

BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR

MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

Session 2022

E 4 – TECHNOLOGIE MOTEUR

Durée : 4 heures – Coefficient : 4

Documents et matériels autorisés :

Aucun document autre que le sujet n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés :

L'usage de tout modèle de calculatrice, avec mode examen, est autorisé.

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il est complet.

Le sujet comporte 19 pages numérotées de la façon suivante :

- Page de garde : page 1
- Dossier d'étude : pages 2 à 9
- Dossier technique : pages 10 à 13
- Dossier des documents réponses pages 13 à 19

Les candidats rédigeront les réponses aux questions posées sur feuilles de copie ou, lorsque cela est indiqué sur le sujet, sur les documents réponses prévus à cet effet.

Tous les documents réponses sont à remettre en un seul exemplaire en fin d'épreuve.

CODE ÉPREUVE : 2206MO4T		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR		SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE	
SESSION : 2022	SUJET	ÉPREUVE : E4 – TECHNOLOGIE MOTEUR			
Durée : 4h	Coefficient : 4	SUJET N°03ED19		1 sur 23	

Partie A : Choix de la température air après échangeur (T_{APE})

Documents références : DT1 – DR1

Cahier des charges :

Température échappement : $TECH < 910^{\circ}C$

Rendement effectif : maximum

Richesse maxi : 1,25

Conditions d'essais :

Régime turbo : 220 000 tr/min à $\pm 0,5\%$

Régime moteur : 5500 ± 10 tr/min

Charge : pleine charge

VVT : $40^{\circ}V$

Balayage de la T_{APE} de 40 à $50^{\circ}C$ par pas de $5^{\circ}C$

A1. Analyse des valeurs d'essais (régime turbo et température échappement) sur le point de fonctionnement.

Documents références : DT1

- A1.1. D'après les tolérances des mesures du cahier des charges et des conditions d'essais, calculer les valeurs maximales et minimales tolérées du régime turbo (N_{turbo}).

$$218900 < N_{turbo} < 221100 \text{ tr/min}$$

- A1.2. Vérifier que les essais respectent le cahier des charges et proposer une solution si nécessaire pour des points éventuellement hors limites.

En tenant compte de la précision de mesure : la mesure régime turbo doit être entre 218900 tr/min et 221100 tr/min. Après vérification, les valeurs mesurées sont bien comprises dans la fourchette. Les conditions sont bien respectées.

En tenant compte de la précision de mesure, la Tech doit être inférieure à $910^{\circ}C$. En analysant les résultats, la Tech pour la T_{APE} à $50^{\circ}C$ et à $55^{\circ}C$ sont trop élevées.

Les conditions sont pratiquement respectées. Seule une Tech est trop élevée, il suffit d'enrichir légèrement pour abaisser la température. Ne sont validées que les températures 40 ;45.

A2. Analyse de la consommation spécifique (CSE), du rendement effectif (η_{eff}) et du remplissage en air standard (RAS)

Documents références : DR1

Les résultats suivants seront à reporter dans le tableau 1 du DR1.

- A2.1. Pour la T_{APE} de 40°C, à partir des données présentes en DR1, exprimer littéralement et calculer la puissance effective (P_{eff}) en kW en fonction de la PME en bar, du régime moteur (N) en tr/min et de la cylindrée (V) en cm^3 .

$$PME(Pa) = \frac{120 \cdot P_{eff}(W)}{V(m^3) \cdot N(tr \cdot min^{-1})}$$

$$PME(bar) \times 10^5(Pa \cdot bar^{-1}) = \frac{120 \cdot P_{eff}(kW) \cdot 10^3(W \cdot kW^{-1})}{V(cm^3)10^{-6}(m^3 \cdot cm^{-3}) \cdot N(tr \cdot min^{-1})}$$

$$P_{eff}(kW) = 10^{-4} \cdot \frac{PME(bar) \cdot V(cm^3) \cdot N(tr \cdot min^{-1})}{120}$$

$$P_{eff}(kW) = 10^{-4} \cdot \frac{16,04 \times 899 \cdot 5500}{120} = 66,1$$

- A2.2. Exprimer littéralement et calculer le débit de carburant (Q_{mcarb}) en g/h en fonction de la masse de carburant (m_{carb}) en mg/cycle/cylindre, du régime (N) moteur en tr/min et des caractéristiques du moteur.

$$Q_{mcarb}(g \cdot h^{-1}) = m_{carb}(mg \cdot cyc^{-1} \cdot cyl^{-1}) \cdot 10^{-3}(g \cdot mg^{-1}) \cdot N(tr \cdot min^{-1}) \cdot \frac{1}{2}(cyc \cdot tr^{-1}) \cdot n(cyl) \cdot 60(min \cdot h^{-1})$$

$$Q_{mcarb}(g \cdot h^{-1}) = 90 \cdot 10^{-3} \cdot m_{carb}(mg \cdot cyc^{-1} \cdot cyl^{-1}) \cdot N(tr \cdot min^{-1})$$

$$Q_{mcarb}(g \cdot h^{-1}) = 90 \cdot 10^{-3} \times 43,68 \times 5500 = 21621,6$$

- A2.3. En déduire l'expression de la CSE en g/kWh et la calculer.

$$CSE(g \cdot kWh^{-1}) = \frac{Q_{mcarb}(g \cdot h^{-1})}{P_{eff}(kW)} = \frac{21621,6}{66,1} = 327,15$$

- A2.4. Exprimer et calculer le η_{eff} en % à partir de la CSE.

$$\eta_{eff} = \frac{3600}{CSE(g \cdot kWh^{-1}) \cdot PCI(kJ \cdot g^{-1})} = \frac{3600}{327,15 \times 42,3} = 0,26 = 26\%$$

- A2.5. Exprimer et calculer le RAS en % en fonction de la masse d'air admise (m_{air}) en mg/cycle/cylindre, des conditions standards et des caractéristiques du moteur.

$$RAS = \frac{m_{air}(mg \cdot cyc^{-1} \cdot cyl^{-1})}{\rho_{std}(mg \cdot cm^{-3}) \cdot \frac{V(cm^3)}{3}}$$

$$\rho_{std}(kg \cdot m^{-3}) = \frac{P_{std}(Pa)}{r(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}) \cdot T_{std}(K)}$$

$$\rho_{std}(mg \cdot cm^{-3}) \cdot 10^{-6}(kg \cdot mg^{-1}) \cdot 10^6(cm^3 \cdot m^{-3}) = \frac{P_{std}(bar) \cdot 10^5(Pa \cdot bar^{-1})}{r(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}) \cdot T_{std}(K)}$$

$$\rho_{std}(mg \cdot cm^{-3}) = \frac{P_{std}(bar) \cdot 10^5(Pa \cdot bar^{-1})}{r(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}) \cdot T_{std}(K)}$$

$$RAS = \frac{3 \cdot m_{air} (mg \cdot cyc^{-1} \cdot cyl^{-1}) \cdot r (J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}) \cdot T_{std} (K)}{P_{std} (bar) \cdot 10^5 (Pa \cdot bar^{-1}) \cdot V (cm^3)}$$

$$RAS = \frac{3 \cdot 10^{-5} \cdot m_{air} \cdot r \cdot T_{std}}{P_{std} \cdot V} = \frac{3 \cdot 10^{-5} \times 527,87 \times 287 \times 298}{899} = 1,507$$

A3. Choix de la température d'air (TAPE)

A3.1. Analyser les résultats du tableau, choisir et justifier la température d'air à retenir (3 lignes maxi).

En analysant les résultats, le rendement global est maximum pour une TAPE de 40°C. Par conséquent le point à retenir est la TAPE de 40°C car elle correspond au cahier des charges.

Partie B : Choix de la position optimale du VVT

Documents références : DT1 – DR2 et DR3

Les essais présentés dans cette partie permettront de choisir une position optimale de la distribution. Les essais sont réalisés à un régime de 5500 tr/min en pleine charge pour 4 positions du VVT : 0°V ; 10°V ; 20°V ; 40°V.

