

BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR
MOTEURS À COMBUSTION INTERNE
SESSION 2017

E 4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS

Durée : 6 heures – Coefficient : 4

Éléments de Correction

CODE ÉPREUVE : 1706MOEDC		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR	SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE
SESSION : 2017	SUJET	ÉPREUVE : E4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS	
Durée : 6h	Coefficient : 4	SUJET N°06ED15	pages

1 – VÉRIFICATION DES CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR EB2

Question 1-1 :

À l'aide des valeurs données dans le DT3, expliquer :

→ Quelle est la classification du moteur EB2 (longue course, carré ou super carré) ?

→ Justifier ce choix.

$C/A = 90,5/75 = 1,2$, c'est donc un moteur « longue course » typé couple, le régime maxi est limité

Question 1-2 :

À l'aide des valeurs données dans le DT3, calculer l'excentration (ou rayon de manivelle) du vilebrequin.

La course étant de 90.5 mm, l'excentration du vilebrequin est égale à la moitié de la course.

$$e = C/2 = 45,25 \text{ mm}$$

Question 1-3 :

À l'aide des caractéristiques du cylindre (alésage / course) données dans le DT3, calculer la cylindrée unitaire et totale du moteur EB2 en cm^3 .

$$V_u = C \cdot \pi \cdot A^2/4 \cdot 10^{-3} \text{ (si A et C sont en mm)} \quad V_u = 90,5 \cdot \pi \cdot 75^2 \cdot 10^{-3} / 4 = 399,816 \text{ cm}^3$$

$$V = V_u \cdot \text{nb de pistons} ; V = 399,816 \cdot 3 = 1199,45 \text{ cm}^3$$

Question 1-4 :

À l'aide des valeurs données dans le DT3, vérifier que le volume mort est bien compris entre les valeurs usuelles 30 et 75 cm^3 .

$$\varepsilon = (V_u + v) / v ; \quad \varepsilon \cdot v = V_u + v ; \quad \varepsilon \cdot v - v = V_u ; \quad v(\varepsilon - 1) = V_u \text{ donc } v = V_u / (\varepsilon - 1)$$

$$\text{A.N. : } v = 399,816 / (11 - 1) \quad v = 39,98 \text{ cm}^3 \text{ on est dans la fourchette des valeurs usuelles.}$$

Question 1-5 :

À l'aide des valeurs données dans le DT3, calculer la vitesse moyenne du piston et vérifier qu'elle soit inférieure à 20 m/s.

$$\text{VMP} = (2 \cdot N \cdot C \cdot 10^{-3}) / 60 \quad \text{A.N. : } (2 \cdot 5750 \cdot 90,5 \cdot 10^{-3}) / 60 = 17,34 \text{ m/s soit } < 20 \text{ m/s}$$

Avec : C : course du piston (mm)

N régime de rotation de puissance maximale (tr/min)

VMP vitesse moyenne de piston (m/s)

Question 1-6 :

Donner les 3 principaux avantages de cette technologie.

Avantages :

Moteur pas cher, plus léger et avec moins de frottement donc plus économique. Moins de rejets.

Couple maxi identique (à un régime plus bas) que des 4 cylindres essence un peu moins puissant.

Quid de la fiabilité et de la durabilité mécanique.

2- ANALYSE DES PERTES PAR FROTTEMENT DU MOTEUR

Question 2-1 Quel est l'inconvénient majeur des mesures de couple en mode entraîné à vide (soupapes d'admission et d'échappement ouvertes) pour l'évaluation des pertes par frottement ?

Les différences entre ce mode et la réalité sont les suivantes:

- la pression agissant sur le piston, les segments et les paliers est celle de compression et non celle de combustion. Par conséquent, les organes du moteur sont moins chargés, les températures de la surface du piston et de la chemise sont plus faibles que sur le moteur en marche normale et par conséquent la viscosité de l'huile est plus importante. D'autre part, les jeux de fonctionnement sont également importants, ce qui pourra réduire les frottements.
- les énergies développées durant les phases de combustion et de détente varient du mode entraîné à celui de marche normale.
- en marche normale, les charges importantes sur les segments, la température relativement élevée de l'huile, le basculement du piston, font qu'on peut avoir une rupture du film d'huile, donc un mode de lubrification mixte et des niveaux de frottement plus élevés que sur le moteur entraîné.

On veut pouvoir réguler la pression dans le cylindre, étant donné la problématique du mouvement du piston on retire la bougie et on adjoint sur chaque cylindre une chambre additionnelle de 10l de cylindrée ou on vient régler la pression en statique.

Soit P_1 : Pression réglée dans le cylindre et la chambre d'expansion

P_2 : Pression en fin de compression avec $P_2 = P_1 + \Delta P$

V_1 : Volume du cylindre et de la chambre d'expansion au PMB

V_2 : Volume du cylindre et de la chambre d'expansion au PMH

Question 2-2 : En négligeant les pertes de charges de transvasement et en considérant que sur un temps de mesure restreint le comportement est adiabatique, calculer la variation de pression entre les deux points caractéristiques, à savoir $\Delta P = f(P_1)$. Vérifier que la variation $\Delta P/P_1 < 10\%$.

