

# BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR

## MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

Session 2016

### ÉTUDE DES MOTEURS U52 – ÉTUDE ET ANALYSE DES MOTEURS

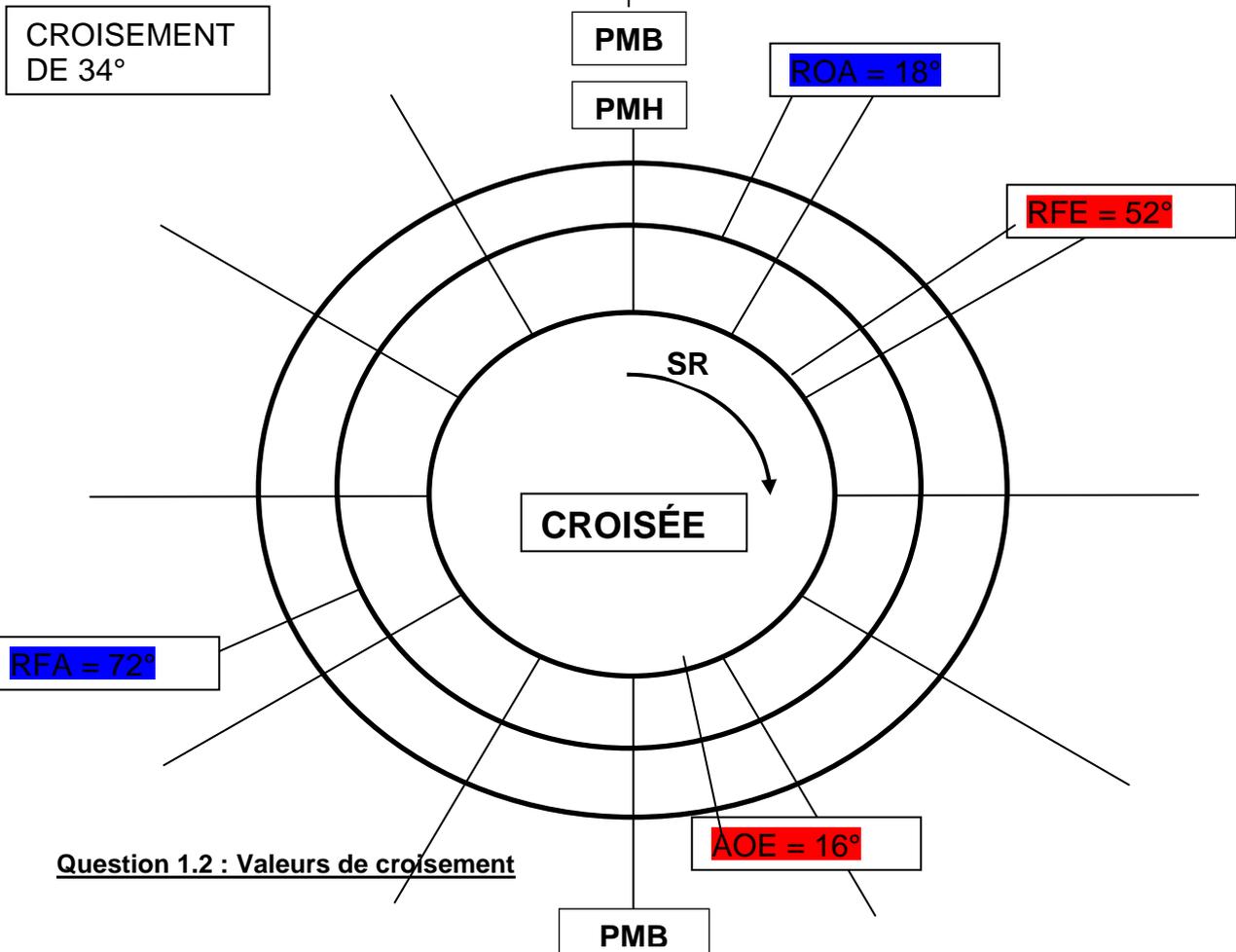
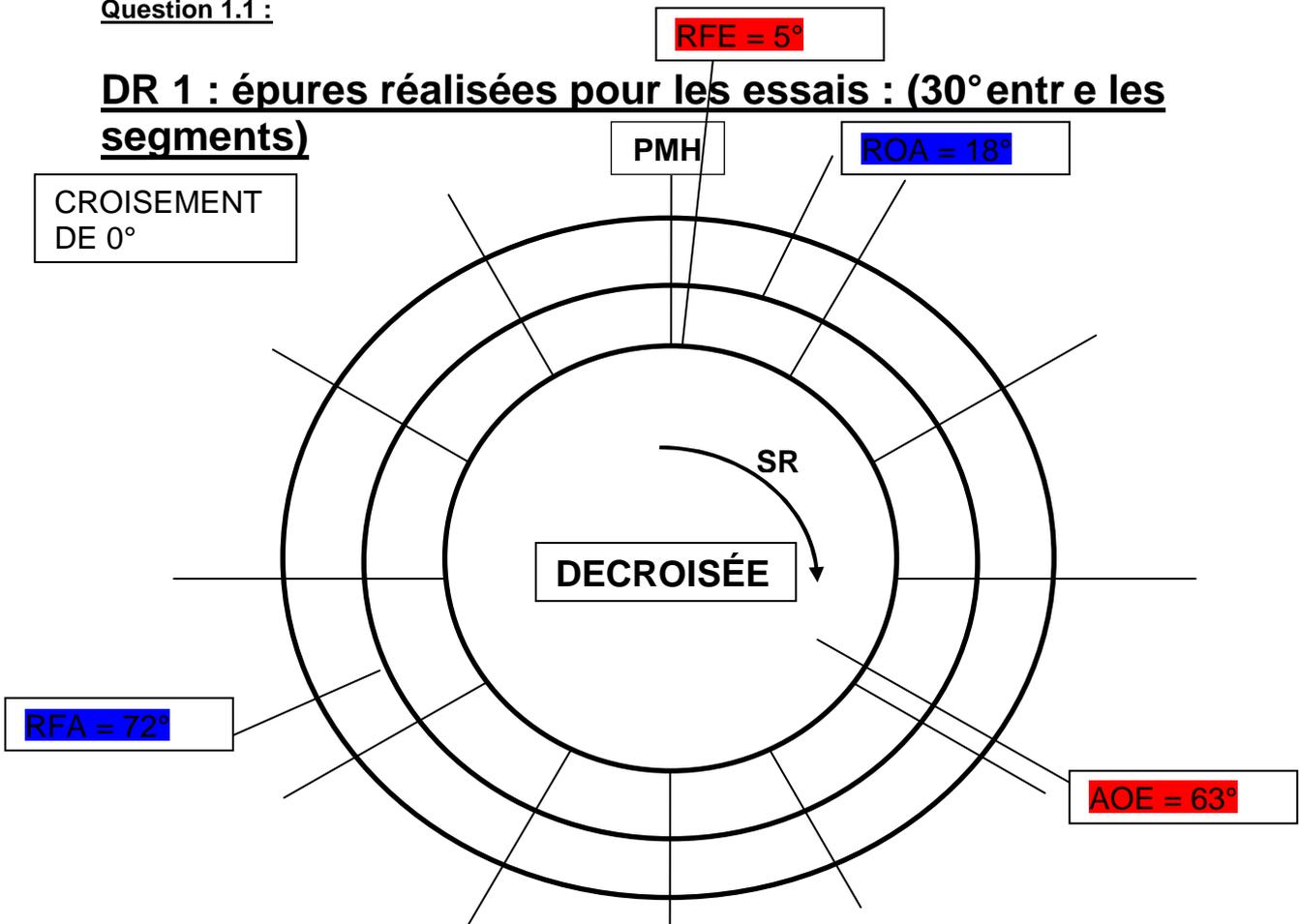
Durée : 3 heures – Coefficient : 3

