

THERMOPTIM®

MOTEUR DIESEL

VERSION JAVA 1.45

© R. GICQUEL JUILLET 2004

SOMMAIRE

MOTEUR ALTERNATIF A COMBUSTION INTERNE.....	3
RESOLUTION DU PROBLEME.....	4
VISUALISATION DES RESULTATS OBTENUS.....	9

© R. GICQUEL 1997 - 2004. Toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans autorisation est illicite, et constitue une contrefaçon sanctionnée par le Code de la propriété intellectuelle.

Avertissement : les informations contenues dans ce document peuvent faire l'objet de modifications sans préavis, et n'ont en aucune manière un caractère contractuel.

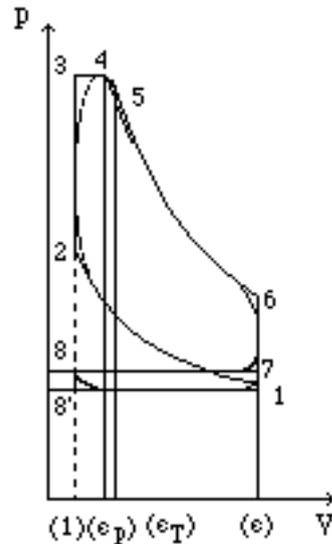
MOTEUR ALTERNATIF A COMBUSTION INTERNE

On cherche à étudier un moteur diesel en le représentant par un cycle mixte prenant en compte une combustion en trois étapes, et en suivant l'évolution des propriétés du fluide thermodynamique.

Après une compression de rendement isentropique égal à 0,9, commence une combustion qui se déroule en trois phases :

- la première, à volume constant, permet d'atteindre la pression maximale du cycle,
- la seconde, à pression constante, conduit à la température maximale
- la fin de la combustion prend place à température constante.
- les gaz sont ensuite détendus jusqu'au point mort bas, avec un rendement isentropique égal à 0,95

On prendra un taux de recirculation des gaz brûlés égal à 3,3 % en masse

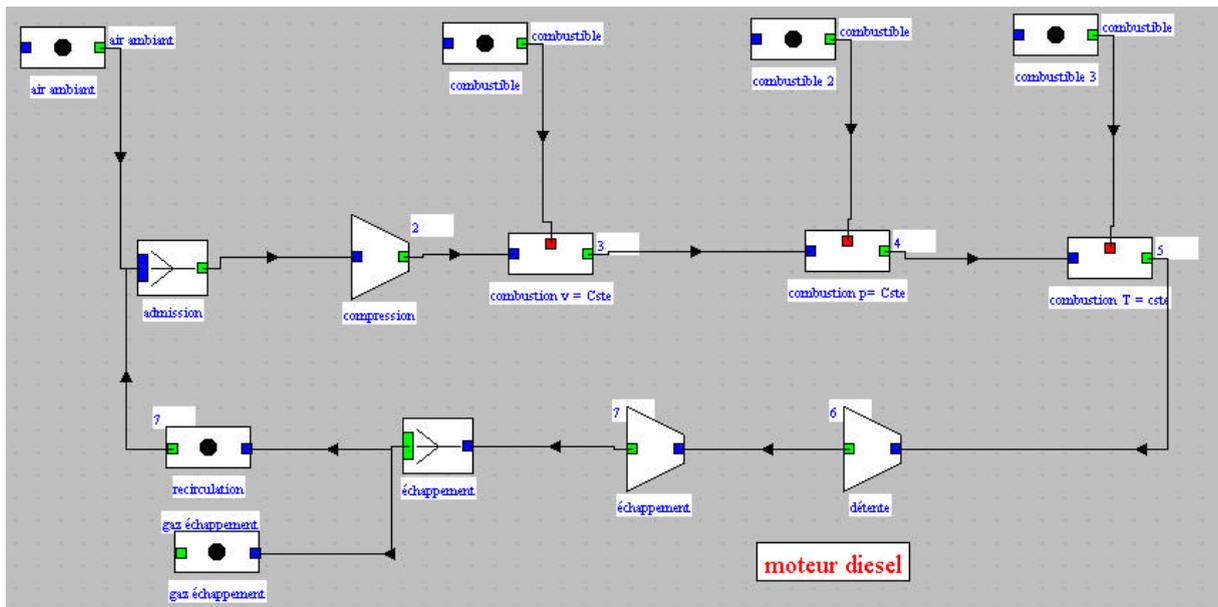


ϵ taux de compression

ϵ_p course relative de combustion isobare

ϵ_T course relative de combustion isotherme

Ce cycle correspond au schéma ci-dessous, que l'on peut construire facilement dans l'éditeur de schémas :



RESOLUTION DU PROBLEME

Dans l'ensemble de cet exemple ou presque (si l'on excepte les phases d'admission et d'échappement), on est dans le cadre d'un système fermé.