Rappel : $\gamma = 1,4$.

$PV = Cte$ soit $P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma = P_2 (V_1 - \Delta V)^\gamma = (P_1 + \Delta P) (V_1 - \Delta V)^\gamma$ avec $\Delta V = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ (volume d'un cylindre) soit $V_1 - \Delta V = (10,44 - 0,4) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ donc $\Delta P \approx 0,054 P_1$ (donc environ 5,4% de variation de pression au cours du cycle ce qui peut être considéré comme négligeable).

3 – ÉTUDE DU DESAXAGE DU PISTON

Question 3-1 :

Déterminer la relation entre les angles α et β et l'expression du déplacement du piston (S_3), en posant : $\vec{OA} + \vec{AB} + \vec{BH}_2 + \vec{H}_2\vec{H}_1 + \vec{H}_1\vec{O} = 0$ et $X_{B(t),\xi} = \vec{BH}_2 + \vec{H}_1\vec{O}$

A partir du document DT5

- Exprimer dans le triangle OAH_1 , AH_1 en fonction de r et α .
- Exprimer dans le triangle BAH_2 , AH_2 en fonction de L et β .
- Trouver à partir de ces deux relations une expression entre r, α, β et h .

$$\vec{OA} + \vec{AB} + \vec{BH}_2 + \vec{H}_2\vec{H}_1 + \vec{H}_1\vec{O} = 0 \text{ et } X_{B(t),\xi} = \vec{BH}_2 + \vec{H}_1\vec{O}$$

$$\vec{OA} + \vec{AB} + \vec{H}_2\vec{H}_1 = X_{B(t),\xi} \quad r \cdot \xi_1 + L \cdot \xi_2 + h \cdot \psi = X_{B(t),\xi}$$

Avec $\xi_1 = \cos\alpha \cdot \xi + \sin\alpha \cdot \psi$ et $\xi_2 = \cos\beta \cdot \xi - \sin\beta \cdot \psi$

$$D'o\grave{u} : r.(\cos\alpha.\xi + \sin\alpha.\psi) + \ell.(\cos\beta.\xi - \sin\beta.\psi) + h.\psi = X_{B(t)}.\xi$$

Question 3-2 :

Exprimer X_B en fonction de r, α, β et L .

Si on projette sur ξ on a : $r.\cos\alpha + \ell.\cos\beta = X_{B(t)}$

Si on projette sur ψ on a : $r.\sin\alpha - \ell.\sin\beta + h = 0$ d'o\grave{u} : $\sin\beta = (h+r.\sin\alpha)/\ell$

Question 3-3 :

En remarquant que $\sin^2\beta + \cos^2\beta = 1$, exprimer X_B en fonction de r, h, L et α (r, h et L sont des constantes et α est une variable connue).

$r.\cos\alpha + \ell.\cos\beta = X_{B(t)}$ on veut se débarrasser de l'angle β

on a : $\cos\beta = \sqrt{1-\sin^2\beta}$ et $\sin\beta = (h+r.\sin\alpha)/\ell$

d'o\grave{u} : $X_{B(t)} = r.\cos\alpha + \ell.\sqrt{1-(h+r.\sin\alpha)^2/\ell^2}$ d'o\grave{u} : $X_{B(t)} = r.\cos\alpha + \sqrt{\ell^2-(h+r.\sin\alpha)^2}$

Question 3-4 :

Application numérique, pour $\alpha = 30^\circ$, $r = 45.25$ mm, $L = 146$ mm, $h = 2$ mm et $N_{1/0} = 6000$ tr/mn. Calculer la valeur du déplacement X_B et la valeur de la vitesse de déplacement du piston. Vérifier sur la courbe de vitesse du document DR3 que le résultat corrobore vos calculs (tracer le point sur la courbe). Calculer la position et la vitesse de déplacement du piston en prenant $h = 0$. Conclure quant à l'influence de ce paramètre sur la cinématique du piston.

Si $\alpha = 30^\circ$, $r = 45,25$ mm, $\ell = 146$ mm et $h = 2$ mm

Alors : $X_{B(t)} = r.\cos\alpha + \sqrt{\ell^2-(h+r.\sin\alpha)^2} = 45,25.\cos(30) + \sqrt{146^2-(2+45,25.\sin(30))^2}$

