

# **TP Moteur à combustion interne**

PLATEFORME D'INGENIERIE EXPERIMENTALE CAMPUS DE ST CYR L'ECOLE – BATIMENT 10



# Table des matières

1

Α.	ΤP	Moteur à Combustion Interne	3
1	. Ir	ntroduction	3
2	. C	Caractéristiques du banc d'essai	4
	a)	Le moteur	4
	b)	Principe de fonctionnement	5
	c)	Injecteur	5
	d)	Pompe à injection	5
	e)	Turbocompresseur	5
	f)	Lubrification	5
	g)	Refroidissement	5
	h)	Alimentation en carburant	6
	i)	Frein	6
3	. N	latériels de mesure	7
	a)	Couple	8
	b)	Vitesse de rotation	8
	c)	Puissance	8
	d)	Consommation de carburant	8
	e)	Pression maximale du cycle	8
	f)	Températures	9
	g)	Débits	9
	h)	Position angulaire du vilebrequin	9
	i)	Analyse des gaz	9
4	. N	lanipulation	11
	a)	Mise en chauffe du moteur	11
	b)	Caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation	11
	c)	Caractéristiques en fonction de la charge	12
	d)	Cartographie du fonctionnement du moteur / Cycle NEDC	12
5	. А	nalyse par cycle enveloppe	13

	а	) Définition du cycle enveloppe	13
	b	) Etapes de calculs	14
	с	) Bilan thermique	15
	d	) Etude des pertes énergétiques	17
2	6.	Analyse des résultats	18
	а	) Post traitement des données acquises	18
	b	) Etudes des performances du moteur en régime stabilisé	18
	B. A	nnexes	19
	1.	Nomenclature	19
	2.	Présentation des capteurs	22
	3.	Points du cycle – atmosphérique et suralimenté	23
	4.	Inventaire des thermocouples :	25
	5.	Inventaire des capteurs de pression	26
	6.	Inventaire des débitmètres	27
	7.	Paramètres caractéristiques	27
	а	) Puissance, Pression moyenne et couple	27
	b	) Rendement d'un moteur à combustion. Consommation spécifique	29
	с	) Dégradation d'énergie	31
	8.	Démarrage du banc moteur	31

# A. TP Moteur à Combustion Interne

# 1. Introduction

Les moteurs diesel ont un excellent positionnement en terme de consommation mais les contraintes croissantes des normes anti-pollution tend à les désavantager en ce qui concerne les émissions polluantes en particulier sur le compromis des émissions spécifiques au diesel particules/NOx. Les recherches et les nouveaux développements des moteurs diesel tendent à réduire les polluants à la source pour limiter des stratégies de pos traitement trop couteuses. Plusieurs volets et leviers sont explorés ; sur l'injection (pression d'injection, phasage et nombre d'injection, géométrie de chambre de combustion), sur le mode de combustion qui cherchent à tendre vers des combustions de type HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) avec de forts taux de gaz brûlés recyclés.

Norme	Euro 1	Euro 2	Euro 3	Euro 4	Euro 5	Euro 6 <sup>2</sup>	Norma	Automobiles mises	nouveaux
Oxydes d'azote (NO <sub>X</sub> )	-	-	500	250	180	80	nonne	en service après	types dès
Monoxyde de carbone (CO)	2720	1000	640	500	500	500	Euro 1	1993	juillet 1992
Hydrocarbures (HC)	_	-		-			Euro 2	1997	janvier 1996
		-	-	-		470	Euro 3	2001	janvier 2000
HC + NO <sub>X</sub>	970	900	560	300	230	170	Euro 4	2006	janvier 2005
Particules (PM)	140	100	50	25	5	5	Euro 5	2011	septembre 2009
Particules (P)*	-	-	-	-	-		Euro 6	2015	septembre 2014

Figure 1 : Evolution des normes anti-pollution des applications moteur diesel (véhicule de tourisme)

L'amélioration continue des performances des moteurs diesel sur le plan de la consommation reste un thème d'autant plus important que des marges de progrès subsistent en particulier dans le domaine du fort downsizing associé à une suralimentation élevée, et à des systèmes d'injection capables de délivrer des pressions de 2 500 bars.



Figure 2 : Visualisations directes d'une combustion diesel.

Autres actions obtenues grâce à une combinaison de solutions technologiques et de compromis de réglage de fonctionnement: architecture, distribution variable, aérodynamique variable et réglage de la turbulence, préparation du mélange, injection très haute pression, rapport volumétrique variable, électronique, suralimentation et downsizing, Alimentation électrique 48V, post traitement, reformulation des carburants, nouveaux carburants, convergence des processus CI & SI.

# 2. Caractéristiques du banc d'essai

# a) <u>Le moteur</u>

Le moteur et ses organes ont été réassemblés de façon à recréer des conditions de fonctionnement dans son environnement d'origine. L'installation est, pour les besoins des travaux à effectuer, dotée de multiples capteurs afin d'étudier ses performances (débitmétrie, thermométrie ou encore pression en divers points de fonctionnement).



Figure 3 : a) Vue d'ensemble du moteur, b)Vue du frein électromagnétique

Le banc est équipé d'un frein électromagnétique, qui simule tout ce qui peut provoquer une contrainte pour le moteur (dénivelé de la route, frottement asphalte/pneus, trainée aérodynamique,...). Ce frein est relié au moteur par un arbre fixé au vilebrequin. De fait, des capteurs nous renvoient directement la valeur du couple que produit le moteur (en N.m).

Il s'agit d'un moteur Diesel PSA à 4 temps à injection indirecte monté sur les Citroën Jumper et Peugeot Boxer dont les caractéristiques techniques sont les suivantes :

Type moteur	DJ5T (T8A)			
Alimentation	turbocompressée			
Alésage (mm)	92			
Course (mm)	92			
Cylindrée (cm <sup>3</sup> )	2 446			
Rapport volumétrique	21 ± 1,5 à 1			
Pression de compression (bars)	25 à 30			
Puissance maxi :				
CEE (kW)	77 à 4 200 tr/min			
DIN (ch)	105 à 4 200 tr/min			
Couple maxi :				
CEE (m.daN)	23 à 2 050 tr/min			
DIN (m.kg)	23,5 à 2 050 tr/min			
AOA/RFA/AOE/RFE	13°/32°/56°/12°			

## b) Principe de fonctionnement

Le moteur diesel (moteur à auto-inflammation ou allumage spontané) est un moteur à combustion interne dont le carburant (directement injecté dans la chambre de combustion) s'enflamme grâce à la chaleur créée par la très forte compression de l'air pur contenu dans la chambre de combustion qui provoque l'allumage. L'air est ici introduit sous pression grâce au turbocompresseur entrainé par les gaz d'échappement.

Le cylindre est rempli à chaque cycle d'air frais, sans limitation volontaire du remplissage par un papillon. Cet air est comprimé par un rapport volumétrique élevé de façon à obtenir, malgré les pertes thermiques aux parois, une température de fin de compression supérieure à la température d'auto-inflammation du combustible utilisé.

Au voisinage du point mort haut (PMH), le combustible est injecté sous forme de jets, avec une vitesse et une pression suffisantes pour qu'il soit très finement pulvérisé. L'air chaud se mélange au combustible introduit, l'échauffe et le vaporise. Lorsque les conditions de température et de temps de séjour sont atteintes en un point particulier du jet, celui-ci s'enflamme, et la combustion se propage très rapidement à l'ensemble du jet. La combustion se poursuit au fur et à mesure que les mécanismes de mélange utilisés provoquent la rencontre à échelle moléculaire du combustible et de l'oxygène contenu dans l'air.

Le moteur d'essai fonctionne par injection indirecte, c'est-à-dire que la chambre de combustion est divisée en deux compartiments. Une chambre de précombustion (ou préchambre) où le carburant est injecté dans l'air comprimé au niveau de la culasse, et la chambre principale délimité par la culasse, le cylindre et le piston. Ces deux chambres sont liées par un canal dans lequel le mélange air+carburant passe lors de la phase de compression avec des vitesses de passage très élevées qui produisent un champ de vitesses intense dans la préchambre. Lors de la combustion et de la détente, les gaz sont transférés à grande vitesse dans la chambre principale (effet de swirl et/ou tumble), ce qui permet de terminer la combustion (en particulier la postoxydation des suies) en mélangeant les gaz partiellement brûlés de la préchambre à l'air frais dans le cylindre.

