

CHAPITRE III

MODELISATION DE LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS

III-1. Introduction

Différents types de modèles mathématiques permettent de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne, qu'ils soient à allumage commandé ou à allumage par compression. Ces modèles peuvent être regroupés au sein de deux catégories principales :

1. Les modèles commandés
2. Les modèles physiques.

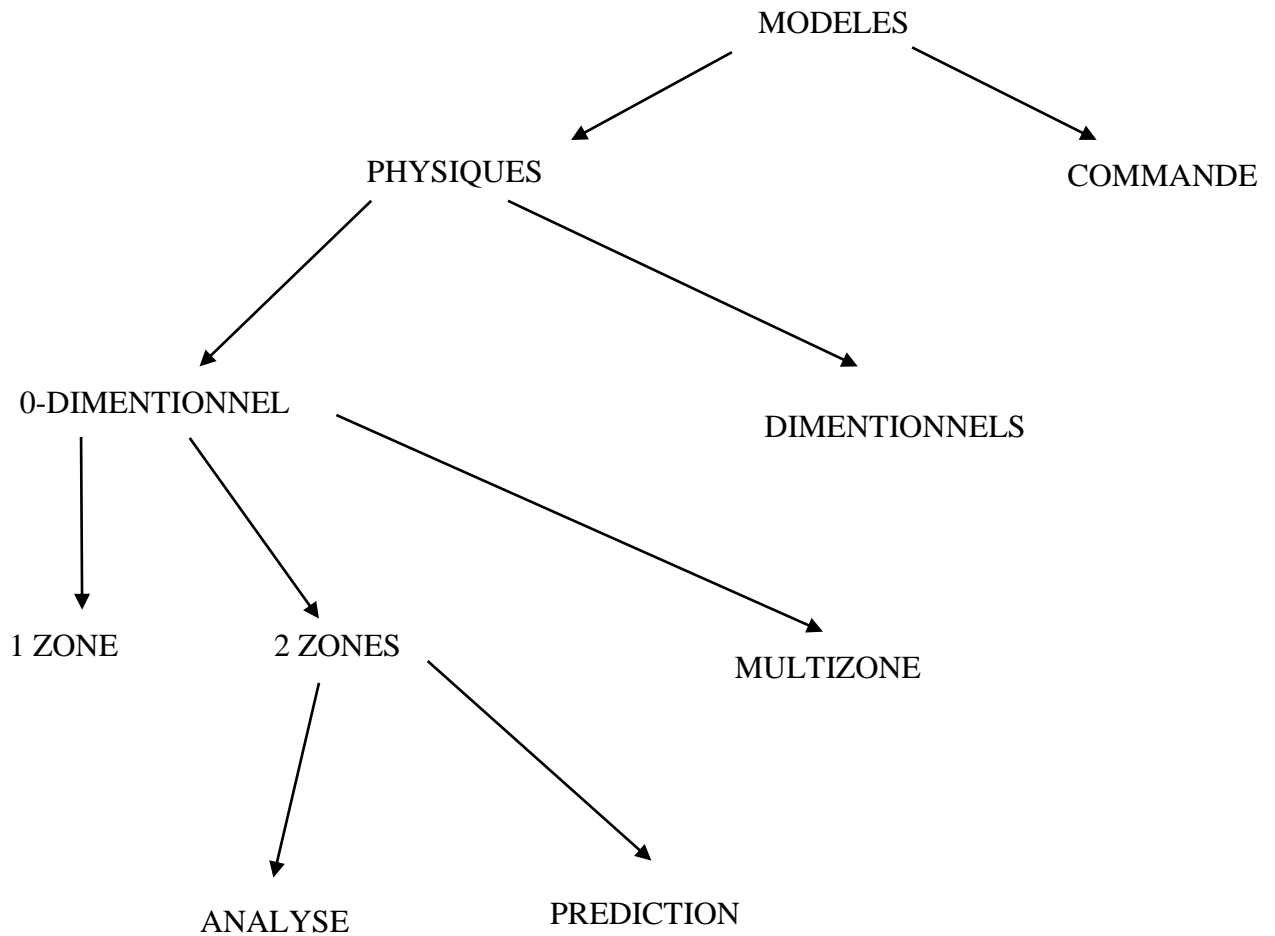
Les modèles physiques reproduisent les phénomènes qui se produisent dans les moteurs du point de vue soit de la mécanique des fluides, soit de la thermodynamique.