$X_{B(t)} = 183.09$ mm,

ou $\sin\beta = (h+r.\sin\alpha)/\ell$, $\beta = \arcsin((h+r.\sin\alpha)/\ell)$ $\beta = \arcsin((2+45,25.\sin30)/146)$ $\beta = 9.71^\circ$

et $r.\cos\alpha + \ell.\cos\beta = X_{B(t)} = 45,25.\cos(30) + 146.\cos(9,71) = 183.09$ mm

calcul de V_B : $V_{B(t)} = -r.\omega.\sin\alpha - r.\omega.\cos\alpha (r + 2h)/2.\sqrt{\ell^2-(h+r.\sin\alpha)^2}$

avec : $\alpha = 30^\circ$, $r = 45,25$ mm, $\ell = 146$ mm, $h = 2$ mm et $N_{1/0} = 6000$ tr/mn

$V_{B(t)} = -4525\pi - 1212649.5/2 \times 143.09 = 18453$ mm/s

Si $h = 0$, on a : $V_{B(t)} = -r.\omega.\sin\alpha - r^2.\omega.\cos\alpha/2.\sqrt{\ell^2-(r.\sin\alpha)^2}$

$= -4525\pi - 1114160.27/2 \times 144.23 = 18078$ m/s soit une différence de 2%...

L'influence de h sur la vitesse du piston est donc négligeable.

Question 3-5 :

Comment justifier l'existence de ce désaxage.

Mieux répartir les efforts de combustion sur la tête du piston et donc réduire le frottement de la jupe du piston sur la chemise.

4 – VÉRIFICATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE LA BIELLE

Question 4-1 :

Compléter les légendes du document **DR1**.

Nous sommes à régime constant donc le PFD ne fait pas apparaître l'aspect inertiel (accélération angulaire nulle - $J\theta'' = 0$).

Dans la réalité le volant permet de lisser la courbe de couple et l'arbre d'équilibrage s'oppose aux accélérations des piston/bielles, il s'agit de l'équilibrage dynamique.

Question 4-2 :

Toujours sur **DR1** d'après le quadrillage du graphique, déterminer approximativement en expliquant votre démarche, le couple moteur moyen (en sommant les valeurs positives et les valeurs négatives). Commenter votre résultat par rapport aux données constructeur.

La courbe sur **DR2** donne l'évolution des efforts (en norme) de la bielle sur le piston **3** et des gaz sur le piston pour 2 tours moteur.

Voir **DR3**

Question 4-3 :

Justifier l'allure du pic sur les 2 courbes.

Voir **DR2**

Les pics correspondent aux combustions dans chaque cylindre.

Question 4-4 / 4-5 / 4-6:

La valeur maxi de pression étant de 68 bars, calculer l'effort maximal des gaz sur le piston $\vec{A}_{g \rightarrow 1}$. Graduer ainsi les ordonnées de la courbe de l'effort des gaz sur le piston.

Voir **DR4 et DR2**.

Question 4-7 :

Voir **DR4**

Question 4-8 / 4-9 :

Voir **DR2**

Question 4-10 / 4-11 :

Données : $a_{30^\circ} = 18500 \text{ m/s}^2$ $F_{pi} = 0.203 \times 18500 = 3755 \text{ N}$

$$A_{p \rightarrow 1} = 8795 \text{ N}$$

Suivant y : $-A_{p \rightarrow 1} + B_{p \rightarrow 1} \cos 40^\circ + F_{pi} + T_{D \rightarrow 1} = 0$

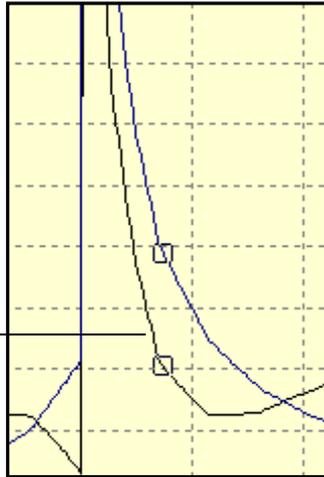
Suivant y : $N_{D \rightarrow 1} - B_{p \rightarrow 1} \sin 40^\circ = 0$ avec $T_{D \rightarrow 1} / N_{D \rightarrow 1} = -0.12$

$$N_{D \rightarrow 1} = 3841 ; T_{D \rightarrow 1} = -461 ; B_{p \rightarrow 1} = 5977$$

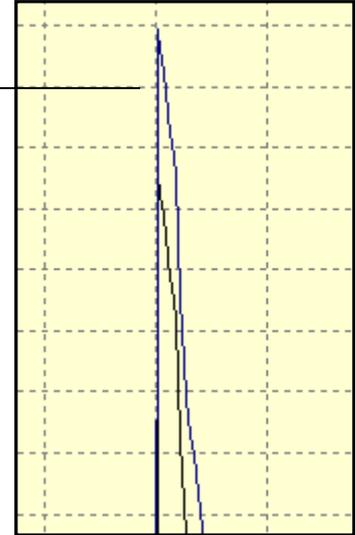
Question 4-12 :

Interprétation : Pourquoi a-t-on une différence si significative entre les deux courbes d'effort à 360° puis sur le reste de la courbe ?

Ici la différence vient du fait de l'inclinaison de la bielle, donc de l'apparition de la composante suivant l'axe x.