# Éléments de Correction

CODE ÉPREUVE : 1606MOE5EAM	EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR	SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE	
SESSION : 2016	CORRIGÉ	ÉPREUVE : ÉTUDE DES MOTEURS U52 – ÉTUDE ET ANALYSE DES MOTEURS	
Durée : 3h	Coefficient : 3	Corrigé N° 10ED15	Page 1/8

Question 1.1 :

**DR 1 : épures réalisées pour les essais : (30° entr e les segments)**



Question 1.2 : Valeurs de croisement

ÉPURE DECROISÉE = PAS DE CROISEMENT

ÉPURE CROISÉE = valeur de croisement de 34°

**Analyse des rendements sur le point N = 2000 tr/min, PME= 2 bars pour l'épure en calage " maxi " :**

**QUESTION 2.1.1.1 :**



$$(12 \times 1) + (1 \times 1.89) + 1.4725 ((16 \times 2) + 3.76 \times (14 \times 2))$$

**QUESTION 2.1.1.2 :**

$$13.89 / 202,1448 = 0.0687 \implies 1 / 0.0687 = \underline{\underline{14.55 \text{ correspond à la valeur du PCO}}}$$

**QUESTION 2.1.1.3 :**

$$\Phi = Q_m \text{ carburant} / Q_{\text{mair}} / (1/\text{PCO}) \text{ donc } Q_{\text{mair}} = Q_m \text{ carburant} * \text{PCO} / \Phi$$

$$Q_{\text{mair}} = 1.15 * (14.55 / 1.01) = \underline{\underline{16.566 \text{ kg/h}}}$$

**QUESTION 2.1.1.4 :**

Remplissage en Air standard : Débit d'air réel / débit d'air théorique aux conditions standard.  
Pression air standard et température d'air standard

$$Q_{\text{mair théorique}} = \text{Cylindrée} \times \rho_{\text{air std}} \times (N/2) \times 60$$

$$Q_{\text{mair théorique}} = (998.9 \times 0.000001) \times (100000/287 \times 298) \times (2000/2) \times 60 = 70,062 \text{ kg/h}$$

$$\text{RAS} = Q_{\text{mair réel}} / Q_{\text{mair Théorique}} : 16,566 / 70,062 = \underline{\underline{0.236 \text{ soit } 23.6 \%}}$$

**QUESTION 2.1.2 :**

$$\eta \text{ effectif} = P \text{ effective} / P \text{ chimique} = (15.91 \times (2000\pi/30)) / (1.15 \times 1000 / 3600) \times 42900 =$$

$$\underline{\underline{0.2431 \text{ soit } 24.31\%}}$$

RAS : le moteur se situe à faible charge ( $P_{me} = 2 \text{ bar}$ ) et à faible régime.

On suppose qu'à ce régime, le papillon des gaz est faiblement ouvert, cela se traduit par une pression d'admission faible.

$\eta$  effectif : Le fait d'avoir un mauvais remplissage pénalise le rendement effectif.

**QUESTION 2.2.1 :**

$$\text{Rendement thermodynamique théorique} : 1 - \epsilon^{(1-\gamma)} = 1 - 11^{1-1.35} = \underline{\underline{0.567 \text{ soit } 56,7\%}}$$

### QUESTION 2.2.2 :

#### Rendement indiqué

Valeurs décroisées : Wind = Wind HP – Wind BP = 114.2J – 23.19J = 91.01 J/cycle.cyl

PMI = Wind /cyl = 91.01/(332.96x0.000001) = 2.73 bar

PMI HP = Wind HP /cyl = 114.2 / (332.96x0.000001) = 3.43 bar

PMI BP = Pmi hp – PMI = 3.43 bar -2.73 bar = 0.69 bar

#### Rendement indiqué

Valeurs croisées : Wind = Wind HP – Wind BP = 108.10 J – 21.75 J = 86.35 J/cycle.cyl