Le critère de validation est le **rendement effectif maximum**.

B1. Étude des angles de distribution pour les deux positions extrêmes de VVT

B1.1. Que signifient AOA, RFA, AOE, RFE et « l'angle de croisement » ?

AOA : Avance ouverture Admission

RFA : Retard Fermeture Admission

AOE : Avance Ouverture Échappement

RFE : Retard Fermeture Échappement

Angle de croisement: Angle pendant lequel les soupapes d'échappement et d'admission sont ouvertes en même temps

B1.2. Identifier sur le document DR2, les levées des soupapes d'échappement et d'admission. Compléter les cases correspondantes.

B1.3. Placer les PMB.

B1.4. Pour un jeu théorique de 700 µm, positionner les angles AOA, RFA, AOE, RFE pour les deux positions VVT.

Rappel : AOA = -5°V est équivalent à ROA = 5°V

Relever ces valeurs et compléter le tableau du DR2.

B1.5. En déduire les angles de balayage pour les 2 positions. Compléter les cases correspondantes.

B2. Étude des rendements

Le choix de la position du VVT sera déterminé pour un rendement effectif maximum.

Les calculs suivants porteront uniquement sur la position VVT0 (0°V).

Les résultats précédents seront à reporter dans le tableau du DR3.

B2.1. Écrire la chaîne des rendements.

$$\eta_{eff} = \eta_{comb} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_f \cdot \eta_m$$

B2.2. Exprimer et calculer l'énergie introduite (E_{int}) en J/cycle en précisant les unités pour chaque élément de la relation (équation aux dimensions).

$$E_{int}(J \cdot cyc^{-1}) = m_{carb}(mg \cdot cyc^{-1} \cdot cyl^{-1}) \cdot n(cyl) \cdot PCI(J \cdot mg^{-1})$$

$$E_{int}(J \cdot cyc^{-1}) = 37,43 \times 3 \times 42,3 = 4749,9$$

B2.3. En utilisant l'énergie chimique des polluants carbonés, exprimer et calculer le rendement de combustion (η_{comb}) en %.

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{\sum m_i(mg) \cdot PCI_i(J \cdot mg^{-1})}{E_{int}(J)} = 1 - \frac{m_{CO} \cdot PCI_{CO} + m_{HC} \cdot PCI_{HC}}{E_{int}(J)}$$
$$\eta_{comb} = 1 - \frac{28,4 \times 10,6 + 0,742 \times 42,3}{4749,9} = 0,93 = 93\%$$

B2.4. Exprimer et calculer le rendement théorique (η_{th}) en %.

$$\eta_{th} = 1 - \varepsilon^{1-\gamma} = 1 - 9,5^{-0,4} = 0,594 = 59,4\%$$

Pour les deux questions suivantes, à partir des différents travaux et de la PME :

B2.5. Exprimer et calculer le rendement de forme (η_f) en %.

$$\eta_f = \frac{W_i}{W_{th}} = \frac{1684}{2622} = 0,642 = 64,2\%$$

B2.6. Exprimer et calculer le rendement effectif (η_{eff}) en %.

$$\eta_{eff} = \frac{W_{eff}(J)}{E_{int}(J)}$$

$$PME(Pa) = \frac{W_{eff}(J)}{V(m^3)}$$

$$W_{eff}(J) = PME(Pa) \cdot V(m^3) = PME(bar) \cdot 10^5(Pa \cdot bar^{-1}) \cdot V(cm^3) \cdot 10^{-6}(m^3 \cdot cm^{-3})$$

$$\eta_{eff} = \frac{W_{eff}(J)}{E_{int}(J)} = \frac{PME(bar) \cdot 10^{-1} \cdot V(cm^3)}{E_{int}(J)} = \frac{16,04 \times 10^{-1} \times 899}{4749,9} = 0,304 = 30,4\%$$

B3. Analyse et choix du réglage

Pour les comparaisons, la position **VVT40 (40°V)** sera la référence.

B3.1. Exprimer la relation, puis calculer les gains en % pour chaque rendement du tableau.

$$\Delta X\% = \frac{X_{0^\circ} - X_{40^\circ}}{X_{40^\circ}} \times 100$$
$$\Delta\eta_{comb}\% = \frac{0,93 - 0,88}{0,88} \times 100 = 5,68\%$$
$$\Delta\eta_f\% = \frac{0,642 - 0,631}{0,631} \times 100 = 1,78\%$$
$$\Delta\eta_{eff}\% = \frac{0,304 - 0,282}{0,282} \times 100 = 7,6\%$$

B3.2. Choisir alors le réglage de VVT à retenir. Justifier votre choix.

En analysant le rendement global du moteur, on peut voir la position VVT de 0° permet d'avoir le meilleur rendement. Le choix est VVT 0°.

B3.3. Pour cette position de VVT choisie, justifier les gains sur les rendements de combustion et de forme en s'appuyant sur les données du tableau du DR3.

- le gain sur le rendement de combustion (+5,7%) est justifié par une richesse plus faible, moins de carburant est « gaspillé ».

- le gain sur le rendement de forme (+1,8%) se justifie par la diminution des pertes par pompage (PMIbp plus faible).

L'amélioration de ces deux rendements conjugués augmente significativement le rendement effectif (+7,6%).

Les résultats précédents seront à reporter dans le tableau du DR3.

Partie C : Choix d'une boîte de vitesses (BV)

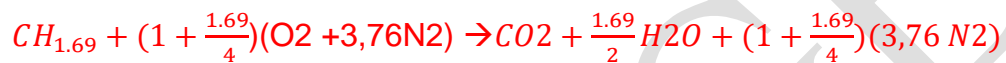
Documents références : DT1 et DT2 – DR4

Ce nouveau moteur 3 cylindres doit être associé à une boîte de vitesses (type 1 ou type 2) et sera monté sur un véhicule de petite taille.

Nous devons faire le choix entre deux boîtes de vitesses. L'étude se fera à une vitesse de **80 km/h sur sol plat en 4^{ème}**. **Le choix s'orientera vers celle permettant une émission de CO₂ la plus faible.**

C1. Détermination de la masse de CO₂ (m_{CO2}) émise par litre de carburant

C1.1. Écrire l'équation de combustion complète équilibrée.



C1.2. En déduire le rapport m_{CO2} / m_{carb}.

$$\frac{m_{CO_2}}{m_{carb}} = \frac{44}{13,69} = 3,21$$

C1.3. En déduire m_{CO2} émise en g pour un litre de carburant.

$$\frac{m_{CO_2}(g)}{V_{carb}(L)} = \frac{44}{13,69} \times 740 = 2378,4$$

C2. Détermination de la PME nécessaire pour rouler à 80 km/h

Les résultats suivants seront à reporter dans le tableau du DR4.

C2.1. Relever la puissance à l'avancement à la jante (P_{aj}) en kW sur sol plat (DT2).

$$P_{aj} = 9,6kW \approx 10kW$$

C2.2. Exprimer et calculer la puissance à l'avancement ramenée au vilebrequin (P_{av}) en kW.

$$P_{av} = \frac{P_{aj}}{\eta_T} = \frac{10}{0,9} = 11,11 kW$$

C2.3. Exprimer et calculer les régimes moteur avec les 2 types de BV appelés N_{4BV1} et N_{4BV2} en tr/min.

$$N_{4BV_i}(tr \cdot min^{-1}) = 80(km \cdot h^{-1}) \times \frac{1000(tr \cdot min^{-1})}{v_{1000_4_i}(km \cdot h^{-1})}$$

$$N_{4BV_1}(tr \cdot min^{-1}) = 80 \times \frac{1000}{28,31} = 2826(tr \cdot min^{-1})$$

$$N_{4BV_2}(tr \cdot min^{-1}) = 80 \times \frac{1000}{32,23} = 2646(tr \cdot min^{-1})$$

C2.4. Exprimer et calculer la PME en bar avec les 2 types de BV.

