuteur et vérin	Limiteur de pression du piston (13) trop faible sur un cylindre	Pas de levée Optibrake sur un cylindre	Baisse de puissance de freinage en position 2 (Optibrake)	Aucune vérification possible sans démontage.

6. Réglage du jeu aux soupapes d'échappement spécifique à l'Optibrake.**6.1 1^{er} cas**

Aucun symptôme sur l'Optibrake car quel que soit le jeu le vérin vient l'annuler pour activer le système.

Si le jeu est à 0,8 pas d'ouverture intempestive des soupapes pendant la phase compression pendant que le moteur tourne, donc pas d'effet sur le moteur.

Si le jeu descend sous 0,8 (pour cause de dilatation par exemple) alors il y a risque d'ouverture des soupapes pendant la compression et donc une décompression du mélange. Ce qui entraînerai une baisse de la puissance du moteur.

6.2 2nd cas : jeu

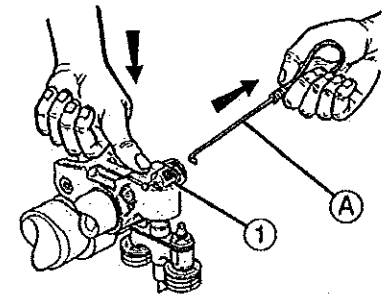
Le jeu serait trop grand car une fois le piston revenu en butée mécanique le jeu aura augmenté.

6.3 2nd cas : symptômes

Aucun symptôme sur l'Optibrake car quel que soit le jeu le vérin vient l'annuler pour activer le système. Aucun problème pour le moteur si ce n'est une augmentation du bruit de choc des culbuteurs sur les cames.

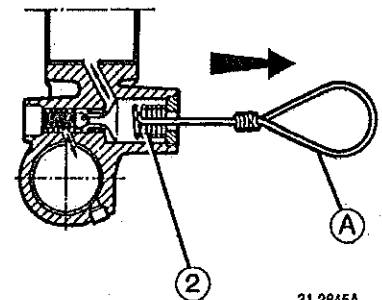
6.4

- Avant d'effectuer le réglage,... appuyer sur le culbuteur 1.



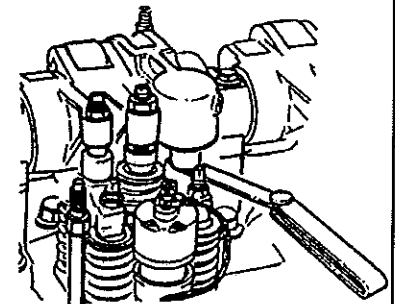
21 2846A

- Pour libérer l'huile... comprimer le ressort (2) du clapet qui se trouve dans le culbuteur.
- Utiliser un fil de fer rigide pour fabriquer un crochet (A).



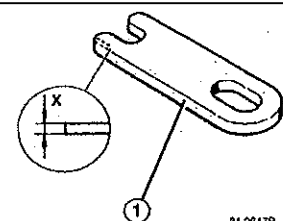
21 2845A

- Contrôler le jeu entre l'étrier et le piston du culbuteur d'échappement.
- Utiliser la jauge d'épaisseur correspondant au jeu préconisé. (1,6 mm)
- En cas de jeu ou de bridage du culbuteur, effectuer le contrôle avec une jauge d'épaisseur supérieure ou inférieure afin de déterminer l'épaisseur de la nouvelle cale de réglage.



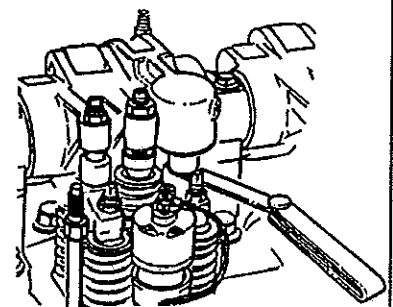
21 2697

- En cas de jeu non conforme, déposer la cale de réglage.
- Mesurer son épaisseur.
- Calculer la différence d'épaisseur en fonction du jeu mesuré lors du contrôle.
- Monter et serrer la cale de réglage correspondante.



21 2847B

- Contrôler à nouveau le jeu entre l'étrier et l'embout du piston de culbuteur.



21 2697