Dans cette catégorie de modèles, il faut distinguer, d'une part,

- ✓ Les modèles dimensionnels basés sur les équations de Navier-Stokes et l'équation de conservation de l'énergie sous forme différentielle dans l'espace.
- ✓ Les modèles thermodynamiques basés sur les deux premiers principes de la thermodynamique.

Les modèles thermodynamiques sont aussi appelés modèles zéro-dimensionnels, car seul le temps intervient comme variable indépendante. La base de la modélisation zéro-dimensionnelle consiste à écrire des équations de conservation de masse et d'énergie, pour lesquelles les débits, entrants et sortants, les propriétés thermodynamiques et les transferts thermiques, doivent être fournis.

La structure globale de la résolution incluant modèles et sous modèles spécifiques est illustrée dans la figure suivante



III-2. Modèle thermodynamique 1 zone

Cette approche suppose que le système gaz dans la chambre de combustion est homogène donc la température et la pression des gaz sont uniformes.

Bilan énergétique pour le système gaz

Le mélange de gaz dans le cylindre échange avec le milieu extérieur

- ✓ Des transferts thermiques aux parois $\partial Q_{\text{parois}}$.
- ✓ Du travail qu'exerce le piston sur le système ∂W .

La variation d'enthalpie induite par les différents mécanismes de transfert de masse tel que l'injection de carburant liquide : $(h_{\text{carb},l}; dm_{\text{carb},l})_{\text{inj}}$

- ✓ Les fuites aux segments $(\sum h_i dm_i)_{\text{fuites}}$
- ✓ Les transferts de masse aux soupapes. $(\sum h_i dm_i)_{\text{adm}}$ et $(\sum h_i dm_i)_{\text{ech}}$

Ces derniers termes seront regroupés dans le terme $(\sum h_j \cdot dm_j)$

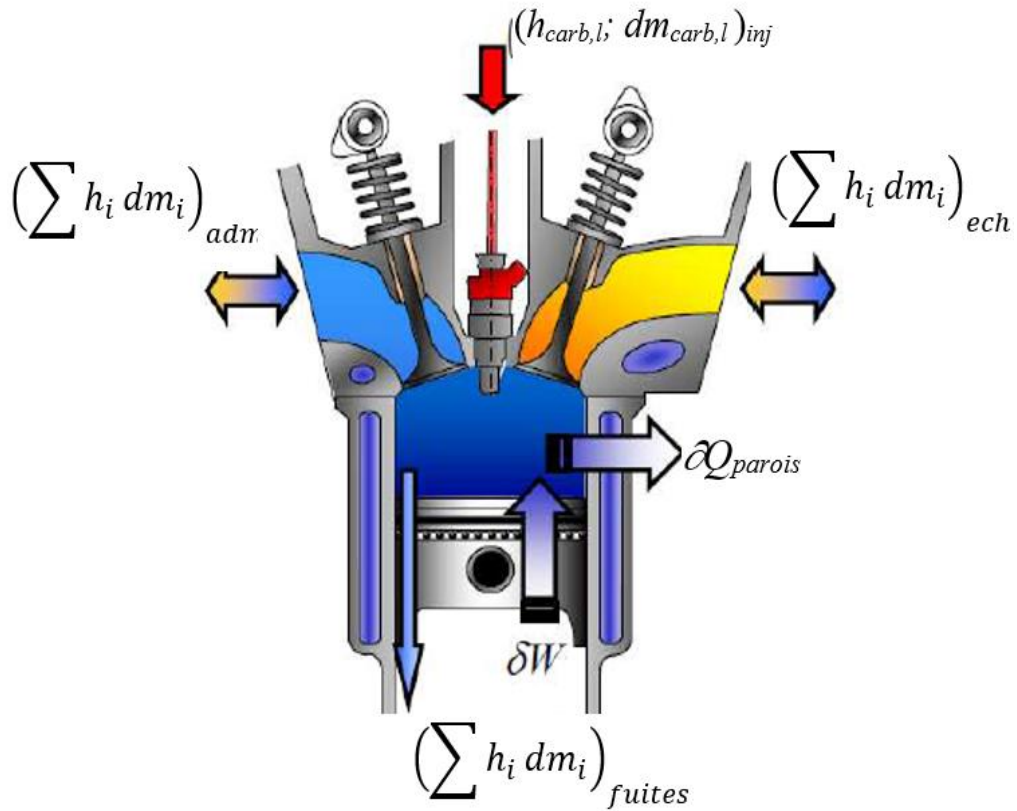


Figure III.1. Echanges thermiques dans modèle 1 Zone

En négligeant l'énergie potentielle et l'énergie cinétique, le premier principe de la thermodynamique appliqué à ce système permet d'écrire :