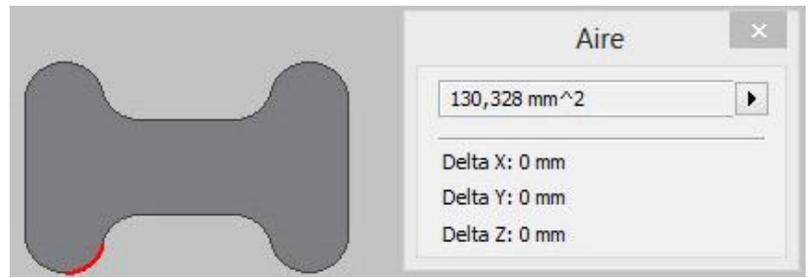
La différence s'explique par l'aspect inertiel du piston. La force inertielle s'oppose au mouvement donc à la poussée des gaz.



Hypothèse : l'étude de la bielle ne se fait ici qu'à la compression (flambage non évalué)

Données :

- On donne la section de la bielle ci-contre.
- Acier de la bielle 45CrMo4 forgé recuit
 $Re = 800 \text{ MPa}$



Question 4-13 :

D'après la valeur maximale de l'effort sur la bielle calculer la contrainte maximale dans la bielle.

Effort maxi sur la bielle 32 000N

$$\sigma = 32\,000 / 130 = 246 \text{ Mpa} ; 238 < 800 / 3$$

Question 4-14 :

À partir de la simulation de résistance (**DR2**), déterminer la contrainte maxi puis en déduire le coefficient de concentration de contrainte **Kt**.

$$\sigma_{maxi} = 552 \text{ MPa} - \text{coefficient de concentration de contrainte } Kt = 552 / 246 = 2.24$$

Question 4-15 :

En déduire le coefficient de sécurité **s**.

$$s = 800 / 552 = 1.45 \text{ ok}$$

5 – CONCEPTION BANC DE MESURE DE FROTTEMENTS

Question 5-1 : Sachant que les défauts d'alignements ne sont pas négligeables et d'après le synoptique de choix d'un accouplement, chercher les valeurs de K1, K2 et K3 pour trouver le couple nominal mini puis faire le choix d'un accouplement et préciser sa référence.

La détermination d'un accouplement élastique implique donc la connaissance des paramètres suivants :

Couple nominal : **120 N.m à 2750 tr/min**

Rigidités – Désalignements – Décalages : **radiale (moyen) axiale (faible car réglable) angulaire (faible car utilisation d'une table rainurée)**

Dimensions-Encombrement : **Peu de contrainte**

Ambiance – Température : **Peu de contrainte**

$K1 = 2,4 ; K2 = 1,2 ; K3 = 1 ; \text{Couple pris en compte} = 120 \times 2,4 \times 1,2 \times 1 = 345.6 \text{ N.m}$

Choix Juboflex 632263

Question 5-2 : En préambule calculer l'effort s'exerçant sur la clavette puis calculer la longueur mini de la clavette 10x10, au matage (prépondérant vis à vis du cisaillement) avec un coefficient de sécurité de 2 pour une clavette en acier C45. La pression admissible pour un clavetage fixe sera de 200 MPa. (Hypothèse : la clavette est implantée à mi-hauteur).

Couple nominale $345.6 \text{ N.m} \times 2 = 240 \text{ N.m}$

Rayon ; 17.5 mm

$F = 240 / 0.0175 = 13714 \text{ N}$

Section matée $S = 5 \times L = 5 L$

$13714/5L < 200 \text{ Mpa} ; L > 19.7 \text{ mm}$

Question 5-3 : Construire sur **DR5** la liaison génératrice/accouplement puis la liaison accouplement/pièce intermédiaire/vilebrequin.

Voir **DR5**

Question 5-4 : Placer les jeux et ajustements nécessaires au bon fonctionnement.