Au PMH, la fraction maximale des gaz brulés contenue par la préchambre est de 30 à 60 % selon le type de chambre. Pour un fonctionnement à pleine charge, avec un excès d'air global de 20 % par rapport à la stœchiométrie, la quantité d'air disponible dans la préchambre est très nettement inférieure à la stœchiométrie. La combustion dans la préchambre ne peut donc être que partielle. Elle se terminera dans la chambre principale qui aura de ce fait un rôle important sur les émissions de suies.

#### c) <u>Injecteur</u>

Il s'agit d'injecteur BOSCH 5 trous. Pression de tarage de l'aiguille : 200 bars.

#### d) Pompe à injection

La pompe à injection est de type BOSCH VER 683 avec réglage automatique de l'avance à l'injection et correcteur de débit en fonction de la pression de suralimentation.

#### e) <u>Turbocompresseur</u>

Le moteur est suralimenté par un turbocompresseur Garret à géométrie variable et à refroidissement par eau.

#### f) Lubrification

La lubrification est assurée par à une pompe à engrenages entrainée par une courroie crantée. Elle aspire l'huile dans le carter et la fait passer à travers un échangeur eau-huile intercalé entre le filtre à huile et le bloc-cylindres qui la refroidie avant de la distribuer aux divers points de lubrification. Des gicleurs d'huile permettent le refroidissement du dessous des têtes de pistons.

## g) Refroidissement

Le moteur est refroidi au moyen d'une pompe qui fait circuler le liquide de refroidissement en circuit fermé. Ce liquide est refroidi dans un échangeur eau-eau par l'eau

glycolée d'un autre circuit de refroidissement. Le contrôle de la température du liquide de refroidissement moteur s'effectue en réglant le débit d'eau glycolée de cet échangeur.

#### h) Alimentation en carburant

Le carburant utilisé est du gazole. Le réservoir du moteur est alimenté par une pompe électrique 220 V. Un capteur de niveau (flotteur en polystyrène) placé dans le réservoir permet une alimentation autonome.

#### i) Frein

Le frein utilisé ici est un frein à courants de Foucault Borghi & Saveri FE 250-S dont les spécifications techniques sont les suivantes :

FE 250-S									
Diamètr	Diamètr	Couple	Vitesse	Puissanc	Puissanc	Masse	Mome	Rigidité	Poid
e de	e du	maxim	maximal	е	е	admise sur le	nt	torsionnel	s net
l'arbre (mm)	rotor (mm)	al (Nm)	e N (tr/min)	(Ch)	(kW)	plateau d'accouplem ent à la vitesse N	d'inerti e (m².kg)	le (Nm/rad)	(kg)
50	380	610	12000	250	183 82	3.3	0 176	239 110	474
00	000	010	12000	200	100.02	0.0	0.170	200 110	

Les freins à courants de Foucault, aussi appelés ralentisseurs sont utilisés sur les poids lourds ou certains trains en tant qu'aide au freinage. L'usure quasi-nulle (pas de frottements mécaniques) ainsi que les réglages peu fréquents sont des avantages notoires de ce type de frein.

Un frein à courants de Foucault est composé d'un arbre porte un ou plusieurs disques crénelés, lesquels tournent dans l'entrefer du stator à l'intérieur duquel se trouvent des chambres pour la circulation de l'eau de refroidissement ainsi que la bobine d'excitation. Le stator est monté oscillant sur le bâti par l'intermédiaire de roulements. La réaction au couple du moteur est transmise au bâti par l'intermédiaire du système de mesure du couple.

Le principe de fonctionnement est le suivant : un courant continu parcourt la bobine d'excitation créant ainsi un champ magnétique et, lorsque le disque crénelé est en rotation, il y a création de courants de Foucault générant un couple antagoniste. L'énergie absorbée par ces courants est alors évacués par l'eau de refroidissement. La régulation du frein est réalisée en agissant sur le courant continu traversant la bobine d'excitation. L'eau de refroidissement est, comme pour les freins hydrauliques, très surveillée en qualité. Le débit est du même ordre (0,5 L/min par kilowatt nominal moteur). La pression d'alimentation est, par contre, plus élevée en raison de la perte de charge interne beaucoup plus importante (pression d'alimentation de 2 à 4 bar).



Figure 4: Schéma de principe d'un frein à courant de Foucault (doc Schenck)

Dans un frein à courant de Foucault, la variance du champ magnétique est due au fait que l'objet (le disque) est en mouvement entre deux électroaimants sous tension. La force résultante est alors toujours dans le sens inverse au déplacement, ce qui permet de faire freiner l'objet. La force dépend à la fois de la puissance du champ magnétique et de la vitesse de l'objet suivant la formule ci-dessous (pour un champ magnétique variant sinusoïdalement) :

$$P = \frac{\pi^2}{6} \cdot \frac{e^2 B_{max}^2 \cdot f^2}{\rho}$$
 1)

Avec :

Ρ

Puissance perdue par unité de volume

 $B_{max}$  Amplitude du champ magnétique

Epaisseur du disque е

Résistivité du disque ρ

f Fréquence de variation sinusoïdale du champ

La vitesse de rotation du disque est ici représentée par la fréquence de variation du champ.

Ce système de freinage présente cependant l'inconvénient de dissiper beaucoup d'énergie par effet Joule. Il est donc absolument nécessaire d'avoir un circuit de refroidissement.

Dans la configuration de ce TP, le refroidissement est effectué avec le circuit général d'eau + glycol. Le débit d'eau est réglé selon les spécifications constructeur, et dépend de la puissance à dissiper selon la formule suivante :

$$Q = \frac{632.CV}{1000.\Delta T}$$

Avec : Débit d'eau à la pression donnée sur le circuit Q

> CVPuissance à dissiper

 $\Delta T$ Ecart de température entre l'entrée et la sortie d'eau

La pression et la température sont surveillées respectivement par un pressostat et deux thermostats réglés sur 60°C.

Pression d'alimentation du frein Pa

Pu Pression de sortie du frein

Pc = Pa - PuPerte de charge dans le frein

Les conditions de fonctionnement d'un moteur et d'un frein accouplés sont caractérisées par le couple et le régime. Ces deux paramètres sont ajustables électriquement par l'unité de contrôle.

Le frein à courant de Foucault comprend un frein refroidi et un rack de puissance piloté par le logiciel Morphée permettant de sélectionner le régime et le couple.

3. Matériels de mesure

Un banc d'essai moteur intègre un certain nombre d'éléments essentiels à la caractérisation globale des performances de celui-ci: un moteur de série, ou un moteur prototype ou une maguette, un frein, divers circuits fluides (eau, huile, air, essence) et un ensemble de capteurs de contrôle (sécurité, régulation) et de mesure (température, pression, débit). La synchronisation des mesures avec la position du vilebrequin doit être assurée.

)



# a) <u>Couple</u>

8

Un bras de mesure du couple est installé sur le stator du frein, celui-ci étant libre en rotation sur ses paliers. Un capteur de force permet moyennant un étalonnage de l'indicateur de couple d'effectuer la mesure du couple moteur.

b) Vitesse de rotation

Un codeur angulaire incorporé au frein moteur délivre le signal de fréquence donnant la vitesse de rotation.

## c) <u>Puissance</u>

La puissance effective est donnée par :

 $P_e = C\omega (W)$ Avec : C= couple au frein en N.m

 $\omega$  = vitesse de rotation en rad/s

# d) Consommation de carburant

Le débit volumique de carburant est fourni par un débitmètre à engrenage. La densité *d* du carburant est mesurée par un densimètre. Il est possible de faire une correction de la densité avec la température du combustible fournie par un thermocouple type K. On calcule alors la consommation horaire  $C_h$ .

La consommation spécifique est définie comme le rapport :

$$C_s = \frac{C_h}{P_e} \left( g/kW/h \right)$$

# e) Pression maximale du cycle

La pression instantanée dans la chambre de combustion est obtenue par une chaîne de mesure comprenant un capteur piézo-électrique (Kistler Type 6056A) et un amplificateur de charge (Kistler Type 5011B) et l'acquisition des données par Morphée.

# f) <u>Températures</u>

Les températures des fluides (air du box, air admission, gaz d'échappement, huile, carburant, liquide de refroidissement, eau glycolée) sont mesurées par des thermocouples de type K reliés au logiciel d'acquisition Morphée.

### g) <u>Débits</u>

Le débit d'air à l'admission est mesuré par un débitmètre thermique à double sonde de température délivrant un débit massique ( $Q_1$ ).

Le débit de liquide de refroidissement du moteur est mesuré par un débitmètre massique  $(Q_2)$ .

Le débit d'eau de refroidissement de l'huile est mesuré par un débitmètre électromagnétique ( $Q_3$ ).

Le débit de carburant est fourni par un débitmètre à engrenages (Q<sub>4</sub>).