En reprenant la formule établie à la question A21 :

$$P_{eff}(kW) = 10^{-4} \cdot \frac{PME(bar) \cdot V(cm^3) \cdot N(tr \cdot min^{-1})}{120}$$

$$PME(bar) = \frac{120 \cdot 10^4 \cdot P_{eff}(kW)}{V(cm^3) \cdot N(tr \cdot min^{-1})}$$

$$PME_{BV1}(bar) = \frac{120 \cdot 10^4 \cdot 11,11}{899 \cdot 2826} = 5,25$$

$$PME_{BV1}(bar) = \frac{120 \cdot 10^4 \cdot 11,11}{899 \cdot 2646} = 5,6$$

C3. Détermination de la consommation du moteur

Les résultats suivants seront à reporter dans le tableau du DR4.

C3.1. Placer et relever la CSE des points précédemment étudiés, sur le "champ ISO CSE" du DR4.

$$2826(tr \cdot min^{-1}) - 5,25(bar) \Rightarrow CSE_{BV1} \approx 290(g \cdot kWh^{-1})$$

$$2646(tr \cdot min^{-1}) - 5,6(bar) \Rightarrow CSE_{BV1} \approx 280(g \cdot kWh^{-1})$$

C3.2. À partir de la CSE, exprimer et calculer la consommation (Conso) en l/100km pour chaque type de boîte de vitesses à 80 km/h.

$$Conso(L/100km) = \frac{Qm_{carb}(g \cdot h^{-1}) \cdot 100}{\rho_{carb}(g \cdot L^{-1}) \cdot 80}$$

$$Conso(L/100km) = \frac{CSE(g \cdot kWh^{-1}) \cdot P_{eff}(kW) \cdot 100}{\rho_{carb}(g \cdot L^{-1}) \cdot 80}$$

$$Conso_{BV1}(L/100km) = \frac{290 \cdot 11,11 \cdot 100}{740 \cdot 80} = 5,44$$

$$Conso_{BV1}(L/100km) = \frac{280 \cdot 11,11 \cdot 100}{740 \cdot 80} = 5,25$$

C3.3. En déduire les émissions de CO₂ en g/km en vous appuyant sur les résultats de la partie C1.

En reprenant le résultat de la question C1.3 :

$$m_{CO_2}(g) = 2378,4 \cdot V_{carb}(L)$$

$$m_{CO_2}(g/km) = 2378,4 \cdot Conso(L/100km) \times \frac{1}{100}$$

$$m_{CO_2,BV1}(g/km) = 2378,4 \cdot 5,44 \times \frac{1}{100} = 129,4$$

$$m_{CO_2,BV2}(g/km) = 2378,4 \cdot 5,25 \times \frac{1}{100} = 125$$

C3.4. Calculer le gain en % sur le CO₂ entre les 2 types de boîte de vitesses. La référence sera le type 1.

$$\Delta Conso\% = \frac{125 - 129,4}{129,4} \times 100 = -3,45\%$$

C3.5. Conclure sur le choix de la boîte de vitesses à retenir.

Boite de type 2

Partie D : Étude d'une commande automatisée d'embrayage

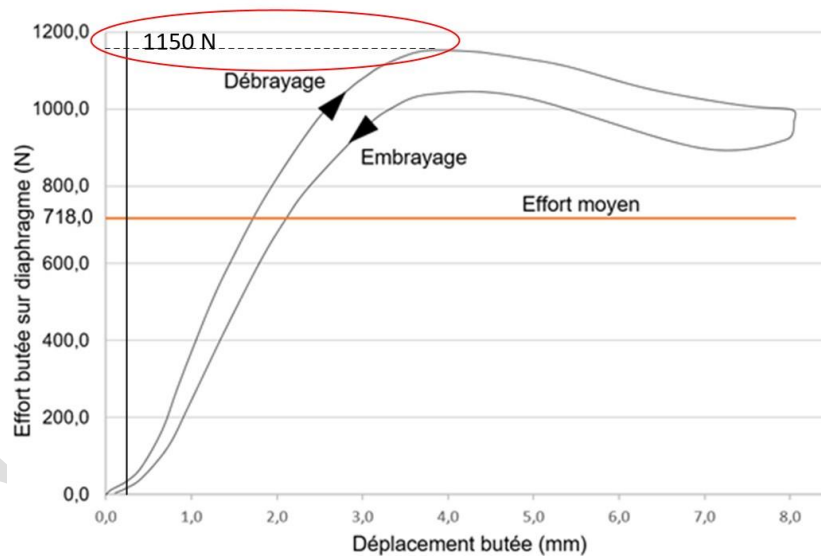
Documents références : DT3 et DT4 – DR5 et DR6

L'objectif de cette partie est de s'assurer de la compatibilité du système d'embrayage « Clutch-by-wire » présenté sur le DT3 avec l'actuel présenté sur le DT4.

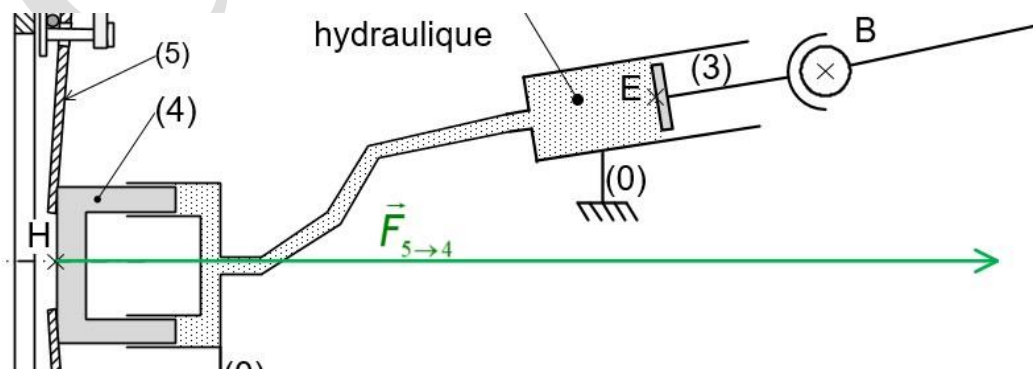
D1. Étude de l'effort pédale

Objectif : Afin de déterminer l'effort résistant à appliquer au niveau de l'émulateur de pédale, on détermine, sur le système classique, la force maximale que le conducteur doit exercer sur la pédale. Ainsi, on se propose d'étudier le système d'embrayage classique.

- D1.1. Relever sur la courbe du document technique 4 (DT4), l'intensité de la force maximale du diaphragme (5) sur la butée (4) en phase débrayage $\vec{F}_{5 \rightarrow 4}$ (N). Représenter cette force au point H sur le document réponse DR5 en respectant l'échelle donnée.



$$F_{4 \rightarrow 5} = 1150 N$$



D1.2. De par la configuration du circuit hydraulique du DR5 on admet que les pressions qui s'exercent sur les pistons émetteur (3) et récepteur (4) sont identiques.

- Donner l'expression littérale de la résultante de l'action de poussée du piston 3 sur le fluide, $F_{3 \rightarrow \text{fluide}}$ en fonction de $F_{5 \rightarrow 4}$ et des diamètres des pistons donnés DR5.
- Calculer $\|\vec{F}_{3 \rightarrow \text{fluide}}\|$ en (N).
- Représenter $\vec{F}_{3 \rightarrow \text{fluide}}$ au point E sur le document réponse DR5 en respectant l'échelle donnée.