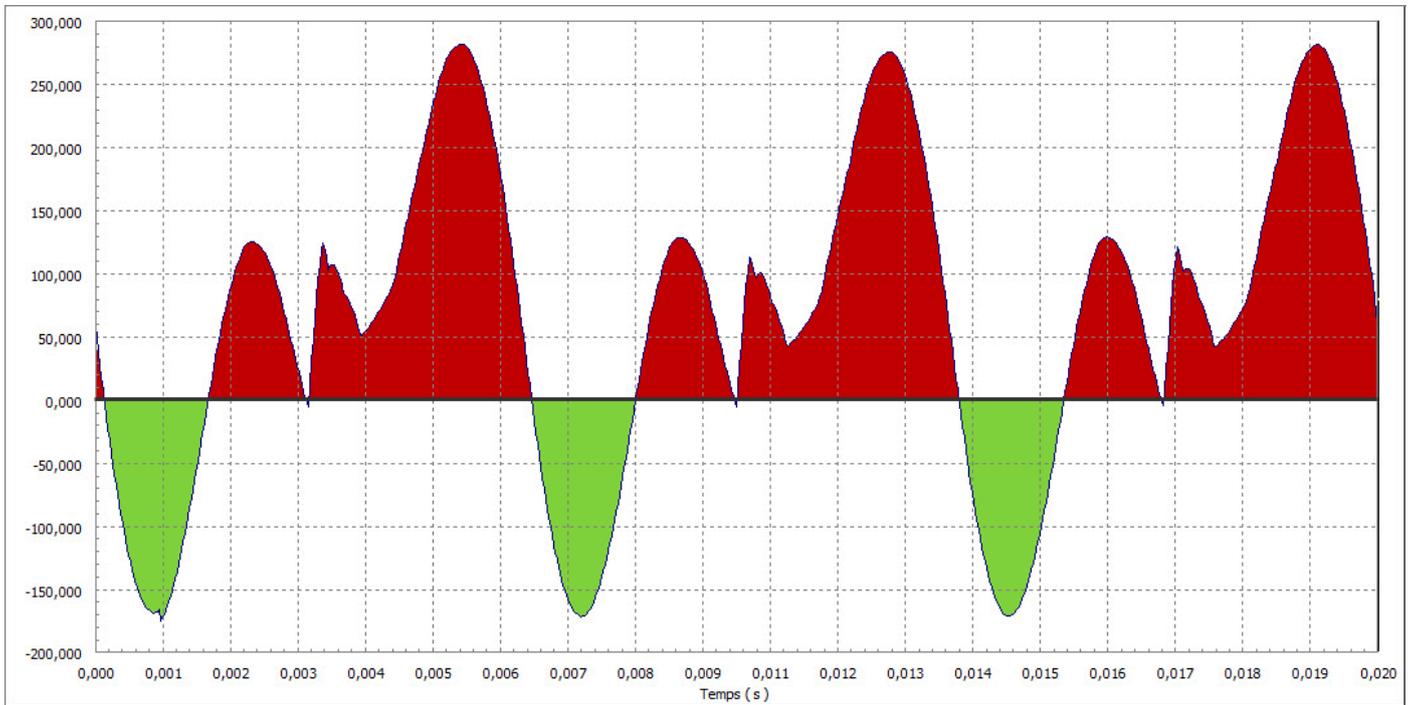
Voir **DR5**

Question 5-4 : Dans l'encadré du **DR5** construire la perspective à main levée de votre pièce de liaison avec le vilebrequin selon 1 ou 2 vues si nécessaire.

Voir **DR5**

ÉVOLUTION DU COUPLE MOTEUR

DR1



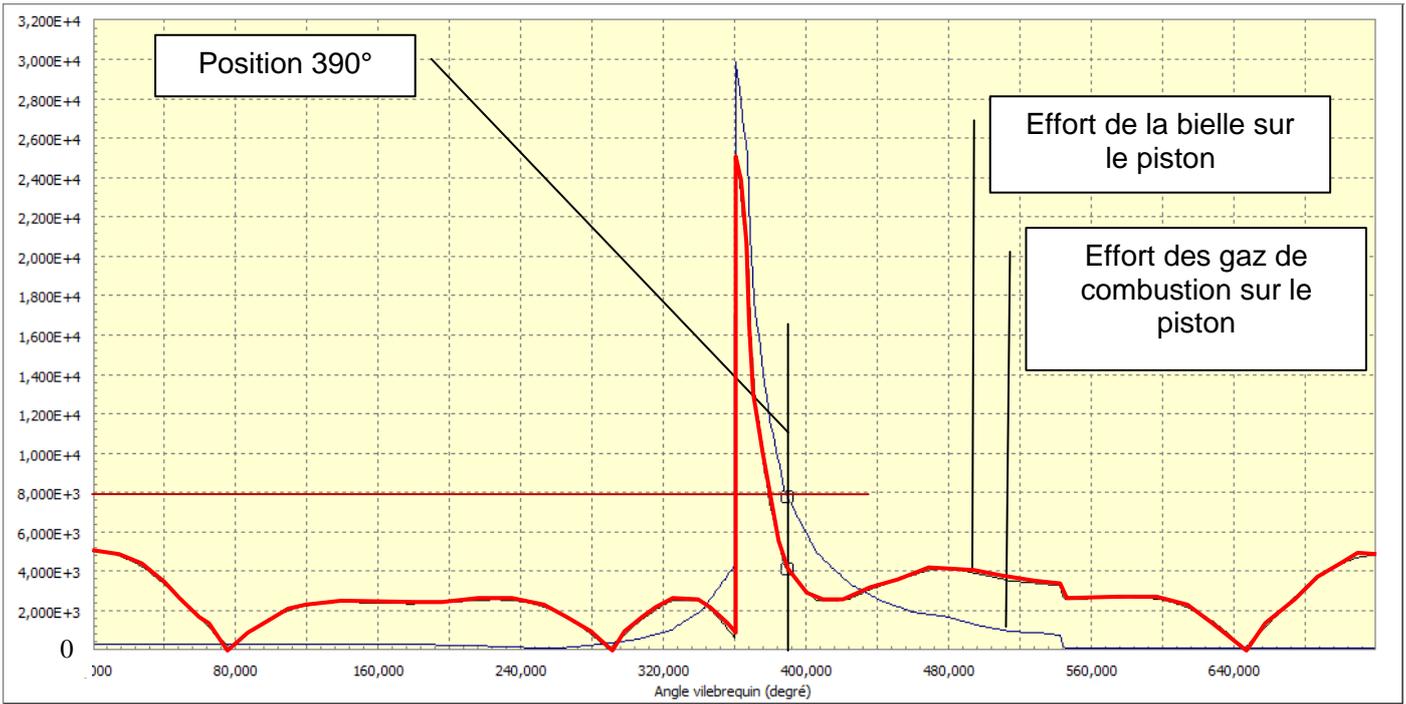
Quadrillage : axe x 19 intervalles, axe y 1 intervalle pour 50 N.m