PMI = Wind /cyl = 86.35 / (332.96x0.000001) = 2.593 bar

PMI HP = Wind HP /cyl = 108.10 / (332.96x0.000001) = 3.246 bar

PMI BP = Pmi hp – PMI = 3.246 bar - 2.593 bar = 0.65 bar

Calculer les masses de carburant en g/cycle/cyl

Qmcarb (kg/h) = mcarb en mg/coup x nombre de cycles donc

mcarb en mg/coup = Qmcarb (kg/h)/ nombre de cycles

mcarb en mg/coup = (1.15 x10<sup>6</sup>/3600) /3 / (2000/120) = 6.338 mg/cycle.cylindre

En déduire le rendement indiqué et le rendement indiqué HP

$\eta$  indiqué = Wind / E chimique soit 259.05 / ((6.388 x3) x42900) = 0.317 soit 31.7%

$\eta$  indiqué HP = Wind HP / E chimique soit 324.31 / ((6.388 x3) x42900) = 0.395 soit 39.5%

### QUESTION 2.2.3 :

#### Rendement de combustion

Qm CO 77.76 g/h soit 0.0216 g/s

Puissance du CO : Qm CO x PCI CO = 0.0216 X 10132 = 218.85 J/S soit 218.85 W

Qm HC 15.69 g/h soit 4.358X10<sup>-3</sup> g/s

Puissance du HC : Qm HC x PCI HC = 4.358X10<sup>-3</sup> X 42900 = 186.972 W

Puissances perdues HC et CO = 405.822 W

Puissance de combustion = Qmc x PCI = 1.15 x 42900 = 13704.166 W

$\eta$  combustion = (puissance de combustion – puissances perdues) / puissance de combustion

$\eta$  combustion = (13704.166 – 405.822) /13704.166 = 0.970 soit 97 %

### QUESTION 2.2.4 :

rendement de forme

$\eta$  indiqué =  $\eta$  combustion x  $\eta$  thermodynamique théorique x  $\eta$  forme

$\eta$  forme =  $\eta$  indiqué /  $\eta$  combustion x  $\eta$  thermodynamique théorique