Pression identique dans le circuit donc :

$$p = \frac{F_{4 \rightarrow 5}}{D_4^2 - d_4^2} = \frac{F_{3 \rightarrow \text{fluide}}}{D_3^2} \text{ soit } F_{3 \rightarrow \text{fluide}} = \frac{D_3^2}{D_4^2 - d_4^2} \cdot F_{4 \rightarrow 5}$$

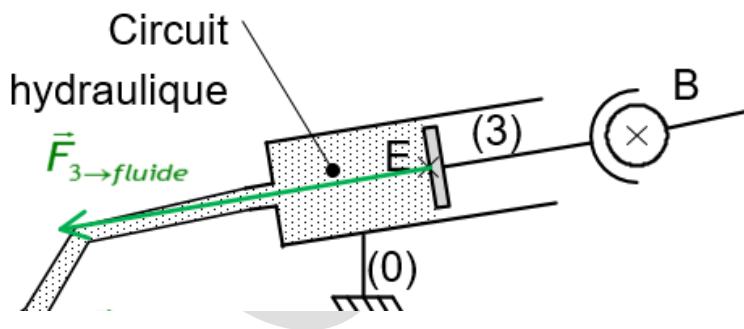
avec D_4 et d_4 les diamètres du piston annulaire (4) et

D_3 celui du piston émetteur (3) A.N.

```
D4=38.75; d4=26;
D3=16; % en mm F_4_5=1150;
% en N
F_3_fluide=D3^2/(D4^2-d4^2)*F_4_5;
F_3_fluide=round(F_3_fluide)/1 % en N
```

F_3_fluide = 357

Représentation de la force $\vec{F}_{3 \rightarrow \text{fluide}}$:



(longueur avec l'échelle donnée : 37mm)

La connaissance de cette résultante $\vec{F}_{3 \rightarrow \text{fluide}}$ permet de déterminer l'action mécanique de la biellette (2) sur la pédale (1), modélisée au point A par le torseur $\{T_{2 \rightarrow 1}\}$.

Hypothèses - Données :

- Le plan (O, \vec{x}, \vec{y}) du schéma du DR5 est un plan de symétrie pour la géométrie du mécanisme et pour les actions mécaniques étudiées.

- On suppose le système à l'équilibre dans la position du DR5, position pour laquelle l'effort de débrayage est maximum.
- L'assemblage entre la pédale (1) et la platine pédalier (0) est modélisé par une liaison pivot d'axe (O, \vec{z}) .
- L'action du ressort de compression (5) sur la pédale (1) est modélisée au point D par une résultante de direction \vec{y} et d'intensité 72 N.
- La direction de la résultante $\vec{F}_{C0 \rightarrow 1}$ du conducteur sur la pédale (1) est modélisée au point K sur le DR5 avec une direction inclinée d'un angle $\alpha=43^\circ$ par rapport à la direction X.
- On retient le modèle de liaisons parfaites
 - L'action de la biellette (2) sur la pédale (1) est modélisée au point A par le torseur ci-dessous :

$$\{T_{2 \rightarrow 1}\} = \begin{matrix} \begin{matrix} 350 & 0 \\ 74 & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix} \\ A \end{matrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad \text{Résultante en N, moment en Nm}$$

(format d'écriture d'un torseur à respecter)

D1.3. Exprimer les composantes $X_{C0 \rightarrow 1}$ et $Y_{C0 \rightarrow 1}$ de la résultante $\vec{F}_{C0 \rightarrow 1}$ en fonction de sa norme $\|\vec{F}_{C0 \rightarrow 1}\|$ et de l'angle α .

$$\begin{aligned} X_{C0 \rightarrow 1} &= -F_{C0 \rightarrow 1} \cdot \cos 43 \\ Y_{C0 \rightarrow 1} &= -F_{C0 \rightarrow 1} \cdot \sin 43 \end{aligned}$$

D1.4. On isole la pédale 1.

Réaliser l'inventaire des actions mécaniques extérieures s'exerçant sur la pédale (1). Exprimer ces actions sous forme de torseur en reprenant le format d'écriture imposé.

L'application du principe fondamental de la statique à la pédale (1) permet de

déterminer les valeurs de la résultante du torseur $\{T_{C0 \rightarrow 1}\} = \begin{matrix} \begin{matrix} -79 & 0 \\ -74 & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix} \\ K \end{matrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$ en (N).

- Action de la platine pédalier :

$$\{T_{O, 0 \rightarrow 1}\} = \begin{matrix} \begin{bmatrix} X_{O \rightarrow 1} & 0 \\ Y_{O \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ O \end{matrix}$$

- Action du ressort :

$$\{T_{D, 5 \rightarrow 1}\} = \begin{matrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -72 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ D \end{matrix}$$

- Action du conducteur :

$$\{T_{K, Co \rightarrow 1}\}_K = \begin{bmatrix} -F_{Co \rightarrow 1} \times \cos(43) & 0 \\ -F_{Co \rightarrow 1} \times \sin(43) & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

- Action de la biellette :

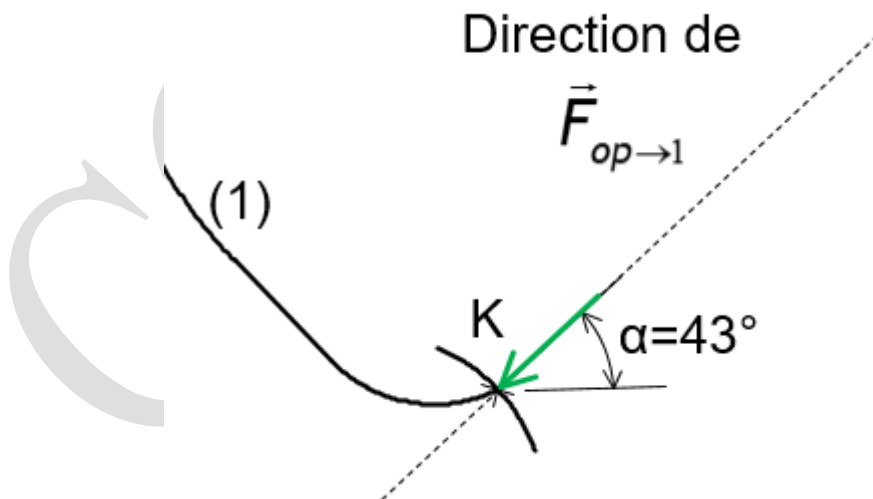
$$\{T_{A, 2 \rightarrow 1}\}_A = \begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 74 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

D1.5. Calculer $\|\vec{F}_{Co \rightarrow 1}\|$ en (N). Représenter cette résultante sur le DR5 en respectant l'échelle donnée.

```
Xco_1=-79;
Yco_1=-74; % en N
Fco_1=sqrt(Xco_1^2+Yco_1^2)
```

Intensité : $\|\vec{F}_{Co \rightarrow 1}\| = \sqrt{X_{co \rightarrow 1}^2 + Y_{co \rightarrow 1}^2}$

- Fco_1 = 108.2451
- Représentation de la force $\vec{F}_{Co \rightarrow 1}$:



D1.6. Comparer la valeur calculée à celle annoncée par l'équipementier sur le système « Clutch-by-wire » du DT3.

D2. Étude énergétique du système « Clutch-by-wire »

Objectif : La commande d'embrayage manuelle n'a pas d'impact énergétique sur la consommation de carburant ; qu'en est-il pour le système « Clutch-by-wire » ?
On se propose de calculer la consommation énergétique du système au regard du gain de consommation affiché.

Données :

- Flux d'énergie et données techniques du « Clutch-by-wire » sur le DR6.
- L'équipementier annonce un temps d'ouverture de l'embrayage de $t_o=150$ ms pour une course de la butée de $C=8$ mm.
- Le piston récepteur (4) de la butée est identique à celui défini sur le DR5.