On supposera que l'on connaît à peu près la composition des gaz d'échappement, ceci afin de pouvoir déterminer celle de la masse admise. Si ce n'est pas le cas, on procédera par itérations. Le taux de recirculation étant faible, l'influence de cette composition reste modérée. De la même manière, on initialisera la température de fin de détente à 592 °C, pour une pression de 1,1 bar.

Pour représenter cette combustion, il faut, outre le comburant, disposer du combustible, un carburant automobile inclus dans la base de données, de formulation approchée $C_{7,2}H_{13,42}$. Son PCI, calculable à partir de l'écran des corps, est égal à environ 42 MJ/kg.

Une fois le schéma construit, transférez les différents éléments dans le simulateur, puis commencez à les paramétrer.

Pour le mélangeur qui fournit la température d'admission, on prendra une valeur de pression d'admission égale à 0,95 bar.

nom transfo	m abs	T (°C)	H
air ambiant	0,967	15	-9,87
recirculation	0,033	632,9	678,46

Les conditions d'admission étant ainsi obtenues (37,6 °C, 0,95 bar), la compression peut être étudiée, en système fermé, de rapport de compression volumétrique imposé égal ici à 14, et de rendement isentropique égal à 0,9.

Au point 2, en fin de compression, la température est de 627,7 °C, et la pression de 38,6 bar. Pour 1 kg de masse admise, le travail de compression est égal à 455 kJ.

Commence alors la première phase de combustion à volume constant, jusqu'à la pression maximale du cycle, égale à 80 bar. Il s'agit d'une combustion en système fermé, à volume imposé égal à celui de l'amont. Le combustible est le gaz pur de formule $C_{7,2}H_{13,42}$ carb, et on peut considérer un début de dissociation (7 % du CO_2 , température de figeage égale à 1500 °C). Pour tenir compte de la chaleur transmise aux parois du cylindre, et évacuée par l'eau de refroidissement du moteur, un rendement thermique de 0,81 est choisi. Il reste alors à calculer le facteur d'air en faisant en sorte que $p_3 = 80$ bar, ce qui ne peut se faire que par itération. La valeur obtenue est $\lambda = 2,185$. La température de fin de combustion est alors égale à 1594 °C.

transfo	combustion v = Cste	type	combustion	<	>	Sauver
type énergie	payante	<input type="checkbox"/> débit imposé	liens	Supprimer		Fermer
point amont	2	débit	1,030704	<input checked="" type="checkbox"/> système fermé	<input type="checkbox"/> observée	
	afficher	Delta_U	1 008,74	<input type="checkbox"/> système ouvert	Calculer	
T (°C)	627,69	W	0			
p (bar)	38,5502	combustible	combustible	afficher		
h (kJ/kg)	637,67	<input type="checkbox"/> type CHa				
titre	1	<input checked="" type="checkbox"/> dissociation	taux dissociation	0,07		
point aval	3		temp. figeage (°C)	1 500		
	afficher		rendt. combustion	0,95834		
T (°C)	1 594		rendement chambre	0,81		
p (bar)	80,0516	<input type="checkbox"/> Calculer lambda	lambda	2,185		
h (kJ/kg)	1 880,83	<input checked="" type="checkbox"/> Calculer T	T (°C)	1 594,0000857919		
titre	1	<input type="checkbox"/> Imposer le débit de combustible				
		<input type="checkbox"/> pression imposée				
		<input checked="" type="checkbox"/> volume imposé			<input checked="" type="checkbox"/> par le point amont	
		<input type="checkbox"/> température imposée			<input type="checkbox"/> par l'utilisateur	

Le volume étant constant, il n'y a pas de travail fourni ($W = 0$). La chaleur de combustion se répartit entre les pertes (19 %), et la variation d'énergie interne du fluide $\Delta U = 1\,009$ kJ. Le débit masse a augmenté, du fait de l'injection de carburant, et vaut 1,0307 kg/s au point 3.

La phase de combustion à pression constante se représente de manière tout à fait semblable : le comburant est déterminé par la transfo précédente, et le combustible est le même.