Couple positif : 3 x 13.5 (carreaux)

Couple négatif : 3 x 3 (carreaux)

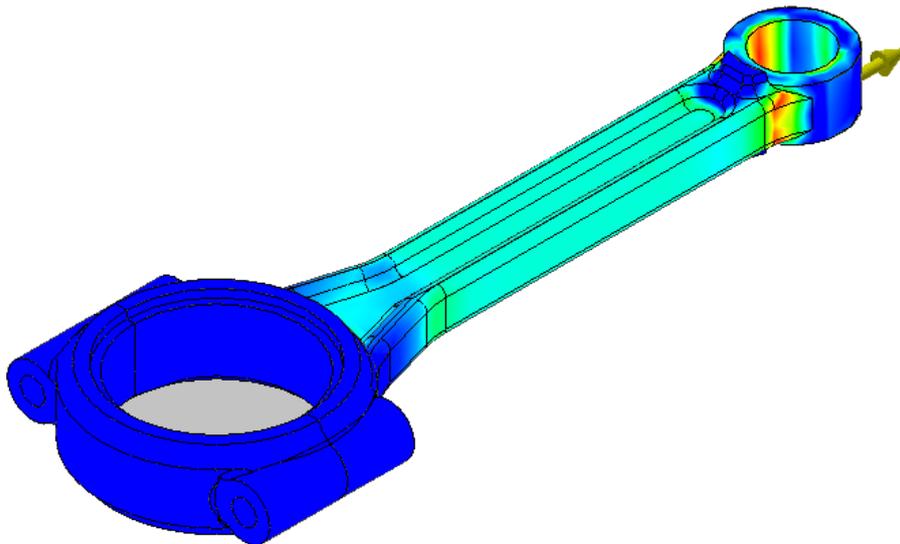
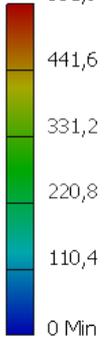
Couple moteur effectif : $(13.5 - 3) \times 3 / 19 \times 50 = 83 \text{ N.m}$