Le débit d'eau glycolée est mesuré par un débitmètre électromagnétique (Q5).

#### h) Position angulaire du vilebrequin

Sur l'arbre moteur est installé un codeur angulaire optique AVL.

#### i) Analyse des gaz

La combustion du gazole produit des gaz "permanents" ( $O_2$  et  $CO_2$ ) et des polluants (CO,  $NO_x$ , HC totaux) dont les teneurs seront mesurées à l'aide d'une baie d'analyse dédiée. Les opérations seront continues en régimes stabilisés du moteur, et multiséquentielles pour l'étude des régimes transitoires.

Deux sondes sont montées dans la tubulure d'échappement. Une en amont du catalyseur et une en aval, ceci afin de rendre compte de l'effet du catalyseur sur les teneurs en polluants des gaz d'échappement.

Les fumées, une fois transférées à l'analyseur par un conduit thermostaté à 180 °C, les fumées sont directement analysées par l'analyseur CH-FID, ainsi qu'en parallèle, après déshumidification (condenseur 2 °C), par les analyseurs O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>.

Analyse CO – CO2 par NDIR

On utilise la méthode photométrique d'absorption non dispersive (NDIR). L'absorption IR répond aux lois Lambert-Beer :

$$A = log\left(\frac{I_0}{I}\right) = KCL$$

Avec :

*I*<sub>0</sub> : Energie lumineuse incidente *I* : Energie lumineuse transmise

K : Coefficient d'extinction molaire

*C* : Longueur de la cellule de mesure (trajet optique)

L : Concentration de l'espèce absorbante

La sélectivité de ce type d'analyseur s'obtient par suppression des radiations gênantes au moyen d'un filtre à gaz absorbant dans ce domaine, le détecteur pneumatique rempli de gaz pur (ici CO) de même nature que l'espèce à doser absorbe sélectivement une énergie liée à la quantité de gaz à doser. La mesure est continue. Les concentrations mesurables s'étendent en général de 0 % à 10 % avec une limite de détection de 20 ppm, la précision relative des mesures étant de l'ordre de 2/100.

Un inconvénient de ce type d'analyseur provient de la non linéarité de l'absorption, impliquant un étalonnage avec un gaz connu de concentration proche de celle à mesurer.

La sélectivité est faible et impose l'emploi de filtres d'absorption à gaz purs ou de filtres interférentiels passe-bande, ainsi que de déshydrater les gaz à analyser du fait des recouvrements avec le spectre d'absorption IR de  $H_2O$ .

La température influant sur la masse de gaz présente dans le tube de mesure, ces analyseurs doivent impérativement être thermostatés sous peine de dérive des coefficients d'étalonnage. Le temps de réponse de l'ordre de 10 à 30 secondes dépend du volume (sensibilité) de la cellule de mesure, ce qui limite l'emploi de ce type de matériel : on ne peut faire de mesures en régime transitoire.

#### Analyse O<sub>2</sub> par paramagnétisme

Dans cette méthode, on créé une convection par l'action d'un champ magnétique hétérogène et la variation de la susceptibilité magnétique du gaz sur son parcours par un gradient thermique, le débit ou la pression créés étant proportionnels à la teneur en O<sub>2</sub> du gaz mesuré.

La mesure est continue, les concentrations mesurables s'étendent de 0 à 100 %, la sensibilité est de 0,1 %, la précision relative des mesures d'environ 2/100. Le débit gazeux doit être parfaitement régulé. Le temps de réponse est de l'ordre de 10 secondes.

#### Dosage de l'oxygène :

10

Méthodes d'analyse basées sur la susceptibilité magnétique.

Un volume élémentaire dv de gaz ayant une susceptibilité magnétique  $\chi$  placé dans un champ magnétique hétérogène  $\vec{B}$  est soumis à une force élémentaire  $\vec{dF}$  telle que :

$$\overrightarrow{dF} = dv \, \overrightarrow{grad} \left( \chi \frac{B^2}{2} \right)$$

La sélectivité est due au fait que seuls O<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub> et ClO<sub>2</sub> sont paramagnétiques ( $\chi$  >0)

Analyse NO<sub>x</sub> par chimiluminescence

On désigne sous le sigle  $NO_x$  la somme  $NO + NO_2$  (monoxyde + dioxyde d'azote) obtenue après conversion de  $NO_2$  en NO.

La méthode de choix actuelle est basée sur la mesure de l'intensité de la chimiluminescence

 $(\lambda = 1,2 \,\mu\text{m})$  dans le proche IR de la réaction de NO et O<sub>3</sub> (ozone) :

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2^* + \frac{1}{2}O_2$$
$$NO_2^* + M \rightarrow NO_2 + M ("quenching")$$
$$NO_2^* \rightarrow NO_2 + h \nu (\lambda = 1, 2 \mu m)$$

L'intensité lumineuse est proportionnelle au débit massique de NO, elle est convertie en signal électrique par un photomultiplicateur.

<u>HC totaux</u>

L'appareillage est appelé analyseur d'hydrocarbures totaux (HC) par ionisation de flamme (F.I.D.).

Les effluents prélevés à chaud dans les échappements sont maintenus à 180 °C dans une ligne de transfert chauffée, les HC contenus étant détectés par la propriété de CH d'ioniser une flamme de H<sub>2</sub> (chimionisation). Le courant est collecté et amplifié.

La réponse est sensiblement proportionnelle à la quantité de C présents dans la flamme.

La mesure est continue, les concentrations mesurables s'étendent de 1 ppm à 10 % d'équivalent  $CH_4$  et plus (mesures dans l'environnement et à l'émission, gazogènes, etc...). La sensibilité et répétabilité sont de l'ordre de 2/100.

La réponse est linéaire sut toute la gamme de concentrations mesurables.

La constance du débit d'effluents, ainsi que l'absence de point froid (condensation) dans les circuits (pompe,...) conditionnent la qualité des résultats. Le temps de réponse est de l'ordre de 1 seconde.

La sélectivité est nulle, puisque chaque liaison CH produit un signal, l'environnement moléculaire joue peu pour les divers CH (éthyléniques, aromatiques,...), mais la présence d'hétéroatomes (O-N-...) peut affaiblir, voir annuler le signal.

# 4. Manipulation

## a) Mise en chauffe du moteur

Avant de débuter les essais et de lancer les acquisitions, il est nécessaire d'amener le moteur à ses températures de fonctionnement « normales » et donc de le laisser chauffer. Pour cela, suivre la procédure suivant :

- Cliquer sur « initialisation banc »
- Cliquer sur « démarrage moteur »
- Mettre les consignes d'eau et d'huile respectivement à 90°C et 100°C (ces températures correspondent à un fonctionnement normal)
- Mettre la consigne de vitesse variateur à 90 %
- Mettre la consigne CPE à 90%
- Laisser chauffer le moteur jusqu'à atteindre des températures d'eau et d'huile voulues. Tant que le moteur n'est pas chaud, il est impossible de dépasser le régime de 1500 tr/min et la position de pédale d'accélérateur à plus de 25 %.



NB :

*Régulation couple* : on choisit un régime et un couple, il en résulte une position pédale permettant de les atteindre (dans les limites de performances du moteur).

*Régulation position pédale* : on choisit un régime et une position pédale, on a comme conséquence un couple

b) Caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation

Une fois que le moteur a atteint ses températures de consignes d'eau et d'huile.

- Passer en « Régul couple »

- Amener le moteur à 2000 tr/min et 180 N.m. Lorsque l'on souhaite modifier le régime ou le couple, pour entrer une valeur précise, double-cliquer sur la valeur de couple/régime. Rentrer alors la valeur souhaitée au clavier et valider. La régulation amène alors progressivement le moteur aux conditions souhaitées
- Une fois les conditions stabilisées (émissions polluantes, température eau et huile), appuyer sur « Lancer acquisition ». Attendre que Morphée ait fini son acquisition (dégrisement du bouton "Lancement acquisition") avant de procéder à la mesure suivante
- On augmente ensuite la vitesse (sans toucher au couple) jusqu'à 3 500 tr/min par palier de 500 tr/min en lançant une acquisition pour chaque point.

# c) Caractéristiques en fonction de la charge

- Amener le moteur au régime de 2500 tr/min et au couple de 180 N.m. Lorsque les conditions sont stables, lancer l'acquisition.
- En gardant le même régime, diminuer le couple (qui est l'image de la charge à régime constant) en opérant à ¾, ½ et ¼ du maximum de couple (180N.m). Effectuer une acquisition à chaque point.