$$dU = \delta W + \delta Q + \sum h_j \cdot dm_j \quad (\text{III.1})$$

Avec dU la variation d'énergie interne

L'énergie interne d'un mélange de gaz peut être calculée à partir des énergies internes de chaque espèce constituant le mélange :

$$U = \sum m_k \cdot u_k = m \sum Y_k \cdot u_k \quad (\text{III.2})$$

Avec m_k , Y_k et u_k respectivement la masse, la fraction massique et l'énergie interne par unité de masse de l'espèce k et m est la masse du mélange

L'énergie interne massique et la capacité calorifique à volume constant peuvent être estimées à partir des formules :

$$u = \sum Y_k \cdot u_k \text{ et } C_v = \sum Y_k \cdot C_{vk}$$

La variation d'énergie interne peut s'écrire

$$dU = u \cdot dm + m \sum dY_k + mC_v \cdot dT \quad (\text{III.4})$$

$mC_v dT$, le terme correspondant à la variation d'énergie induit par l'évolution de température.

$u \cdot dm$, le terme représentant la variation d'énergie due à l'ajout ou au retrait de masse dans la zone.

$m \sum Y_k \cdot u_k$, le terme lié à la variation d'énergie induite par l'évolution de la composition du mélange.

Cette évolution de composition peut être la conséquence de l'injection de carburant liquide puis sa transformation en carburant vapeur,

Le travail fournit par le piston au système gaz s'exprime

$$dW = -PdV \quad (\text{III.5})$$

Avec,

- P, la pression dans la zone donc la pression cylindre avec l'hypothèse de pression uniforme,
- dV, la variation de volume de la zone,

Les pertes thermiques aux parois sont la somme des pertes thermiques induites par les phénomènes de convection et de rayonnement

$$\partial Q = \partial Q + \sum h_j \cdot dm_j \quad (\text{III.6})$$

$$\partial Q_P = \partial Q_{p,convectif} + \partial Q_{p,rayonnement} \equiv dQ_P \quad (\text{III.7})$$

La variation de température du système au cours du temps :

$$dT = \frac{1}{mC_v} \left(-PdV + dQ_P + \sum h_j \cdot dm_j - u \cdot dm - m \sum Y_k \cdot u_k \right) \quad (\text{III.8})$$

Le mélange est un gaz parfait donc l'équation d'état s'écrit :

$$(\text{III.9})$$

$$P.V = m.r.T$$

Avec,

m est la masse totale dans la zone,

r est la constante des gaz parfait du mélange.

Avec ces équations ainsi que l'équation algébrique de variation du volume, il est possible de décrire l'évolution de toutes les grandeurs thermodynamiques du système considéré.

Etant donné la nature de la combustion Diesel conventionnelle, qui est caractérisé par une forte hétérogénéité dans la chambre de combustion, ce type d'approche n'est pas bien adapté à des modèles de combustion prédictifs. Cependant celle-ci est souvent utilisée en analyse de combustion, aussi bien pour les cas moteur à allumage commandé que pour les cas des moteurs à allumage par compression. Elle permet, à l'aide d'une trace de pression cylindre mesurée, d'extraire des grandeurs généralement non mesurables telles que l'évolution de la composition des gaz dans la chambre au cours du temps. Ce calcul est effectué à l'aide d'un processus itératif qui prend en compte les espèces chimiques

III-3. Modèle Thermodynamique 2 zones

Le concept d'un modèle thermodynamique deux zones sert pour l'étude de la combustion des moteurs à allumage commandé. Dans ce cas, le système gaz sera divisé en deux sous-systèmes.