Étape 1 : Détermination du régime du moteur Brushless pour évaluer son rendement

D2.1. Calculer la vitesse moyenne du piston récepteur (4) $V_{4/0}$ en $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$V_{4/0} = \frac{C}{t_o} = \frac{8}{105 \cdot 10^{-3}}$$

- A.N.

```
t=105e-3; % temps d'ouverture  
de l'embrayage en s Course=8;  
% course butée en mm
```

V_4_0approche = 76

D2.2. Calculer le débit d'huile Q_h en $\text{mm}^3 \text{s}^{-1}$ afin d'obtenir cette vitesse.

Rappel : $Q=S \times V$

Ce débit Q_h est lié à la vitesse V_e du piston émetteur de diamètre $D_e=20$ mm de l'actionneur électro-hydraulique du DR6.

$$Q_h = S_{\text{piston}} \times V_{4/0} = \frac{\pi}{4} (D_4^2 - d_4^2) \times V_{4/0}$$

avec D_4 et d_4 les diamètres respectivement extérieur et intérieur du piston (4)

- A.N.

```
D4=38.75; % diamètre extérieur piston  
récepteur en mm d4=26; % diamètre  
intérieur piston récepteur en mm  
Q_h=pi/4*(D4^2-d4^2)*V_4_0; % en mm3/s  
Q_happroche=round(Q_h)
```

Q_happroche = 49402

D2.3. Calculer la vitesse moyenne V_e en mm.s^{-1} de ce piston qui permet d'obtenir ce débit d'huile.

$$V_e = \frac{Q_h}{S_{\text{piston émetteur}}} = \frac{Q_h}{\pi \cdot \Phi_e^2 / 4}$$

```
De=20; % diamètre du piston
émetteur en mm Ve=Q_h*4/pi/De^2;
% Vitesse en mm/s
Ve_approche=round(Ve)
```

Ve_approche = 157

D2.4. On donne $V_e=157 \text{ mm.s}^{-1}$. Calculer la vitesse angulaire moyenne ω_{mot} (rad.s^{-1}) que doit délivrer le moteur Brushless de l'actionneur électro-hydraulique pour assurer la fonction débrayage en 150ms. En déduire N_{mot} (tr.min^{-1}).

$$\omega_{\text{mot}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot V_e}{\text{pas}}$$

Rappel : $V = \frac{\text{pas}}{2\pi} \times \omega$

- A.N.

```
pas=.5; % pas en mm
w_mot=2*pi*Ve/pas;
w_mot_approche=round(w_mot)
```

w_mot_approche = 1976

- Régime moteur en tr/min

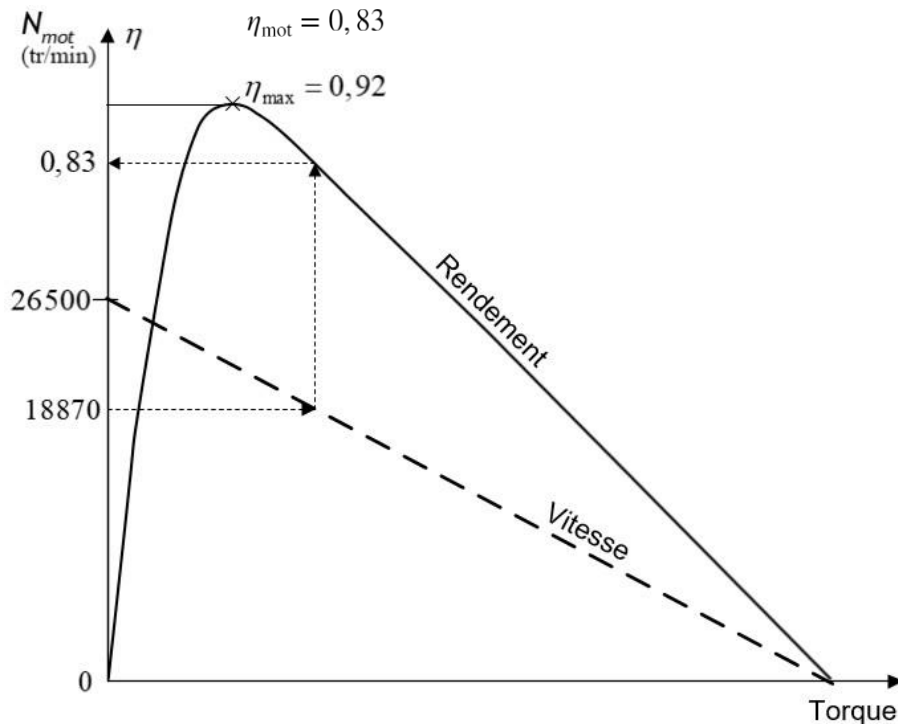
```
N_mot=30*w_mot/pi
```

N_mot = 18870

D2.5. Sur la courbe caractéristique du moteur Brushless du DR6, faire apparaître le tracé qui permet d'obtenir le rendement η_{mot} à partir du régime moteur N_{mot} . Relever la valeur de ce rendement et le noter dans la case correspondante du schéma de l'actionneur électro-hydraulique du DR6.

Le moteur tourne à $N_{\text{mot}} = 18870 \text{tr/min}$.

À ce régime, la courbe caractéristique du moteur (DR6) nous permet de relever le rendement de ce dernier :



- On relève $\eta_{\text{mot}} = 0,83$

Étape 2 : Détermination de l'énergie absorbée pour un débrayage

D2.6. À partir de l'effort moyen F_m du diaphragme sur la butée (voir courbe DT4), calculer l'énergie E_s en Joule nécessaire pour déplacer la butée sur une course C de 8mm.

$$E_s = F_m \times C$$

A.N.

$F_m=718$; % Force moyenne sur le diaphragme (en N) $C=8e-3$; % course de la butée (en m)

$$E_s = 5.74$$

D2.7. À partir des données du DR6 calculer le rendement global η_g de cette chaîne de puissance.

global / Énergie

électrique

$$E_E = E_S \times \eta_g$$

Rendement global : $\eta_g = \eta_{\text{mot}} \times \eta_{\text{vis}} \times \eta_{\text{é}} \times \eta_4$

```
r_mot=.83;  
r_global=r_mot*.66*.92*.92;  
r_global=vpa(r_global,2)
```

r_global =0.46

D2.8. Calculer l'énergie électrique E_E consommée nécessaire pour réaliser un débrayage.

```
% rendement total  
E_e=E_s/r_global;  
E_e=vpa(E_e,3)
```

$E_e = 12.4$

D2.9. Au regard de l'objectif de l'étude, sachant que l'énergie contenue dans un litre de carburant est de 31,3 MJ, quel est l'équivalent en litre de carburant de la consommation énergétique de ce système pour le cycle d'homologation pour lequel le nombre de cycles de débrayage = 125 ? Conclure.