# d) <u>Cartographie du fonctionnement du moteur / Cycle NEDC</u>

Afin d'obtenir un début de cartographie des caractéristiques (performances, émissions polluantes) du moteur en fonction du régime et du couple, on complète les essais en réalisant les deux point suivant :

- 2000 tr/min, 90 N.m
- 3000 tr/min, 90 N.m

Revenir ensuite au ralenti pendant 5 minutes. A la fin des essais l'installation est alors arrêtée en appuyant sur le bouton "Arrêt moteur" puis en quittant Morphée.

# 5. Analyse par cycle enveloppe

# a) Définition du cycle enveloppe

Le cycle de Carnot est constitué de deux isothermes et deux adiabatiques réversibles. Une machine fonctionnant sous le régime de Carnot obtient un rendement théorique décrit comme étant le rapport du travail du cycle sur l'énergie fournie pour obtenir ce travail. Il convient de rappeler qu'une telle machine est purement théorique, le rendement ainsi obtenu étant optimal, et sert de référence pour comparer les rendements de machines réelles. Dans son expression finale, le rendement de Carnot s'écrit en fonction des températures des sources froide ( $T_2$ ) et chaude ( $T_1$ ).

$$\eta_{th} = \frac{\left|W_{cycle}\right|}{Q_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$



Figure 5 : Diagrammes (a) PV et (b) TS du cycle théorique de Carnot

Le principe de la modélisation du cycle enveloppe est de caractériser chaque transformation réelle du cycle par une transformation thermodynamique théorique l'approchant au mieux et se basant sur les hypothèses ci-dessus:

- Tous les gaz sont considérés parfaits.
- La combustion est décrite en trois phases isochore, isobare, isotherme.
- Le compresseur comprime de manière adiabatique l'air avec un rendement isentropique de 0.9.
- La turbine détend de manière adiabatique l'air avec un rendement isentropique de 0.9.
- Le rendement de combustion est pris à 0.95.
- Les gaz d'échappement réinjectés dans la chambre de combustion ne sont pas pris en compte.

# b) Etapes de calculs

14



Figure 6 : Diagramme PV en loglog d'un cycle quelconque et son cycle enveloppe

Les détails des calculs codés sous MatLab sont listés dans le tableau ci-dessous.

Phase	Description	Equation	IS	
1-2	Phase de	x2	x2 = x1	(21)
	compression	P2	P2=p <sub>comp</sub> xP <sub>atm</sub>	(22)
	irréversible de l'air	T2is	$s_{2is}^{0}(T_{2is}, x_{2}) - r \ln (P_{2} / P_{0}) = s_{1}^{0}(T_{1}, x_{1}) - r \ln (P_{1} / P_{0})$	(23)
	compresseur	T2	$h_2^s(T_2, x_2) = h_1^s(T_1, x_1) + 1/\eta_{comp} (h_{2is}^s(T_{2is}, x_2) - h_1^s(T_1, x_1))$	(24)
2-3	Echange de chaleur avec perte	x <sub>3</sub>	$x_3 = x_a$	(31)
	de charge dans	P <sub>3</sub>	$\Delta P = P_2 - P_3$	(32)
	adiabatique	T <sub>3</sub>	$T_3 = COF. [T_{ref} - T_2] + T_2$	(33)

3-3'	Mélange des gaz résiduels avec les	m <sub>3'</sub>	$P_{3'}V_M = m_{3'}r_{3'}T_{3'}$	(3'1)
	gaz frais à pression constante P <sub>3'</sub> (f = fraction des gaz résiduels)	P <sub>3'</sub>	$\eta_{vol} = \frac{(1-f) m_3}{m_3^{th}} = (1-f) \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{r_3 T_3}{r_3' T_{3'}} \frac{P_{3'}}{P_3} \text{ avec } \eta_{vol} < 1$	(3'2)
		T7'=T7'is	$s_{7'is}^{0}(T_{7'is}, x_{7'}) - r \ln (P_{7'} / P_{0}) = s_{7}^{0}(T_{7}, x_{7}) - r \ln (P_{7} / P_{0})$	(3'3)
		T <sub>3'</sub>	$f h_{7'}^{s}(T_{7'}, x_{7'}) + (1-f)h_{3}^{s}(T_{3}, x_{3}) = h_{3'}^{s}(T_{3'}, x_{3'})$	(3'4)
		f	$P_7 V_m = f m_{3'} r_7 T_7$	(3'5)
3'-4	Compression	X4	$x_4 = x_a$	(41)
	coefficients sont	P <sub>4</sub>	$P_4 = P_{3'} \cdot \epsilon^{n_{comp}}$	(42)
	calculés à partir des essais.	T <sub>4</sub>	$P_4. V_M = m_{3'}. r_4. T_4$	(43)
4-4'	Phase de combustion isochore	x <sub>4'</sub>	$\mathbf{x}_{4'} = \mathbf{x}_{PC}$	(4'1)
		T <sub>4</sub> ′	$P_{4'}$ . $V_m = m_{4'}$ . $r_{4'}$ . $T_{4'}$	(4'2)

	Q <sub>isoV</sub>	$Q_{v} = m_{4'}u_{4'}^{s}(T_{4'}, x_{4'}) - m_{4}u_{4}^{s}(T_{4}, x_{4})$	(4'3)
	x <sub>b4</sub> ′	$x_{b4'} = \frac{Q_{isoV}}{Q_{apparent}}$	(4'4)
	m <sub>4'</sub>	$m_{4'} \approx (1 + F. x_{b4'}). m_{3'}$	(4'5)

1'-	Phase de	¥	Y = Y	$(A^{\prime\prime})$
 4''	combustion	х <sub>4</sub> " Т.,	$\frac{X_4'' - X_{PC}}{P_{UV} - m_{UV} - m_{UV} - m_{UV}}$	$(4^{''})$
15	isobare	14''	$\Gamma_4'' \cdot V_4'' - \Pi_4'' \cdot \Gamma_4''$	(4 2)
		$\mathbf{Q}_{\mathbf{isoP}}$	$Q_{P} = m_{4"}h_{4"}^{s}(T_{4"}, x_{4"}) - m_{4'}h_{4'}^{s}(T_{4'}, x_{4'})$	(4"3)
		x <sub>b4</sub> ''	$x_{b4''} = \frac{Q_{isoV} + Q_{isoP}}{Q_{apparent}}$	(4"4)
		m4''	$m_{4''} \approx (1 + F. x_{b4''}). m_{3'}$	(4"5)
4"-	Phase de	X5	$x_5 = x_{PC}$	(51)
5	combustion	T <sub>5</sub>	$P_5. V_5 = m_5. r_5. T_5$	(52)
	isotherme	$\mathbf{Q}_{\mathbf{isoT}}$	$Q_{T} = m_{5}u_{5}^{s}(T_{5}, x_{5}) - m_{4}u_{4}^{s}(T_{4}, x_{4}) + \overline{mr} T_{max} \ln(V_{5} / V_{4})$	(53)
		Q <sub>parois</sub>	$Q_{parois} = Q_{comb} - Q_{apparent}$ avec $Q_{apparent} = Q_{isoV} + Q_{isoP} + Q_{isoT}$	(54)
		m <sub>5</sub>	$m_5 \approx (1 + F) \cdot m_{3'}$	(55)
5-	Détente	x <sub>6</sub>	$x_6 = x_{PC}$	(61)
6	polytropique dont les	P <sub>6</sub>	$P_6 = P_5 \cdot \left[\frac{V_5}{V_M}\right]^{n_{détente}}$	(62)
	coefficients sont calculés à partir des essais	T <sub>6</sub>	$P_6. V_M = m_6. r_6. T_6$	(63)
6-	Détente	X <sub>7</sub>	$x_6 = x_{PC}$	(71)
7	adiabatique	T <sub>7</sub>	$u_7^{s}(T_7, x_7) = u_6^{s}(T_6, x_6) + r_6 \frac{P_7}{P_6} T_6 - r_7 T_7$	(72)
		P <sub>7</sub>	$P_6. V_M = m_6. r_6. T_6$	(73)
7-	Détente	x <sub>8</sub>	$x_8 = x_{PC}$	(81)
8	adiabatique réversible	T <sub>8is</sub>	$s_{8is}^{0}(T_{8is}, x_8) - r \ln (P_{atm} / P_0) = s_7^{0}(T_7, x_7) - r \ln (P_7 / P_0)$	(82)
		T <sub>8</sub>	$h_8^{s}(T_8, x_8) = h_7^{s}(T_7, x_7) + \eta_{d\acute{e}tente} (h_{8is}^{s}(T_{8is}, x_8) - h_7^{s}(T_7, x_7))$	(83)
		q <sub>turb</sub>	$q_{\text{compresseur}}(h_2^{s}(T_2, x_2) - h_1^{s}(T_1, x_1)) = -\eta_{\text{méca}}q_{\text{turbine}}(h_8^{s}(T_8, x_8) - h_7^{s}(T_7, x_7))$	(84)
		q <sub>waste</sub>	$q_{comp} + q_{carb} = q_{turb} + q_{waste}$	(85)
7-	Détente	x <sub>8</sub> ,	$x_{8\prime} = x_{PC}$	(8'1)
8'	isentropique	P <sub>e</sub> ,	$P_{a'} = P_{atm}$	(8'2)
	dans la waste	- <sub>8</sub> , T.	$h_{o'}(T_{o'}, x_{o'}) = h_{\tau}(T_{\tau}, x_{\tau}) \Rightarrow T_{o'} = T_{\tau}$	(8'2)
8'	yai <del>c</del> Mélange	18/ V	v - v	(03)
9	isobare à	<u>Po</u>	$P_{0} = P_{c}$	(92)
	l'échappement	T <sub>9</sub>	$h_{9}^{s}(T_{9}, x_{9}) = (1 - q_{waste} / q_{moteur})h_{8}^{s}(T_{8}, x_{8}) + q_{waste} / q_{moteur}h_{8'}^{s}(T_{8'}, x_{8'})$	(93)