$\eta$  forme = 0.317 / (0.970 x 0.567) = 0.576 soit 57.6 %

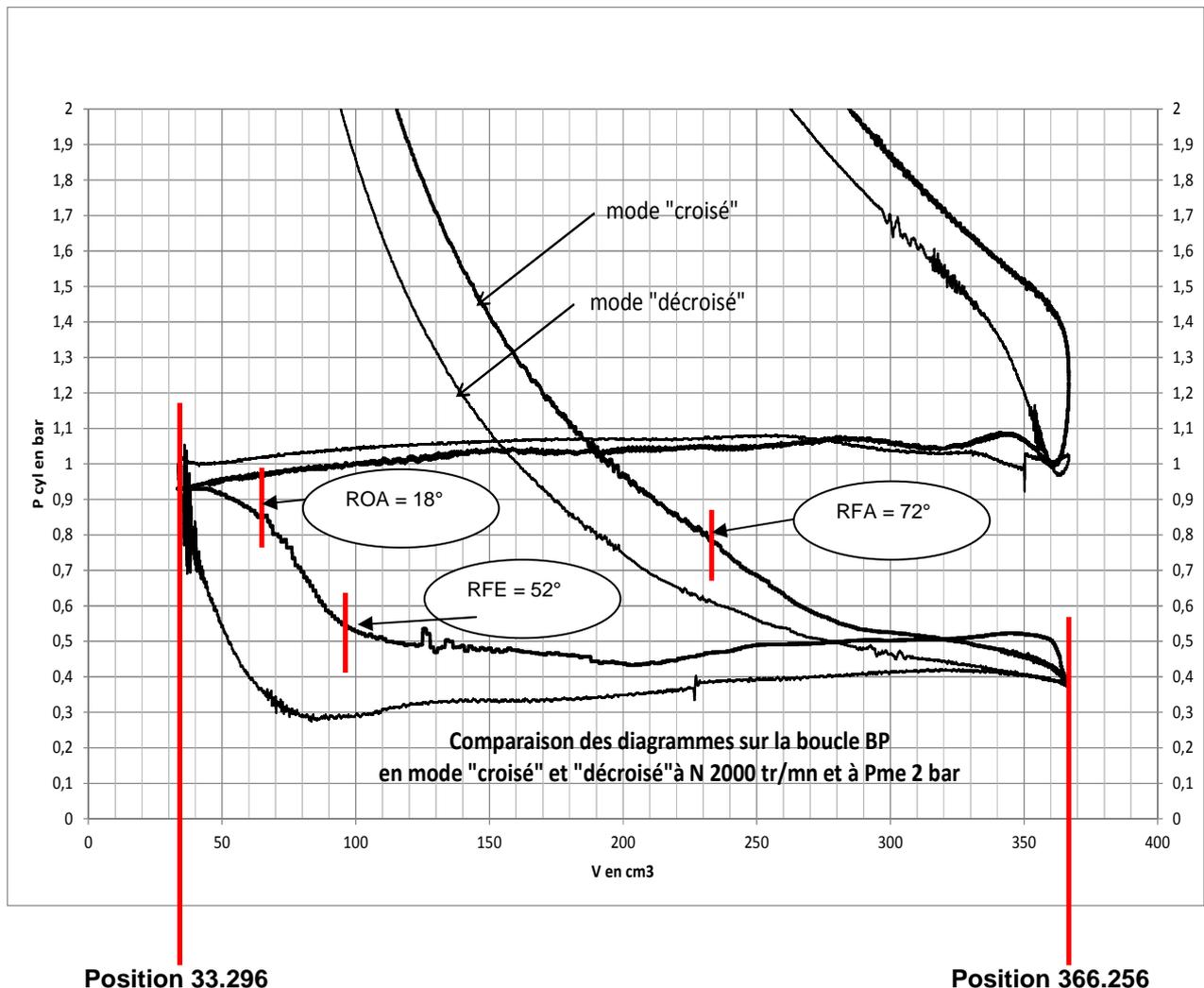
### QUESTION 2.2.5 :

C'est le rendement de forme qui amène un gain significatif car le rendement de cycle (puissance indiquée / puissance de combustion) est supérieur en mode croisé par rapport au mode décroisé. A iso PME, le débit massique de carburant est supérieur en mode décroisé pénalisant ainsi le rendement de forme en mode décroisé.

## Analyse du gain sur le rendement de forme

### QUESTION 2.3.1 :

#### Comparaison des 2 boucles BP.



Cylindrée du moteur =  $998.9 \text{ cm}^3$   
Cylindrée unitaire =  $332.96 \text{ cm}^3$   
Rapport volumétrique = 11  
Volume de chambre de combustion :  $33.296 \text{ cm}^3$   
Volume global du cylindre :  $332.96 + 33.296 \text{ cm}^3 = 366.256 \text{ cm}^3$   
100 % de la course =  $332.96 \text{ cm}^3$   
 $180^\circ = 332.96 \text{ cm}^3$  donc avec la valeur de RFA  $72^\circ$ , le calcul devient  
 $(72^\circ \times 332.96) / 180^\circ = 133 \text{ cm}^3$   
Position du RFA  $72^\circ = 366.256 - 133 = \underline{233.256 \text{ cm}^3}$

Position du ROA  $18^\circ$  sur le cycle en croisé  
100 % de la course =  $332.96 \text{ cm}^3$   
 $(18^\circ \times 332.96) / 180^\circ = 33.296 \text{ cm}^3$   
Position du ROA  $18^\circ = 33.296 + 33.296 = \underline{66.592 \text{ cm}^3}$

Position du RFE  $52^\circ$  sur le cycle en croisé  
100 % de la course =  $332.96 \text{ cm}^3$   
 $(52^\circ \times 332.96) / 180^\circ = \underline{96,18 \text{ cm}^3}$

**QUESTION 2.3.2 :**

Qu'est-ce qui permet de justifier cette variation de BP ?