The screenshot shows a software interface for combustion calculations. The main window is titled 'transfo' and contains several sections:

- transfo:** 'combustion p= Cste', 'type: combustion', 'type énergie: payante', 'point amont: 3', 'point aval: 4'.
- Inputs:** 'débit: 1,04079', 'combustible: combustible 2', 'type CHa: ', 'dissociation: ', 'taux dissociation: 0,08', 'temp. figeage (°C): 1 500', 'rendt. combustion: 0,94983', 'rendement chambre: 0,81', 'lambda: 3,607', 'T (°C): 1 826,85'.
- Outputs:** 'Delta_U: 370,86', 'W: 70,26', 'T (°C): 1 594', 'p (bar): 80,0516', 'h (kJ/kg): 1 880,83', 'titre: 1', 'T (°C): 1 826,85', 'p (bar): 80,0516', 'h (kJ/kg): 2 223,37', 'titre: 0'.
- Buttons:** 'Saver', 'Supprimer', 'Fermer', 'liens', 'Calculer', 'afficher', 'Calculer lambda', 'Imposer le débit de combustible', 'pression imposée', 'volume imposé', 'température imposée', 'par le point amont', 'par l'utilisateur'.

Il s'agit d'une combustion en système fermé, à pression imposée égale à celle de l'amont. Le rendement thermique de 0,81 est maintenu, ainsi que la température de figeage. Pour le taux de dissociation du CO_2 , on a pris ici 8 %.

Il reste alors à calculer λ , en faisant en sorte que la température de fin de combustion soit égale à 2100 K, soit 1827 °C. Il suffit pour cela de sélectionner l'option "Calculer lambda".

Au cours de cette combustion, la chaleur libérée par le carburant est convertie à la fois en échauffement du fluide, dont l'énergie interne augmente ($\Delta U = 371$ kJ), en travail fourni à l'arbre du moteur, le volume ayant augmenté à pression constante ($W = 70$ kJ), et en pertes par les parois. Le débit masse continue d'augmenter, et vaut 1,041 kg/s au point 4.

La phase de combustion à température constante se représente de manière tout à fait semblable : le comburant est déterminé par la transfo précédente, et le combustible est le même.

La température est fixée, mais pas les évolutions de la pression et du volume. La valeur connue est celle de la masse totale de carburant brûlé dans le moteur par unité de masse admise, ici 0,043 kg/kg. Il faut pour cela ajuster λ pour obtenir un débit masse total égal à 1,043.

La chaleur libérée par le carburant est ici aussi convertie pour partie en variation d'énergie interne (134 kJ), pour partie en travail fourni à l'arbre du moteur, le volume ayant augmenté à pression constante ($W = 124$ kJ), et pour le reste (19 %) en pertes par les parois.

transfo	combustion T = cste	type	combustion	<	>	Sauver
type énergie	payante	<input type="checkbox"/> débit imposé	liens	Supprimer	Fermer	
point amont	4	affichage	débit	1,043005	<input checked="" type="checkbox"/> système fermé	<input type="checkbox"/> observée
			Delta_U	137,1	<input type="checkbox"/> système ouvert	Calculer
T (°C)	1 826,85		W	127,21		
p (bar)	80,0281		combustible	combustible 3	affichage	
h (kJ/kg)	2 224,25		<input type="checkbox"/> type CHa			
titre	0		<input checked="" type="checkbox"/> dissociation	taux dissociation	0,1	
point aval	5	affichage		temp. figeage (°C)	1 500	
T (°C)	1 826,85			rendt. combustion	0,92876	
p (bar)	65,4911			rendement chambre	0,81	
h (kJ/kg)	2 230,7		<input type="checkbox"/> Calculer lambda	lambda	12,2	
titre	0		<input checked="" type="checkbox"/> Calculer T	T (°C)	1 826,85	
			<input type="checkbox"/> Imposer le débit de combustible			
			<input type="checkbox"/> pression imposée			<input checked="" type="checkbox"/> par le point amont
			<input type="checkbox"/> volume imposé			<input type="checkbox"/> par l'utilisateur
			<input checked="" type="checkbox"/> température imposée			

Les conditions de fin de combustion sont maintenant complètement déterminées : pression de 65,5 bar, et température de 2 100 K.