Tableau 1: Description des équations des évolutions thermodynamiques théoriques

#### c) Bilan thermique

Travaux et quantités de chaleur mis en jeu

Le principal intérêt de la modélisation du cycle enveloppe réside dans le fait qu'il est possible d'approcher certaines grandeurs avec une bonne précision comme les températures et les transferts thermiques, celles-ci permettant ensuite de faire un bilan des performances du moteur.

Les équations suivantes servent à la mise en forme du bilan thermique :

Etape	Travail/Quantité de chaleur	
Compresseur (1-2)	$W_{compresseur} = m_{air} \cdot (h_2(T_2, x_2) - h_1(T_1, x_1))$	(10 <sub>1</sub> )
	$Q_{compresseur} = 0$	(10 <sub>2</sub> )
Echongour (2, 2)	$W_{\acute{e}changeur}=0$	(111)
Echangeur (2-3)	$Q_{\acute{e}changeur} = m_{air} \cdot (h_3(T_3, x_3) - h_2(T_2, x_2))$	(11 <sub>2</sub> )
	$M_{4} = -\frac{m_{4} \cdot r_{4} \cdot T_{4} - m_{3'} \cdot r_{3'} \cdot T_{3'}}{m_{3'} \cdot T_{3'}}$	(121)
Compression (3'-4)	$n_{comp} - n_{comp} - 1$	
	$Q_{comp} = m_4 \cdot u_4(T_4, x_4) - m_{3'} \cdot u_{3'}(T_{3'}, x_{3'}) - W_{comp}$	(12 <sub>2</sub> )
	$W_{isoV} = 0$	(131)
	$W_{isoP} = -P_{max} \cdot (V_{4''} - V_{4'})$	(132)
Complexation	$W_{\rm r} = m r T_{\rm r} \log \left( \frac{V_5}{V_5} \right)$	(13 <sub>3</sub> )
	$W_{isoT} = -m.r.r_{max} \cdot \log\left(\frac{1}{V_{4''}}\right)$	
(4-4 -4 -5)	$Q_{pertecomb} = (1 - \eta_{comb}) Q_{calo}$ avec $Q_{calo} = m_c PCI$	(134)
	$Q_{comb} = n_{comb} \cdot (1 - f) \cdot F \cdot PCI \cdot m_{air}$	(13 <sub>5</sub> )
	$Q_{parois} = Q_{comb} - Q_{apparent}$	(13 <sub>6</sub> )
	$W_{} = \frac{m_6.r_6.T_6 - m_5.r_5.T_5}{m_6.r_6.T_6 - m_5.r_5.T_5}$	(141)
Détente (5-6)	$n_{d\acute{e}t} - n_{d\acute{e}t} - 1$	
	$Q_{comp} = m_6. u_6(T_6, x_6) - m_5. u_5(T_5, x_5) - W_{dét}$	(14 <sub>2</sub> )
Boucle BP (7-3)	$W_{BP} = (P_7 - P_3).(V_M - V_m)$	(151)
DOUCIE DF(1-3)	$Q_{BP} = 0$	(152)

Turbine (7-8)	$W_{turbine} = m_7. \left( h_8(T_8, x_8) - h_7(T_7, x_7) \right)$	$(16_1)$ $(16_2)$
Frottement turbocompresseur	$Q_{turbine} = 0$ $Q_{frottement\ turbo} = (1 - \eta_{m\acute{e}ca})W_{turbine}$ $avec\ \eta_{m\acute{e}ca} = \frac{W_{compresseur}}{W_{turbine}}$	$(17_1)$ (17 <sub>2</sub> )
Transfert de masse échappement - admission	$Q_{\acute{e}chap-adm} = m_{\acute{e}chap} \cdot h_9(T_9, x_9) - m_{air} \cdot h_1(T_1, x_1)$	(18)

Tableau 2: Description des termes de bilan

Le tableau suivant donne un exemple de résultat obtenu. Le *PCI* du gazole étant égal à 42 746.4 kJ/kg, et une fois calculée la masse de carburant introduite par cycle dans chaque cylindre à partir du débit et de la température de gazole, l'énergie introduite vaut :

partir du debit et de la temperature de gazole, l'energie introduite vaut :								
	$Q_{calo} = Z$	2711.997						
Travaux	(J)	Quantités de chaleur	(J)					
Wcompresseur	121.55	Qéchangeur	-83.50					
W <sub>échangeur</sub>	0	Q <sub>comp</sub>	-93.83					
W <sub>comp</sub>	618.08	Q <sub>isoV</sub>	-56.00					
Wisov	0	QisoP	-473.91					
WisoP	-230.18	Q <sub>isoT</sub>	-281.14					
WisoT	-540.61	<b>Q</b> dét	103.85					
W <sub>dét</sub>	-800.04	Qpertecomb	-135.60					
<b>W</b> <sub>BP</sub>	23.73	Q <sub>parois</sub>	-812.49					
W <sub>turbine</sub>	-161.84	<b>Q</b> frottement turbo	-40.29					
Wcycle	-929.02	Qcycle	-874.20					
Tableau 3 : Travaux et quantités de chaleur mis en jeu								

16

Propriété de Sorbonne Université | Faculté des Sciences et Ingénierie | Plateforme d'Ingénierie Expérimentale

Le transfert de masse entre l'admission et l'échappement vaut :

$$Q_{\acute{e}chap-adm} = -543.27 J$$

Dans le tableau,  $W_{cycle}$  est en fait le travail indiqué théorique. Le calcul du travail indiqué réel à partir ( $W_i = \int -P dV$ ) nous permet de calculer le rendement du cycle réel :

$$\eta_{cycle} = \frac{W_i}{W_{cycle}} = 0.9$$

Ce rendement indique l'efficacité du cycle réel comparé à un cycle plus efficace, mais dont les transformations sont supposées idéales.

d) Etude des pertes énergétiques

L'étude des performances d'un moteur passe inévitablement par le calcul des pertes énergétiques qu'il peut subir. Ayant calculé précédemment les échanges énergétiques, nous pouvons calculer les pertes en les classant selon leur nature :

- Pertes aux parois :  $Q_{parois}$
- Pertes dues à une combustion incomplète : Q<sub>pertecomb</sub>
- Transferts de masse entre l'admission et l'échappement : Qéchappement-admission
- Pertes mécaniques :  $Q_{méca} = Q_{détente} + Q_{échangeur} + Q_{frottements turbo}$

Nous obtenons alors une répartition des pertes telle que celle donnée dans le *Tableau 4* et représenté dans la *Figure 7*.

Grandeur	(J)	%
Energie introduite	2711.99	100
Travail récupéré théorique	929.02	34.3
Pertes échappement	543.27	20.0
Pertes de chaleur,		
dont :	1176.02	43.4
Pertes parois	812.48	30
Pertes	135.60	5
combustion	227.94	8.4
<ul> <li>Autres pertes</li> </ul>		

Tableau 4 : Utilisation de l'énergie introduite



Figure 7 : Répartition de l'utilisation de l'énergie

6. Analyse des résultats

# a) Post traitement des données acquises

Convertir l'ensemble des fichiers Osiris (.xodf) en fichier texte en les glissant sur le fichier XODF\_to\_TXT\_colums.wsf. Mettre ensuite l'ensemble des fichiers TXT et Bench.xxx (Morphee) dans le répertoire C:\TravauxPratigues\MoteurCombustionInterne\AnalyseCycle\Benchdata.