EFFORTS SUR LE PISTON



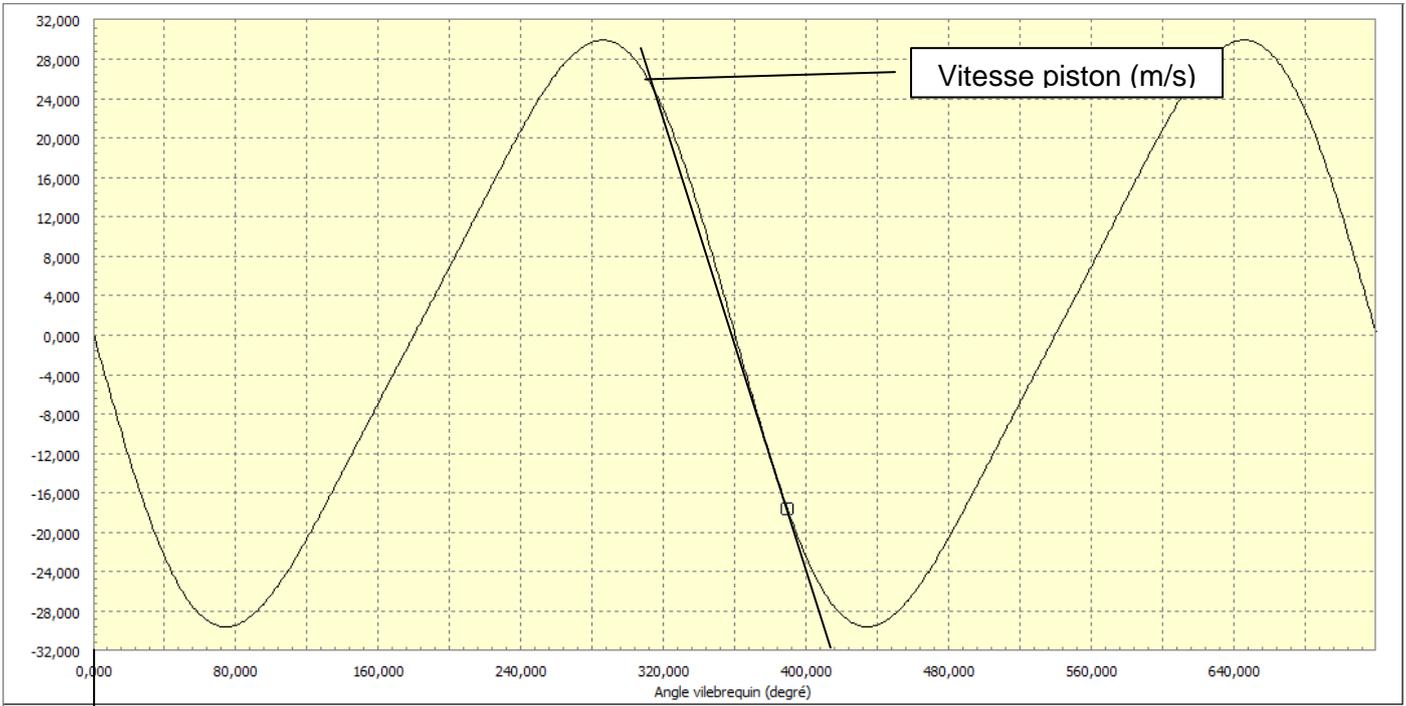
$P_{maxi} = 68 \text{ bars}$, $S_{piston} = 44.2 \text{ cm}^2$ d'où $A_{g \rightarrow 1} = 30000 \text{ N}$

Type: Contrainte de Von Mises
Unité: MPa
28/07/2014, 22:35:54
551,9 Max



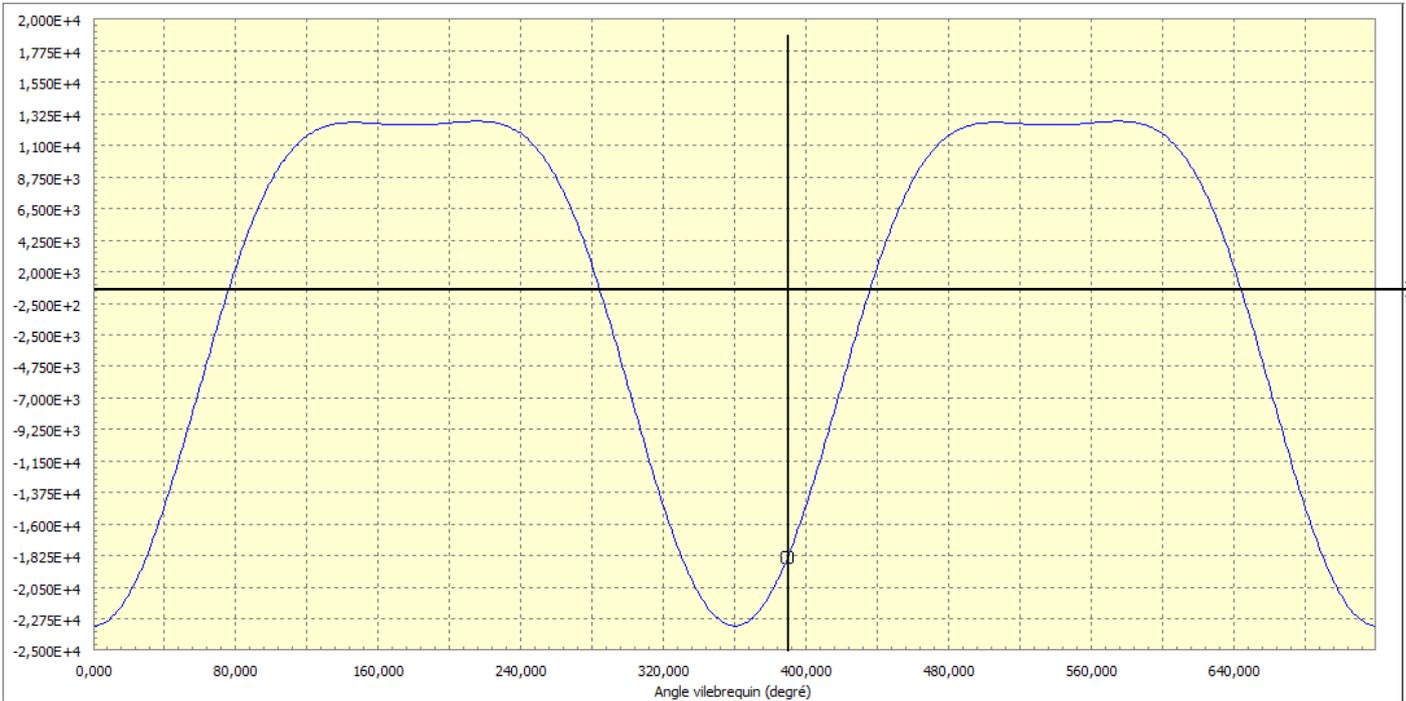
On observe 2 zones de concentration de contrainte notamment celle au niveau du pied de bielle qui donne une valeur au-delà de 552 Mpa mais là encore la charge appliquée qui correspond à la charge maxi est une valeur théorique, le cycle réel n'est pas conforme au théorique, la valeur maxi de la pression n'est jamais atteinte. De plus cet effort n'intervient que sur temps infime du cycle. Par contre le logiciel nous donne au niveau du plan médian une valeur plus faible (env 150 Mpa à comparer au 238 trouver par la RDM).