$$E_E = 12,4\text{J} = 12,4 \cdot 10^{-6}\text{MJ}$$

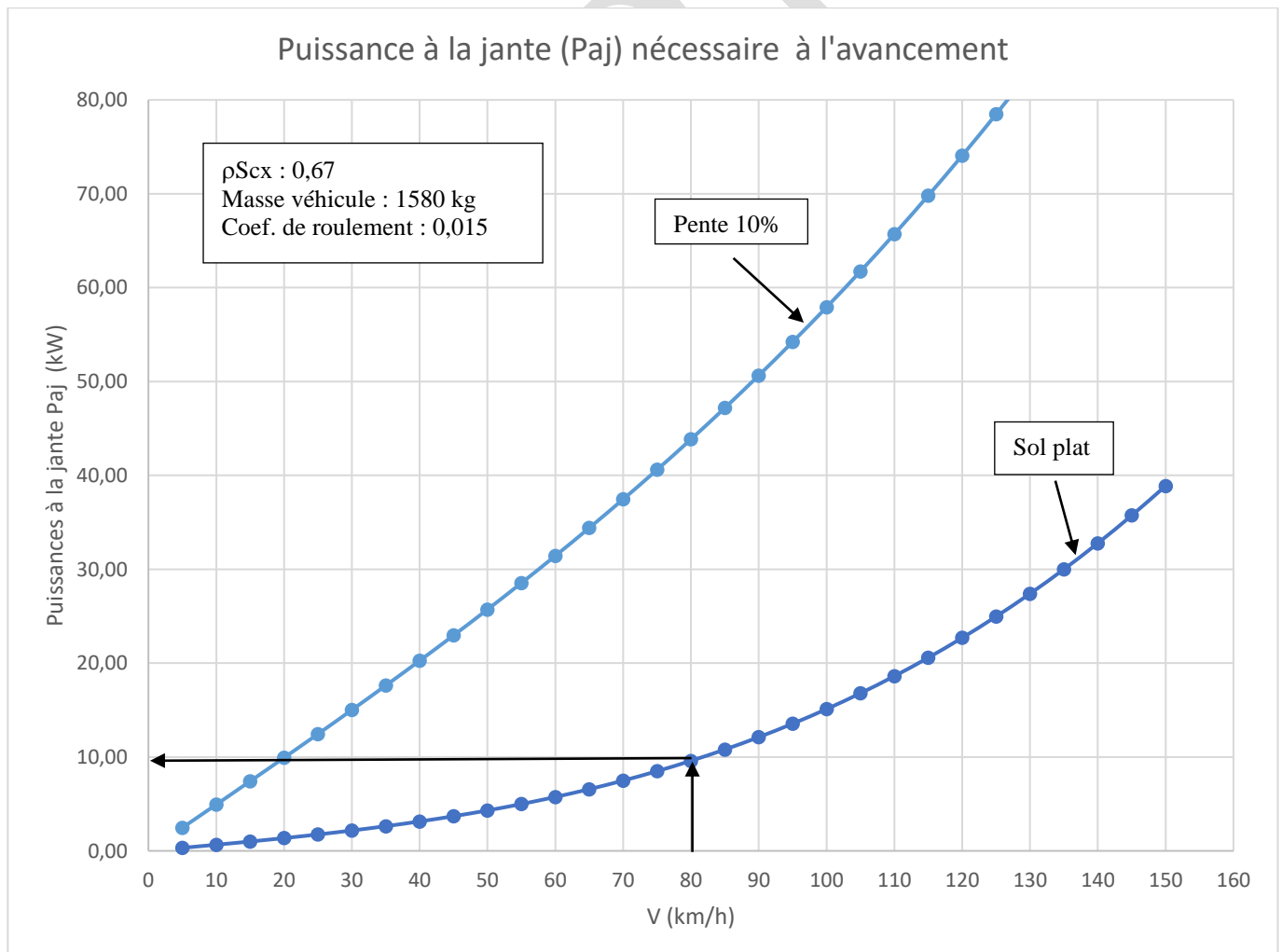
Equivalent en litre de carburant s'élève pour 1 cycle de 125 commandes à : $\frac{12,4 \cdot 10^{-6}}{31,6} = 0,396 \cdot 10^{-6}$
Conclusion : Le confort qu'apporte le système à l'agrément de conduite est beaucoup plus important que l'impact dû à la consommation de ce système.

DOCUMENT TECHNIQUE 2 (DT2)

Boîtes de vitesses

<u>Type 1</u>	<u>Type 2</u>
Vitesse véhicule en km/h à 1000tr/min	Vitesse véhicule en km/h à 1000tr/min
$V_{1000} 1^{\text{ère}}$: 6,78	$V_{1000} 1^{\text{ère}}$: 7,23
$V_{1000} 2^{\text{ème}}$: 12,91	$V_{1000} 2^{\text{ème}}$: 13,78
$V_{1000} 3^{\text{ème}}$: 20,48	$V_{1000} 3^{\text{ème}}$: 21,86
$V_{1000} 4^{\text{ème}}$: 28,31	$V_{1000} 4^{\text{ème}}$: 30,23
$V_{1000} 5^{\text{ème}}$: 38,29	$V_{1000} 5^{\text{ème}}$: 40,88
$\eta_{\text{transmission}}$: 0,9	$\eta_{\text{transmission}}$: 0,9

Puissance à l'avancement à la jante (P_{aj}) en fonction de la vitesse véhicule



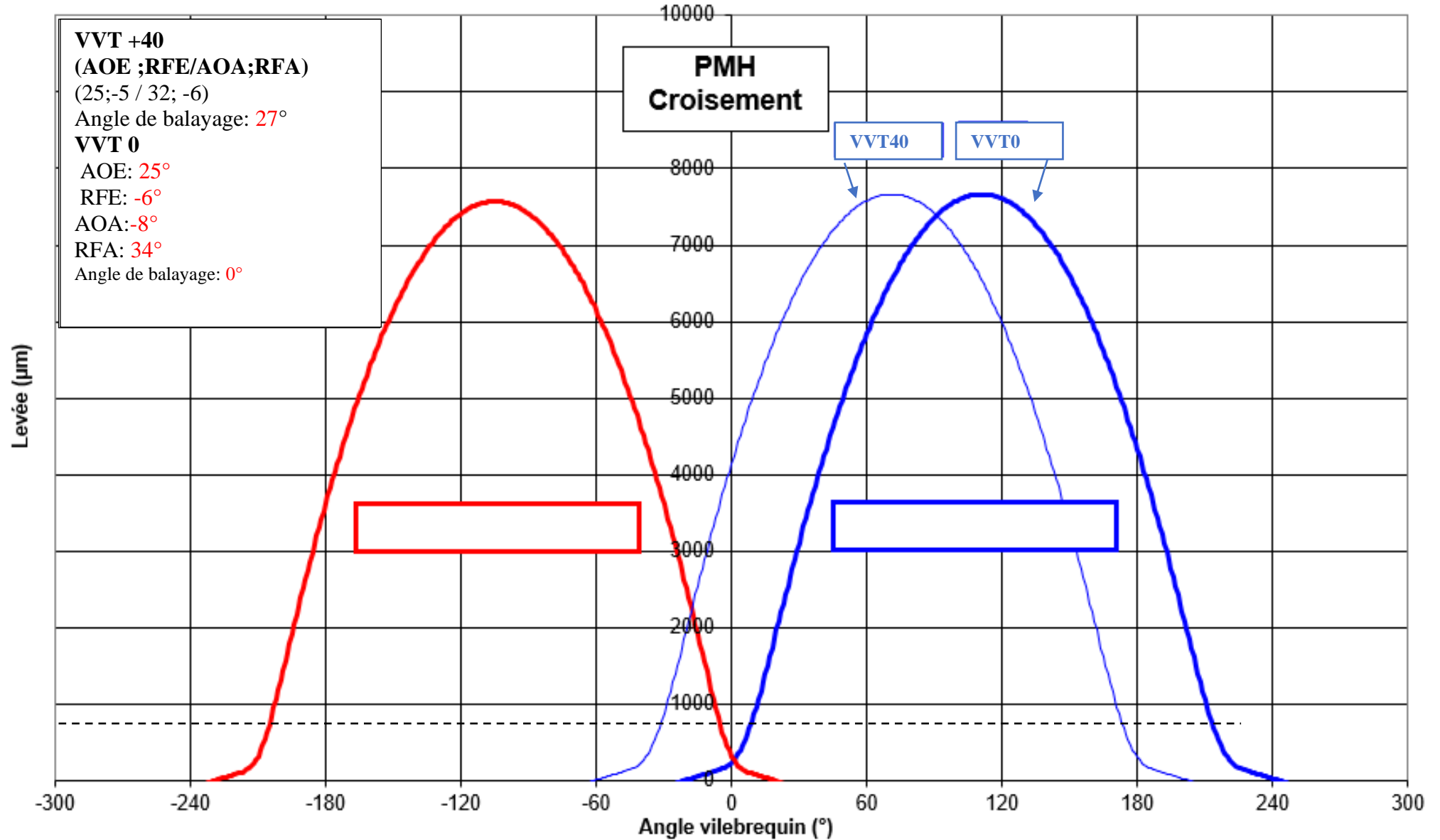
DOCUMENT RÉPONSE 1 (DR1)