Créer un fichier Excel en mettant le nom du fichier OSIRIS (extension TXT) sur la première colonne et le nom du fichier Morphée (Bench.xxx) sur la seconde colonne.

		<ul><li>(² &lt; ) &lt;</li></ul>										liste_e	ssais.xls [Mod	de de o
9	Accue	il Insertion	Mise	en page	Formules	Données	Révisio	n Affic	nage					
[		iper		Arial	- 10 -	A A	= = ;	<b>=</b> >>-	Rem	royer à la ligne a	utomatiquement	Standard	-	
C	oller	produire la mise	en forme	GI	<u>s</u> - 🖂 - 🔇	• <u>A</u> •			Fusion Fusion	onner et centrer	*	- %	000 500 500	Mis
	Pres	se-papiers	6		Police	G.			Aligner	nent	6	Nom	bre 🕞	
	129	<b>-</b> (*	f <sub>x</sub>											
		A		B	С	D	E		F	G	н	1	J	
1	20130123	170549.txt	bench.00	)3	2000	1	80							
2	20130123	170727.txt	bench.00	)4	2500	1	80							
3	20130123	171022.txt	bench.00	)5	3000	1	80							
4	20130123	171648.txt	bench.00	)6	3500	1	80							
5	20130123	172245.txt	bench.00	)7	2500	1	80							
6	20130123	172533.txt	bench.00	8	2500	1	35							
7	20130123	173501.txt	bench.00	)9	2500		90							
8	20130123	173807.txt	bench.01	0	2500		45							
9	20130123	174224.txt	bench.01	11	2000		90							
10	20130123	174447.txt	bench.01	2	3000		90							
11														
12														

Dans le répertoire C:\TravauxPratiques\MoteurCombustionInterne\AnalyseCycle , lancer le programme de traitement des données nommé AnalyseCycleTP.m.

- b) Etudes des performances du moteur en régime stabilisé
- 1. Tracer les courbes caractéristiques  $P_e$ ,  $T_{éch}$ ,  $C_{SE}$ ,  $C_{SE\_CO2}$  et excès d'air  $\lambda$  en fonction de la vitesse de rotation. Interpréter les résultats. Tracer la consommation spécifique de NOX en fonction de la température maximale du cycle  $C_{SE\_NOX} = f(Tmax)$ .
- 2. Tracer les courbes  $P_e$ ,  $T_{éch}$ ,  $C_{SE}$ ,  $C_{SE_CO2}$  en fonction de la charge (couple en N.m).
- 3. Etudier les bilans thermiques comparatifs entre les différentes conditions de fonctionnement

# B. Annexes

1. Nomenclature

Acronymes			
Symbole	Unité	Descriptif	
AOA	CA	Avance ouverture soupape d'admission	
AOE	CA	Avance ouverture soupape d'échappement	
CA	0	Degré vilebrequin	
CEE		Norme européenne	
DIN		Norme allemande (1 ch DIN= 736 W)	
EGR		Gaz d'échappement recirculés	
EOC	CA	Fin de combustion	
PCI	kJ/kg	Pouvoir calorifique inférieur du carburant	
PMB	CA	Point mort bas du piston	
PME	bar	Pression moyenne effective	
PMH	CA	Point mort haut du piston	
PMI	bar	Pression moyenne indiquée	
RFA	CA	Retard fermeture soupape d'admission	
RFE	CA	Retard fermeture soupape d'échappement	
SOI	CA	Signal de début d'injection	
		Lettres latines	
Symbole	Unité	Descriptif	
С			
C C <sub>h</sub>	g/h	Consommation horaire	
C C <sub>h</sub> COF	g/h	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur	
C Ch COF Cp	g/h J/kg.K	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant	
C Ch COF Cp Cs	g/h J/kg.K g/kWh	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique	
C Ch COF Cp Cs Cu	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup>	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D e	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D e f	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension Taux de gaz résiduel	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D e f h	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension Taux de gaz résiduel Enthalpie massique	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D e f h h	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V J/kg J/kg	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension Taux de gaz résiduel Enthalpie massique	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D e f h h h f h f h f h f h f 0	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V J/kg J/kg kJ/mol	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension Taux de gaz résiduel Enthalpie massique Enthalpie massique de formation Enthalpie de formation	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d D cv d D e f h h hf hf hf0 m	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V J/kg J/kg J/kg kJ/mol kg	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension Taux de gaz résiduel Enthalpie massique Enthalpie massique de formation Enthalpie de formation	
C Ch COF Cp Cs Cu Cv d Cv d D e f f h h hf Hf0 m M	g/h J/kg.K g/kWh m <sup>3</sup> J/kg.K L/min V J/kg J/kg J/kg kJ/mol kg kg/mol	Consommation horaire Coefficient d'efficacité de l'échangeur Capacité calorifique massique à pression constant Consommation spécifique Cylindrée unitaire Capacité calorifique massique à volume constant Densité Débit Tension Taux de gaz résiduel Enthalpie massique Enthalpie massique de formation Enthalpie de formation Enthalpie de formation	

19

Propriété de Sorbonne Université | Faculté des Sciences et Ingénierie | Plateforme d'Ingénierie Expérimentale

Ν	tr/min	Régime
Р	Pa	Pression
Pe	W	Puissance effective
Pi	W	Puissance indiquée
Q	J	Quantité de chaleur
r	J/kg.K	Constante du gaz
R	J/mol.K	Constante des gaz parfaits
S	J/kg	Entropie
S	J/mol.K	Entropie molaire
Т	К	Température
t	s	Temps
U	J	Energie interne
u	J/kg	Energie interne massique
VM	m^3	Volume maximal de la chambre de combustion
Vm	m^3	Volume mort de la chambre de combustion
W	J	Travail
x		Fraction massique

Lettres grecques				
Symbole	Unité	Descriptif		
α		Excès d'air		
γ		Rapport des chaleurs massiques		
3		Rapport volumétrique de compression		
η		Rendement		
Φ		Richesse		
(1)	rad/s	Vitesse de rotation		

Indices			
Symbol	Descriptif		
_th	Théorique		
adm	Admission		
atm	Atmosphérique		
BP	Basse pression		
calo	Calorifique		
comb	Combustion		
comp	Compression		
cycle	Cycle		
dét	Détente		
е	Effectif		
éch	Echappement		

20

g	Global
i	Indiqué
is	Isentropique
isoP	Combustion isobare
isoT	Combustion isotherme
isoV	Combustion isochore
méca	Mécanique
PC	Produits de combustion
th	Thermique
turb	Turbocompresseur
waste	Waste gate