VITESSE PISTON (à 6000 tr/min)



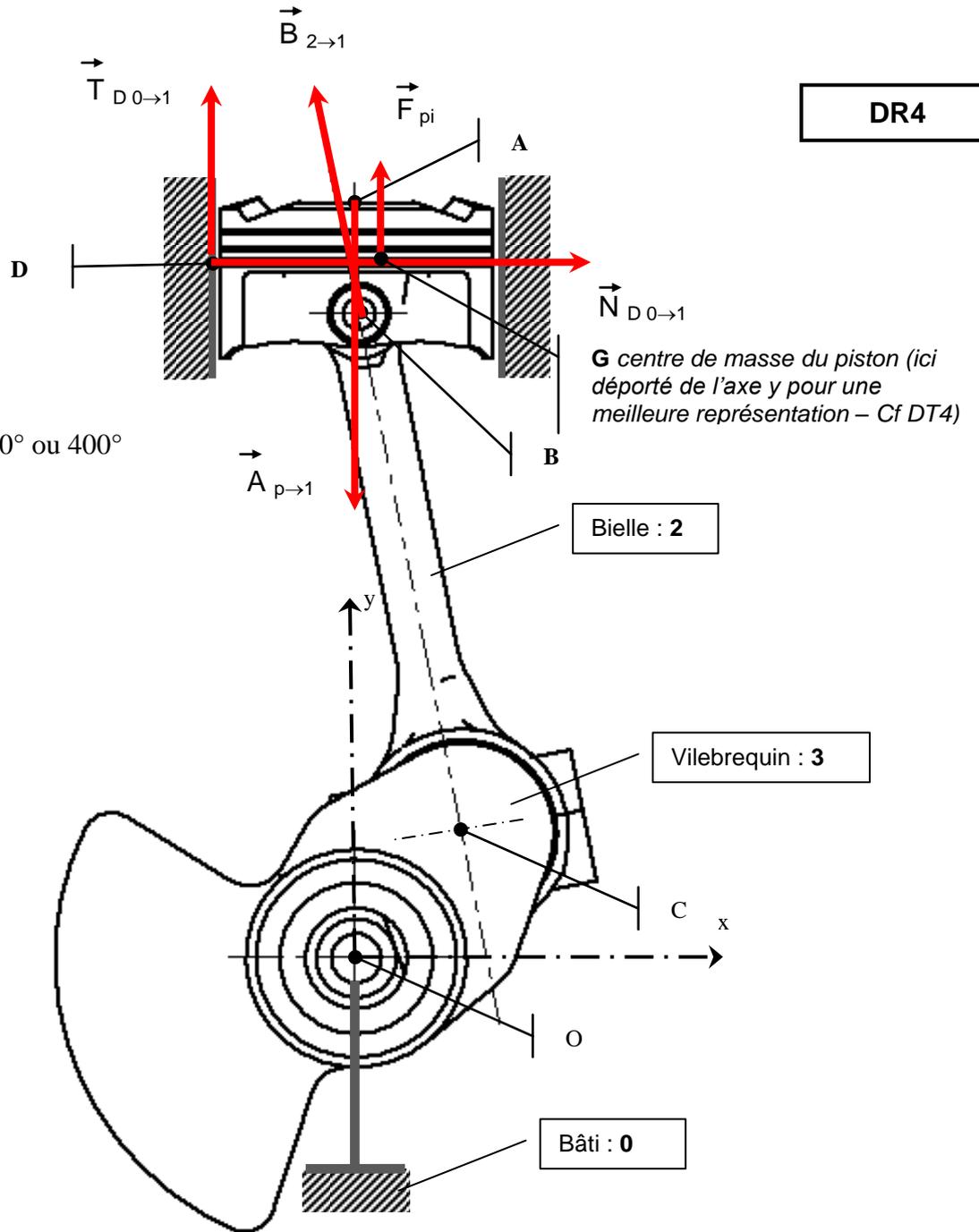
T (ms)

ACCÉLÉRATION PISTON (à 6000 tr/min) en m/s²



DR4

Configuration $\theta = 40^\circ$ ou 400°



DR5