Tableau 1 : balayage de T_{APE}

N	tr/min	5500	5500	5500
Position pédale	%	100	100	100
T_{APE}	°C	40	45	50
PME	bar	16,04	15,81	15,66
m_{air}	mg/cycle/cylindre	527,87	525,22	524,60
m_{carb}	mg/cycle/cylindre	43,68	43,94	44,21
P_{int}	kW	254,05	255,59	257,14
P_{eff}	kW	66,1	65,06	64,44
Q_{mcarb}	kg/h	21,627	21,75	21,88
CSE	g/kW.h	327,15	334,35	339,62
η_{eff}	%	26%	25,45%	25,06%
RAS	%	150,7	147,38%	147,21%

DOCUMENT RÉPONSE 2 (DR2)

Loi de levée des soupapes



DOCUMENT RÉPONSE 3 (DR3)

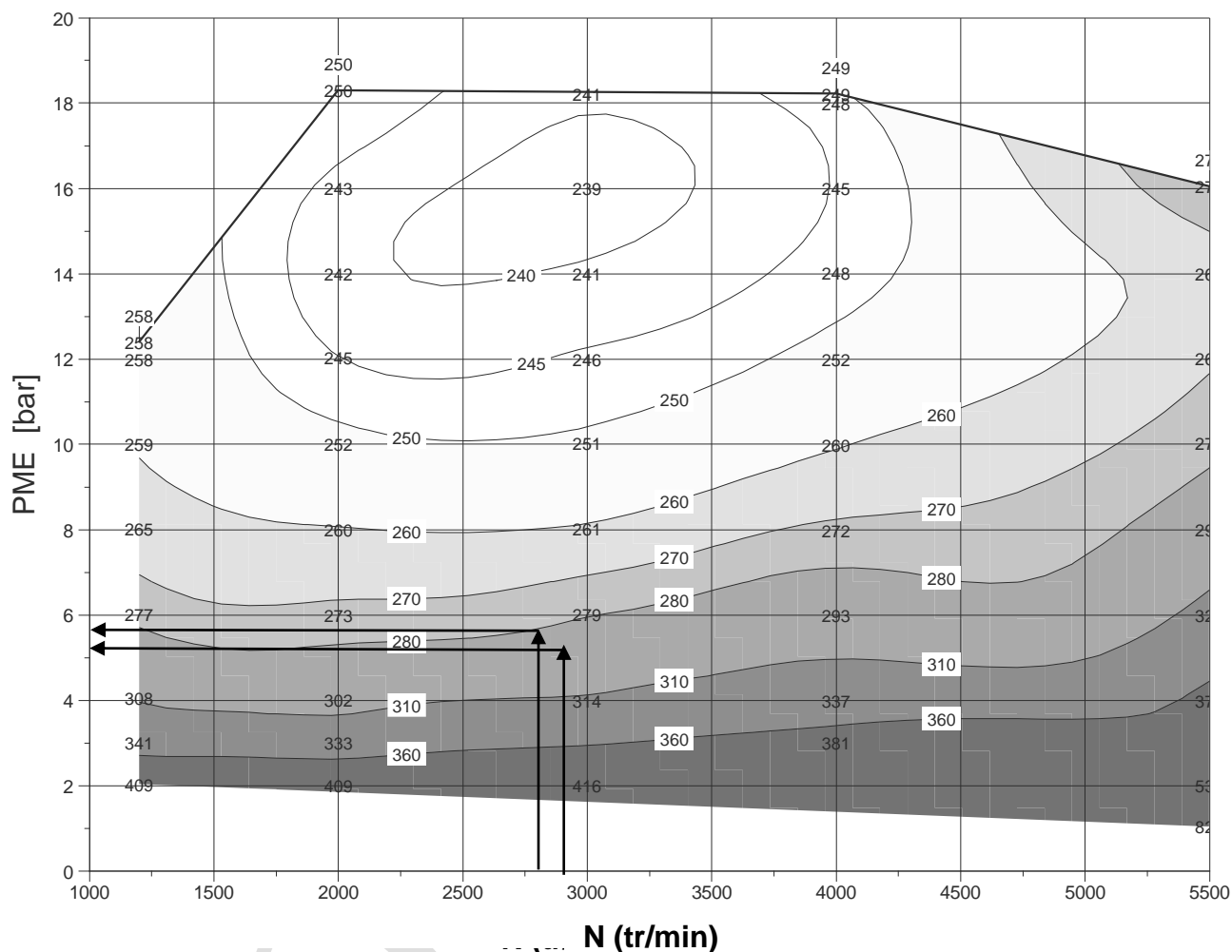
Position VVT consigne	°V	0	10	20	30	40
position VVT réelle	°V	0,04	10,12	20,1	30,02	40,07
N	tr/min	5500	5500	5500	5500	5500
P _{atmo.}	hPa	1009,5	1014,3	1013,3	1014,5	1015,5
Position pédale	%	100	100	100	100	100
Couple	N.m	114,8	114,5	114,4	114,8	114,4
PME	bar	16,05	16	16	16,04	15,99
Puissance effective	kW	66,1	65,9	65,9	66,1	65,9
T _{ECH}	°C	923,9	921,6	920,3	920,3	919,8
AA	°V	7,9	8,3	7,9	7,5	9,4
m _{air}	mg/cc	502,57	503,45	509,47	510,34	511,86
m _{carb}	mg/cc	37,43	37,38	38,25	38,88	40,18
CSE	g/kWh	280,15	280,64	287,27	291,19	301,76
Richesse	s.u.	1,06	1,06	1,07	1,08	1,12
PMI	bar	18,73	18,65	18,54	18,65	18,71
PMI_HP	bar	20,38	20,42	20,35	20,44	20,5
PMI_BP	bar	-1,65	-1,77	-1,81	-1,79	-1,79
HC	ppm	1041	1264	1213	1266	1120
CO	%	1,95	1,87	2,2	2,65	3,63
NO _x	ppm	2467	2565	2121	1778	1237
CO ₂	%	13,7	13,8	13,5	13,3	12,7
O ₂	%	0,12	0,18	0,15	0,13	0,11
E _{sCO}	g/kWh	70,92	67,9	81,7	98,2	136,3
E _{sNO_x}	g/kWh	116,5	111,6	134,2	161,2	223,8
E _{sHC}	g/kWh	1,85	2,25	2,2	2,29	2,06
m _{CO}	mg/c	28,4	27,1	32,6	39,3	54,4
m _{NO_x}	mg/c	46,6	44,5	53,6	64,6	89,4
m _{HC}	mg/c	0,742	0,897	0,88	0,919	0,821
E _{int}	J/c	4749,9	4743	4854	4935	5099
E _{CO}	J/c	301,17	288	346	417	577
E _{HC}	J/c	31,37	37,94	37,21	38,86	34,73
W _i	J/c	1684	1676	1666	1676	1682
η _{comb}	%	93%	93,13%	92,11%	90,76%	88,01%
Gain η _{comb}	%	5,68%	5,83%	4,66%	3,14%	
η _{th}	%	59,4%	59,36%	59,36%	59,36%	59,36%
W _{th}	J/c	2622	2622	2654	2659	2664
η _f	%	64,2%	63,92%	62,79%	63,05%	63,14%
Gain η _f	%	1,78%	1,23%	-0,56%	-0,14%	
η _{eff}	%	30,4%	30,33%	29,63%	29,23%	28,20%
Gain η _e	%	70	7,53%	5,04%	3,63%	

* /c : par cycle

/cc : par cycle et par cylindre

DOCUMENT RÉPONSE 4 (DR4)