21

# 2. Présentation des capteurs

Désignation Marshée	Crean de un ma e un é e	Localization	Turne	Commo	Consthilité	L la te é
SANAO2 Consigne Vitesse Variateur	Vitesse de rotation ventilateur	Consigne	NC	Gamme	Sensibilite	onite «
EANAOS Retour Redale	Charge	Actionneur d'accélérateur AT-LIN	N.C.			70
EANA01 Retour Vitesse	Régime moteur	Vilebrequin	Codeur apgulaire AV/I			/o tr/min
EANA02 Retour Couple	Couple au frein	Frein	Codedrangularie Ave			N m
TCK01 Air Ambiant	Température air	Atmosphère	Thermosouple type K	-270°C à 1272°C	4.0 uV par 0.1 °C	°C
TCK01_All_Ambiant	Température air	Aunosphere Avant compresseur	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK02_Air_Entree_Compresseur	Température air	Avant compresseur	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK04 Air Sortie Echangeur Air	Température air	Après échangeur air-air	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK05 Echan Entrée Turbine	Température air	Avant turbine	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK06 Echap. Sortie Turbine	Température air	Après turbine	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK07 Fau Entrée Moteur	Température Liquide de Refroidissement (circuit moteur)	Entrée moteur	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK08 Fau Sortie Moteur	Température Liquide de Refroidissement (circuit moteur)	Sortie moteur	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK09 Eau Moteur Entrée Echangeur	Température Liquide de Refroidissement (circuit moteur)	Avant échangeur eau-eau	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK10 Fau Moteur Sortie Echangeur	Température Liquide de Refroidissement (circuit moteur)	Après échangeur eau-eau	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK11 Fau Actemium Entrée Echangeur	Température Eau Glycolée (circuit extérieur)	Avant échangeur eau-eau	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK12 Fau Actemium Sortia Echangeur	Température Eau Glycolée (circuit extérieur)	Après échangeur eau-eau	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK12_Eau_Actemum_Solite_Echanged	Température buile	Carter buile	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK14 Fou Actomium Entrée Echangeur Huile	Température Fau Glucolée (circuit extérieur)	Avant échangour agu buile	Thermocouple type K	270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK14_Eau_Actemium_Entree_Echangeur_Huile	Température Eau Glycolée (circuit exterieur)	Après échangeur eau-huile	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK15_Eau_Actennum_Solite_Echangeur_hune	Température assoil	Pompe HP	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK12_Gasoil_Fompe_np	Température gasoil	Pompe gauge	Thermocouple type K	270°C à 1372°C	4.0 µV par 0.1 °C	°C
TCK17_Gason_Softle_Gavage	Température gason	Forrige gavage	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
TCK10_Eau_Actemium_Entree_Frein	Température Eau Glycolée (circuit extérieur)	Sortie frein	Thermocouple type K	-270°C à 1372°C	4.0 μV par 0.1 °C	°C
EANAOID Proceion Atmospherique	Proceion air	Atmosphère	Diozo résistif	-2/0 C a 13/2 C	4.0 µv par 0.1 °C	bar
EANAOIP_Pression_Avant_Compresseur	Pression air	Avant compresseur	Piezo-résistif			bar
EANA02P_Pression_Avant_Compresseur	Pression air	Availe compresseur	Piezo-resistif			bar
EANAOJP_Pression_Apres_Compressed	Pression air	Après turbine	Piezo-résistif			bar
EANA05P Pression Apres CPE	Pression air	Après CPE	Piezo-résistif			bar
EANAOSP_Fression_Apres_CFE	Pression an	Avant frein	Piezo-résistif			bar
EANAOR Pression Fau Moteur Avant Echangeur	Pression Fau Glycolée (circuit extérieur)	Avant échangeur eau-eau	Piezo-résistif			bar
EANAOPP Pression Eau Moteur Apres Echangeur	Pression Eau Glycolee (circuit extérieur)	Après échangeur eau-eau	Piezo-résistif			bar
EANAOOP Pression Huile Moteur	Pression buile	Carter buile	Piezo-résistif			bar
EANA11P Débit Air Comburant	Débit air	Avant compresseur	Débitmètre thermique à double sonde			ka/h
EANA12D Debit Four Metour	Débit Liquida de Defecidiesement (signit mateur)		Débitmètre messione			ng/11
EANA12P_Debit_Eau_Moteur	Debit Liquide de Kerroldissement (circuit moteur)	Apres echangeur eau-eau	Debitmetre massique			m /n 3/i
EANA13P_Debit_Echangeur_Huile	Débit Eau Glycolée (circuit extérieur)	Après échangeur eau-huile	Debitmètre electromagnètique			m°/h
EANA14P_Debit_Gasoil	Débit gasoil	Avant pompe	Débitmètre à engrenages			L/min
EANA15P_Debit_Echangeur_Eau	Débit Eau Glycolée (circuit extérieur)	Après échangeur eau-eau	Débitmètre électromagnétique			L/s
EANA17P_HC	Concentration en CH <sub>x</sub> dans l'air	Après turbine	Baie d'analyse COSMA			PPM
EANA18P_O2	Concentration en O <sub>2</sub> dans l'air	Après turbine	Baie d'analyse COSMA			%
EANA19P_CO	Concentration en CO dans l'air	Après turbine	Baie d'analyse COSMA			%
EANA20P_CO2	Concentration en CO <sub>2</sub> dans l'air	Après turbine	Baie d'analyse COSMA			%
EANA21P NOX	Concentration en NO dans l'air	Après turbine	Baie d'analyse COSMA			PPM
Désignation Osiris						
Pcyl1	Pression air	Bougie préchauffage	Piézo-électrique		20 pC/bar	bar
P_Ech	Pression air	Collecteur échappement	Piézo-résistif		20 pC/bar	bar
P_Coll	Pression air	Collecteur admission	Piézo-résistif		20 pC/bar	bar

3. Points du cycle – atmosphérique et suralimenté





Capteur	Fluide	Localisation
1	Air	Atmosphère
2	Air	Avant compresseur
3	Air	Après compresseur
4	Air	Après échangeur air-air
5	Air	Avant turbine
6	Air	Après turbine
7	Liquide de refroidissement moteur	Entrée moteur
8	Liquide de refroidissement moteur	Sortie moteur
9	Liquide de refroidissement moteur	Avant échangeur eau-eau
10	Liquide de refroidissement moteur	Après échangeur eau-eau
11	Eau glycolée	Avant échangeur eau-eau
12	Eau glycolée	Après échangeur eau-eau
13	Huile	Carter huile
14	Eau glycolée	Avant échangeur eau-huile
15	Eau glycolée	Après échangeur eau-huile
16	Gazole	Pompe HP
17	Gazole	Pompe gavage
18	Eau glycolée	Entrée frein
19	Eau glycolée	Sortie frein

4. Inventaire des thermocouples :

25

Unité de sortie : °C

Les thermocouples utilisés ici sont des thermocouples de type K composés de Chromel (alliage chrome/nickel) et d'Alumel (alliage aluminium/nickel) ainsi que de silicium. Il est utilisable pour une large gamme de température, de -270°C à 1372°C.

Un thermocouple fonctionne sur le principe de l'effet Seebeck. Thomas Johann Seebeck est le premier à avoir mis en évidence le fait que dans un circuit fermé constitué de deux conducteurs de nature différente, lorsqu'on chauffe l'extrémité du thermocouple, on créé un courant électrique entre les deux conducteurs, dû à l'apparition d'une force électromotrice (fém).

On utilise une loi approchée du type :  $e(T_0, T) = A(T_0)(T - T_0) + B(T_0)(T - T_0)^2$ Avec  $T_0$  connue, en général égale à la température ambiante.



Capteur	Fluide	Localisation
1	Air	Atmosphère
2	Air	Avant compresseur
3	Air	Après compresseur
4	Air	Après turbine
5	Air	Après CPE
6	Eau glycolée	Avant frein
7	Liquide de refroidissement moteur	Avant échangeur eau-eau
8	Eau glycolée	Après échangeur eau-eau
9	Huile	Carter huile
10	Air	Conduit admission air
11	Mélange air + carburant	Collecteur échappement
12	Mélange air + carburant	Bougie préchauffage

# 5. Inventaire des capteurs de pression

Unité de sortie : bar

# Capteurs 1 à 9 :

26

Capteurs de pression piézo-résistifs. Un corps situé à l'intérieur du capteur réagi à la pression qui lui est exercée en se déformant, ce qui provoque une variation de sa résistivité. La variation de courant électrique qui en résulte permet ensuite de calculer la valeur de la pression au point de mesure par une loi linéaire. Ces capteurs fonctionnent pour des températures atteignant les 400°C.

Capteurs 10, 11 et 12 :

Capteurs dynamiques dont le signal faible est amplifié avant d'être exploité. Nous employons ici un capteur piézo-électrique, capteur qui utilise la propriété qu'ont certains corps de se polariser électriquement sous l'action d'une force qui leur est appliquée (propriété découverte par Pierre Curie). En particulier, le quartz possède une bonne caractéristique piézo-électrique.

10 : Capteur de pression piézo-résistif Type 4007B mesurant des pressions sur une plage de 0 à 20 bars. Capteur dynamique capable de mesurer de rapides variations de pression dans un environnement ne dépassant pas les 200°C.

11 : Capteur de pression piézo-résistif à refroidissement liquide Type 4049A mesurant des pressions sur une plage de 0 à 10 bars. Capteur dynamique résistant à des températures au-delà de 1100°C.

12 : Capteur de pression dynamique piézo-électrique Type 6056A mesurant des pressions sur une plage de 0 à 250 bars. Il est résistant jusqu'à 400°C sur de courts instants. Il est monté dans un adaptateur en lieu et place d'une bougie de préchauffage afin de mesurer la pression cylindre. Ayant une sensibilité élevée, il permet de mesurer des variations de pression sur de courts instants et ainsi rendre compte des fluctuations de pression cycle à cycle.