Le phénomène de Back flow relativement important en mode croisé, permet de ré aspirer des gaz d'échappement, limitant ainsi le travail de pompage côté admission et donc donnant une forme moins prononcée sur la boucle BP pendant la phase d'admission, favorisant ainsi un gain significatif sur cette partie.

1.1/ Le fait d'envoyer un débit d'huile d'un côté des 5 palettes permet de décaler la position angulaire de l'arbre à cames par rapport à la poulie d'entraînement (l'autre côté des pales étant relié au retour réservoir) soit pour augmenter ou diminuer le RFE pour faire varier le croisement des soupapes.

1.2/

5W = indice de viscosité à froid

30 = indice de viscosité à chaud

1.3/ Pour les températures de 145 et 155°C, on n'arrive pas à déphaser l'arbre à cames jusqu'à 25 °AAC, donc on aura un dysfonctionnement au niveau du VVT échappement pour le croisement uniquement.

Le VVT échappement ne parvient pas à déphaser correctement au delà de 145°C (n'atteint pas le déphasage maxi). Ceci s'explique par une tare de ressort côté échappement assez élevée qui augmente en s'approchant de la position croisement et qui cherche à ramener le VVT en position repos.

1.4/ Tracé, Pour respecter le cahier des charges de 100°/s soit 50°AAC/s. Donc il faudra 0.5 s pour faire les 25 °AAC pour déphaser complètement.

1.5/ Si on trace 0.5 s en croisement à partir de 2.00 s, on s'aperçoit que seules les températures de 40, 80, 110°C sont bonnes.

Si on trace 0.5 s à partir d'environ 3.45 s en décroisement, on s'aperçoit que toutes les températures sont bonnes.

1.6.1/ Volume balayé par les 5 palettes =  $4651.38 \times 5 = 23257 \text{ mm}^3$

Pour respecter le cahier des charges de 100°/s soit 50°AAC/s, il faudra 0.5 s pour faire les 25 °AAC pour déphaser complètement.

Il faudra amener  $23257 \text{ mm}^3$  en 0.5 s soit un débit de  $(23257 \times 2) = 46513 \text{ mm}^3/\text{s}$  soit un débit de 2,79 l/mn.

1.6.2/ Le débit est acceptable car il est < à 3l/mn.

1.7.1/ A 1000 tr/mn, pour 145 ° de température huile ; pression relevée sur DT5 = 0.85 bar

$P = F/S$  donc  $F = P \times S$

$F = 0.85 \cdot 10^5 \times 1350 \cdot 10^{-6} = 114.75 \text{ N}$

Rayon moyen =  $(47+32)/2 = 39.5 \text{ mm}$

Couple =  $114.75 \times 39.5 = 4532.62 \text{ mm.N}$

Le couple pour une température de 145 °C est proche du couple ressort maxi ce qui explique que le déphasage total croisement n'est pas possible pour les températures 145 °C et 155°C (il faudra également ajouter le couple de frottement qui contrarie également le déphasage croisement).

2.1/ Plus la température huile augmente et plus les temps de réponse augmentent, dû à la viscosité qui diminue et augmente les fuites internes.

2.2.1/

Vitesse de croisement = 265 °/s

Vitesse de décroisement = 350 °/s

2.2.3/ croisement pénalisé.

2.2.4/ augmenter le rayon moyen et diminuer tarage ressort.

Couple de décroisement

Couple de croisement