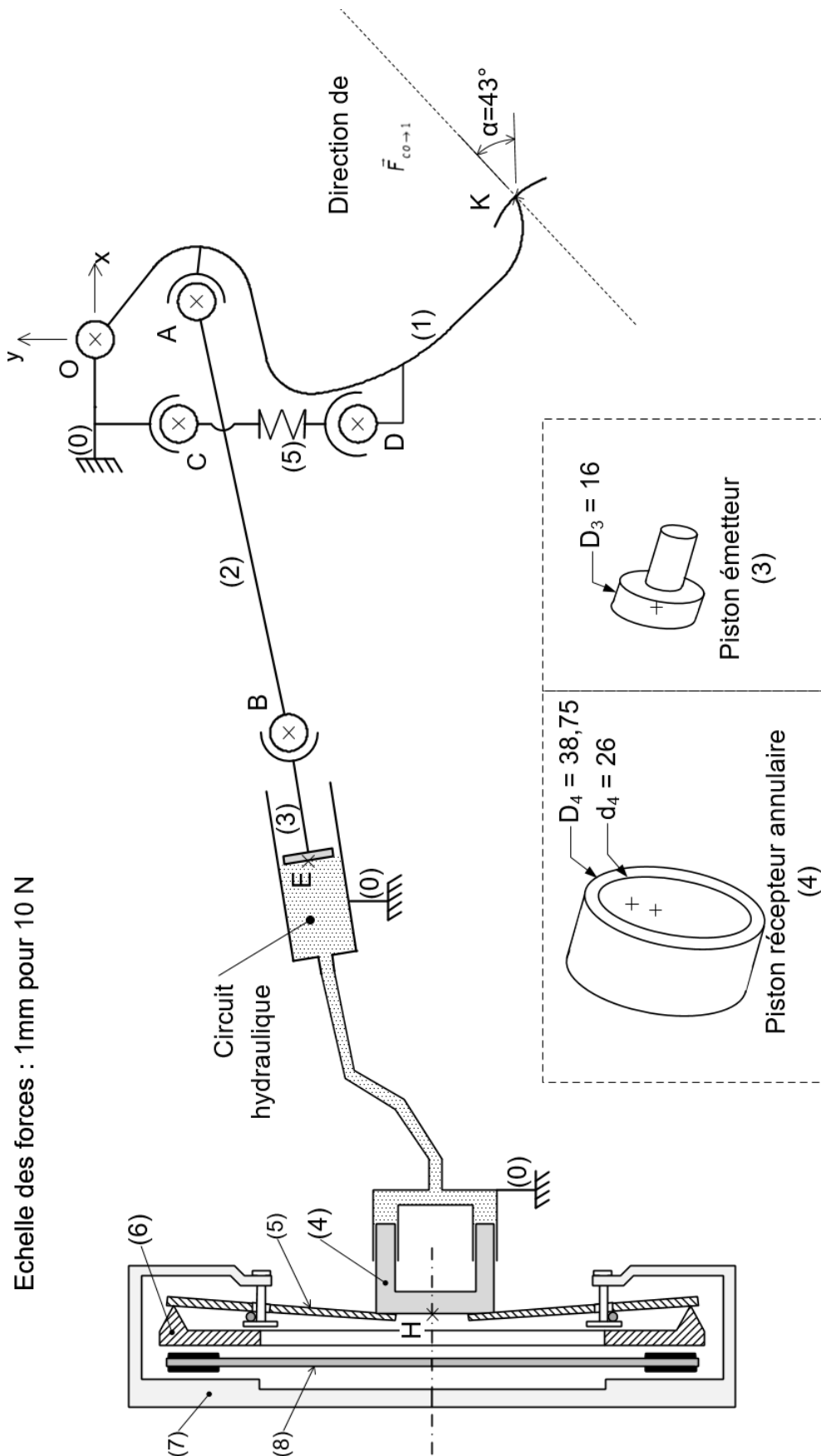
Champ ISO CSE (g/kW.h)



	BV type 1	BV type 2
vitesse (km/h)	80	80
P_{aj} (kW)	10	10
P_{av} (kW)	11,1	11,1
N_4 (tr/min)	2826	2646
PME (bar)	5,25	5,604
CSE (g/kW.h)	290	280
Conso (l/100km)	5,44	5,25
CO ₂ (g/km)	129,4	125
Gain CO ₂ (%)	-3,45%	

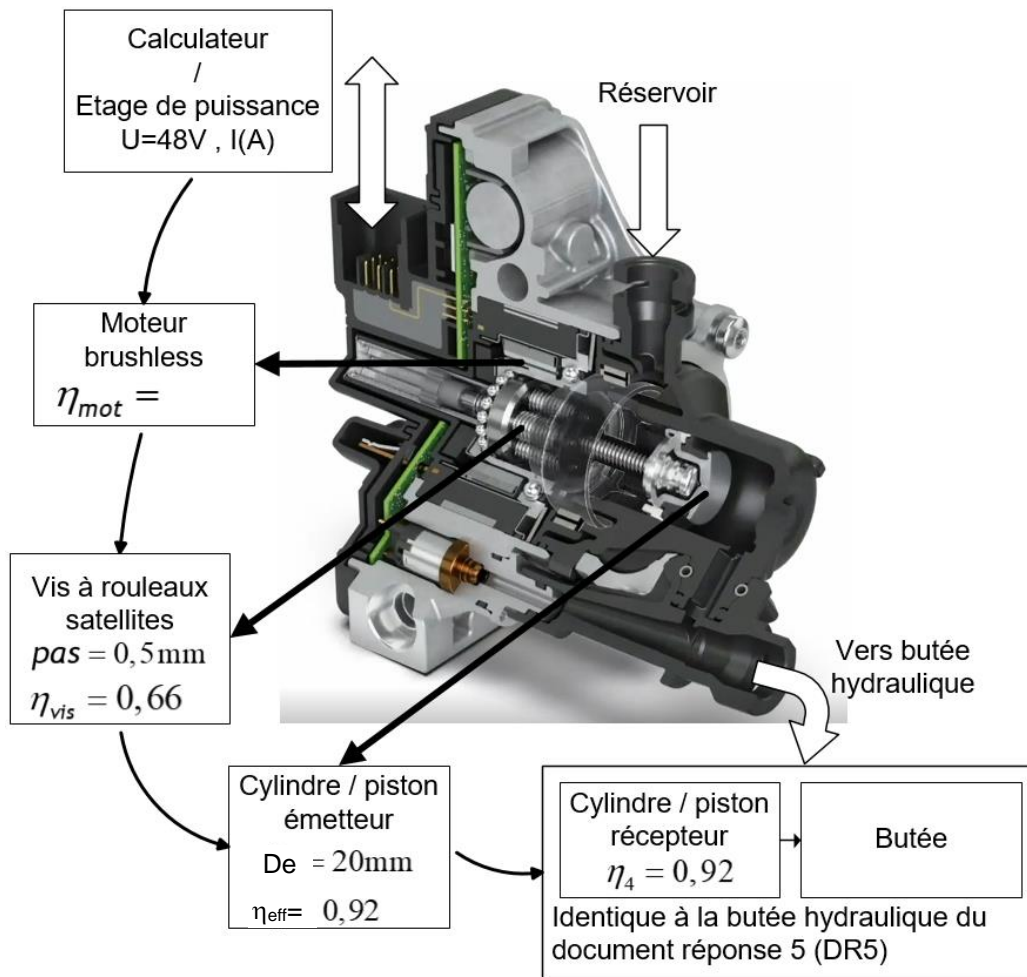
DOCUMENT RÉPONSE 5 (DR5)

Schéma de la commande d'embrayage hydraulique



DOCUMENT RÉPONSE 6 (DR6)

Actionneur électro-hydraulique – Flux d'énergie



Courbes caractéristiques du moteur brushless