Débitmètre	Fluide	Localisation	Unité
1	Air	Avant compresseur	kg/h
2	Liquide de refroidissement moteur	Après échangeur eau-eau	m³/h
3	Eau glycolée	Après échangeur eau-huile	m³/h
4	Carburant	Avant pompe	L/min
5	Eau glycolée	Après échangeur eau-eau	L/s

# 6. Inventaire des débitmètres

# 27

# 7. Paramètres caractéristiques

Deux grandeurs essentielles sont à considérer :

La puissance : fonction du couple et de la vitesse de rotation

Le rendement qui caractérise l'efficacité du procédé de conversion de l'énergie

## a) Puissance, Pression moyenne et couple

Puissance effective et couple

La puissance effective développé sur l'arbre moteur est égal à :

$$P_e = C\omega$$

 $P_e$ : Puissance effective (Watt)

*C* : Couple moteur (N.m)

 $\omega$  : Vitesse angulaire de rotation (rd/s)

Attention aux normes de mesure : prise en compte des auxiliaires, correction à apporter suivant les conditions atmosphériques.

## Travail indiqué

Intégration de la courbe sur tout le cycle.

$$W_i = \oint -PdV$$

Puissance indiquée

$$P_i = W_i \ n_{cycle\ moteur/s}$$

## Puissance perdue par frottement

Une partie de cette puissance est dissipée au sein du moteur lui-même (frottement, auxiliaire tel que pompe allumage injection...).

$$P_e = P_i - P_f$$

## Pression moyenne indiquée

On appelle **pression moyenne indiquée (PMI**) la pression constante théorique qui appliquée sur le piston pendant sa course motrice L, fournirait le même travail indiqué.

$$W_i = PMI \frac{\pi D^2}{4} L \text{ soit } PMI = \frac{W_i}{V_{cyl}}$$

C'est le travail spécifique (travail par unité de cylindrée), cette grandeur permet de comparer la capacité de travail de moteurs de cylindrée différente.



## Expression pour le cas du moteur 4 temps :

28

 $W_i$  est représenté par la valeur algébrique de l'aire hachurée du diagramme pression volume. On distingue :

Le <u>travail indiqué positif</u> de la boucle <u>haute pression</u> du cycle. Course compression et détente. Le <u>travail indiqué négatif</u> de la boucle <u>basse pression</u> du cycle. Course d'échappement et admission.

 $\frac{4 \text{ Temps}}{P_{1}(W) = \frac{W_{i}N}{2x60} = \frac{PMI(Pa).V_{cyl}(m^{3}).N(tr / mn)}{120}$   $PMI(bars) = \frac{1200P_{1}(kW)}{V_{cyl}(litres)N(tr / mn)}$   $PMI(bars) = \frac{600P_{1}(kW)}{V_{cyl}(litres)N(tr / mn)}$ 

# Pression moyenne effective

$$PME(bars) = \frac{1200P_e(kW)}{V_{cyl}(litres)N(tr/mn)}$$

La PME est en fait directement liée au couple développé par le moteur sur l'arbre de sortie :

$$PME(Pa) = \frac{4\pi C(mN)}{V_{cyl}(m^3)}$$

# Pression moyenne de frottement

De même que l'on a  $P_e = P_i - P_f$ , on peut écrire PME = PMI - PMF avec la pression moyenne de frottement:

$$PMF(bars) = \frac{1200P_f(kW)}{V_{cyl}(litres)N(tr/mn)}$$

Richesse, excès d'air

$$\phi = \frac{\left(\frac{masse\ de\ combustible}{masse\ d'air}\right)_{r\acute{e}el}}{\left(\frac{masse\ de\ combustible}{masse\ d'air}\right)_{sto\acute{e}ch}} = \Psi_s \left(\frac{masse\ de\ combustible}{masse\ d'air}\right)_{R\acute{e}el}$$

 $\phi = 1$ : Mélange stoechiométrique

 $\phi < 1$  : Mélange avec excès d'air ou mélange pauvre

 $\phi > 1$  : Mélange avec excès de combustible ou mélange riche

Coefficient excès d'air :  $\lambda = 1/\phi = 1$ 

<u>Dosage</u>

29

$$F = \left(\frac{masse \ de \ combustible}{masse \ d'air}\right)_{r \in el}$$

0.083<F<0.055 pour de l'essence

0.055<F<0.014 pour le Diesel



b) Rendement d'un moteur à combustion. Consommation spécifique

Quotient de deux mêmes grandeurs

Rendement effectif ou rendement global

Le rendement effectif d'un moteur est le rapport de la puissance effective recueillie sur l'arbre moteur sur la puissance calorifique apportée par le carburant.

$$\eta_g = \frac{P_{effective}}{P_{calorifique \ du \ carburant}}$$

Propriété de Sorbonne Université | Faculté des Sciences et Ingénierie | Plateforme d'Ingénierie Expérimentale

Cette définition repose implicitement sur 3 conventions : 1 KJ Chaleur = 1 KJ travail Carburant considéré comme une source possible de chaleur

#### Consommation spécifique

30

$$CSE = \frac{m_c}{P_e}$$

 $m_c$ : Consommation horaire en carburant (g/h)  $P_c$ : Puissance effective (kW)

CSE : Consommation spécifique (g/kWh)

La consommation spécifique est proportionnelle à l'inverse du rendement effectif (global) suivant la relation

$$PCI = 42000$$
kJ/kg  
 $CSE = \frac{83.7}{\eta_g}$ 

Comparaison des valeurs de CSE si l'on utilise des combustible de PCI identique.

## Rendement indiqué et consommation spécifique indiquée

Il traduit l'efficacité avec laquelle l'énergie calorifique a été transformée en travail des gaz.

$$n_i = \frac{P_i}{P_{calorifique}}$$
 et  $CSI = \frac{3600000}{n_i PCI}$ 

$$CSE = CSI \frac{PME + PMF}{PME}$$

## Rendement organique

Efficacité avec laquelle le travail fourni par les gaz aux pistons (travail indiqué) a été transmis à l'arbre de sortie du moteur (travail effectif).

$$\eta_{org} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{CSI}{CSE}$$
$$\eta_{org} = \frac{P_i - P_f}{P_f} \text{ et pour finir : } \eta_g = \eta_i \eta_{org}$$

## Rendement thermique

Le rendement thermique représente le rendement de transformation de l'énergie calorifique effectivement libérée par la combustion en énergie mécanique.

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{P_{combustion}}$$

## Rendement de combustion

Il correspond au rapport entre l'énergie calorifique effectivement dégagée lors de la combustion réelle et celle chimique.

$$\eta_{comb} = \frac{P_{comb}}{P_{calorifique}}$$
$$\eta_g = \eta_{comb} \eta_{th} \eta_{org}$$

c) <u>Dégradation d'énergie</u>

Pertes intervenant dans un moteur



8. Démarrage du banc moteur

# Armoire Ventil/Banc TP Moteur (Armoire 1) :

- > Mise en service du circuit de refroidissement
- Mise en service de l'alimentation carburant (AUTORISATION ALIM ARM 5/6 EXT)
- Mettre en position "AUTO": Air comburant banc turbo
  - Echappement banc turbo
  - Air neuf / Extraction banc turbo
- > Mettre en position "MAIN" : Extraction sous-sol
- Pompe relevage sous-sol : MARCHE
- Salle contrôle : MARCHE

# Ordinateur/Baie informatique :

- Lancer Morphée et Osiris (Icônes sur le bureau)
- Allumer le rack AT-LIN (Interrupteur blanc)
- Allumer les deux racks BORGHI (Interrupteurs 1/0)

# Box banc moteur :

- Vérifier la présence du 12 V dans le box (Armoire 4 sur la gauche en entrant)
- > Ouvrir la vanne d'eau (V11, première vanne au sol en entrant)
- Fermer les trois portes du box

# Logiciel Morphée :

- Cliquer sur "Initialisation banc"
- Cliquer sur "Démarrage moteur"
- Laisser chauffer le moteur jusqu'à atteindre des températures d'eau et d'huile de 55 °C (au moins 10 minutes à faible charge, < 1500 tr/min et < 25 % de la pédale d'accélérateur)

## Logiciel Osiris :

> Lancer Osiris en appuyant sur le bouton Play

# SORBONNE UNIVERSITE

Faculté des Sciences et Ingénierie Plateforme d'Ingénierie Expérimentale Campus de Saint-Cyr-l'Ecole 2 Place de la Gare de Ceinture 78210 SAINT CYR L'ECOLE



Campus de St Cyr - Sorbonne Université

# **REJOINDRE LA PLATEFORME**

Accès en **train**, arrêt Saint Cyr : Depuis Montparnasse, ligne N Depuis La Défense, ligne U Depuis Saint Michel ND, RER C Prévoir ensuite 10 mn de **marche** 

Accès en **voiture** : Coordonnées GPS N 48.80217° E 2.07639

Accueil campus 01.44.27.95.64 Informations et réservations TP 01.44.27.95.22



→ www.sorbonne-plateforme-ingenierie-experimentale.fr