La phase de détente peut être représentée. Elle prend place entre les points 5 et 6, de même composition. Le taux de détente volumétrique ρ_{56} doit être calculé par Thermoptim, ce qui suppose que le volume v_6 au point mort bas soit connu. Or il dépend d'une part des caractéristiques géométriques du moteur, et d'autre part de la variation de la masse introduite dans le cylindre. Si l'on appelle V_i et m_i le volume total du cylindre et la masse dans le cylindre au point i , on a les relations suivantes :

$$\rho_{56} = \frac{V_6}{V_5} = \frac{m_6 v_6}{m_5 v_5} = \frac{v_6}{v_5} \quad \text{puisque } m_6 = m_5$$

$$\text{Par ailleurs } \rho = \frac{V_6}{V_2} = \frac{m_6 v_6}{m_2 v_2} = \frac{m_5 v_6}{m_2 v_2} ; \text{ et } \rho = \frac{V_1}{V_2}$$

$$v_6 = \rho \frac{m_2 v_2}{m_5} = \frac{m_1}{m_5} v_1$$

Le volume massique au PMB est donc égal à celui du point 1 (0,9393) divisé par le facteur 1,043 représentatif de la variation de masse, et vaut 09. Il doit donc être modifié en conséquence manuellement pour que ce phénomène soit pris en compte.

transfo détente type détente

type énergie utile débit imposé

point amont 5 débit 1,04300696 système fermé observée

système ouvert

T (°C) 1 826,85 Delta_U -988,91

p (bar) 65,49034 Q 0

h (kJ/kg) 2 230,7 isentropique polytropique

titre 0 détente non adiabatique

point aval 6 r polytropique 0,9

T (°C) 909,02 exposant polytropique 1,25251

p (bar) 3,788 rapport de pression (>= 1) calculé

h (kJ/kg) 1 017,88 9,73 imposé

titre 1

Imposer le rendement et calculer la transfo

Calculer le rendement, le point aval étant connu

Il s'agit d'une détente en système fermé avec rapport de détente calculé. Son rendement isentropique est pris ici égal à 0,9. La pression en fin de détente est égale à 3,79 bar, la température à 909 °C, et le travail de détente égal à 989 kJ.

Le bilan d'ensemble du cycle peut alors être calculé, ce qui conduit aux résultats suivants :

Bilan	
efficacité	0,481663
énergie utile	729,09
énergie payante	1 513,69

Ce bilan est établi sur l'énergie communiquée au fluide, et ne prend pas en compte les pertes de 19 % ni le travail du cycle de balayage, qui peut être évalué comme égal à $WB = (p_1 - p_7)(V_1 - V_2)$ soit ici environ 18 kJ.

Pour réintégrer les pertes de 19 %, il suffit de multiplier le rendement indiqué (48,2 %) par le rendement thermique (0,81), ce qui donne la valeur de 39 %. On peut aussi procéder d'une autre manière, en calculant la chaleur libérée par le carburant, égale au produit de son débit-masse par son PCI, soit environ 1815 kJ. Le rendement indiqué que l'on obtient est alors égal à 40,1 %, c'est-à-dire un peu plus élevé.

La différence provient de ce que l'on a tenu compte de la dissociation pendant la combustion : une partie du combustible n'a pas réagi et se retrouve dans les gaz d'échappement, dont la composition est donnée ci-dessous. Si l'on n'en avait pas tenu compte, les deux rendements auraient été identiques.

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CO2	0,0796828	0,121609
H2O	0,0805932	0,05034904
O2	0,07579911	0,08411037
N2	0,7445732	0,7233108
CO	0,008853644	0,008599894
H2	0,001917841	0,0001340692
Ar	0,008580229	0,01188687

La détente finale en système ouvert des gaz d'échappement, supposée isentropique, conduit, pour une pression de 1,1 bar, à une température légèrement plus grande (2 K) que celle qui avait été prise pour les gaz recirculés.

L'incidence sur la température de la masse admise reste elle aussi très faible.

L'ensemble de ces résultats constitue le projet intitulé "diesel_Fr".

Il faut noter que le recalcul ne peut ici être totalement automatisé. Cela vient de ce que la combustion dans le cylindre du moteur est représentée comme une séquence de trois combustions en système fermé : tout d'abord à volume constant, ensuite à pression constante et enfin à température constante. Etant donné que le paramétrage de ces combustions est très spécifique, certains réglages doivent pour le moment être faits à la main, comme par exemple l'ajustement de λ pour obtenir la bonne pression ou la bonne température finale, ou la mise à jour de v_6 .

VISUALISATION DES RESULTATS OBTENUS

Vous pouvez visualiser les résultats obtenus en activant la ligne "Afficher les valeurs" du menu Spécial de l'éditeur de schémas :