- ✓ Les gaz frais (air + carburant vapeur)
- ✓ Les gaz brûlés qui sont issus de la combustion ou provenant d'éventuel gaz recyclés (EGR)

Cette approche est aussi utilisée en combustion Diesel principalement pour l'accès aux grandeurs thermodynamiques des gaz brûlés et principalement dans le cas de la modélisation des espèces tel que les NO_x ou encore les CO thermiques.

La formulation mathématique détaillée du modèle thermodynamique deux zones, est constitué d'un système de 7 équations algébriques et différentielles.

On retrouvera pour chaque zone :

1. Une équation de conservation de l'énergie
2. Une équation d'état,
3. Une équation de conservation de la masse et du volume total.

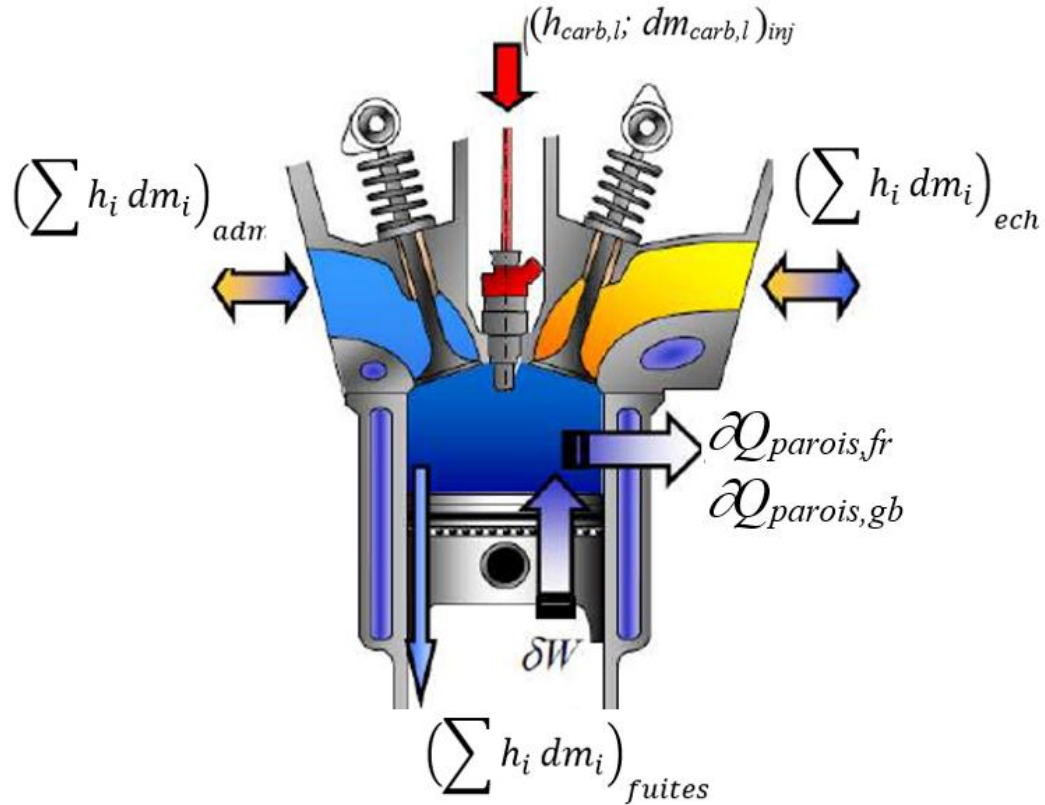


Figure III.2. Echanges thermiques dans modèle 2 Zones

Variation de la température d'une zone au cours du temps à l'aide du premier principe de la thermodynamique :

$$dT_1 = \frac{1}{mC_{v,1}} \left(-PdV_1 + dQ_{P,1} + \left(\sum h_j \cdot dm_j \right)_1 - u_1 \cdot dm_1 - m_1 \left(\sum Y_k \cdot u_k \right)_1 \right) \quad (\text{III.10})$$

$$dT_2 = \frac{1}{mC_{v,2}} \left(-PdV_2 + dQ_{P,2} + \left(\sum h_j \cdot dm_j \right)_2 - u_2 \cdot dm_2 - m_1 \left(\sum Y_k \cdot u_k \right)_2 \right) \quad (\text{III.11})$$

Les équations d'état sur les différentes zones, sachant que la pression est uniforme dans la chambre, donnent :

$$PV_1 = m_1 r_1 T_1 \quad (\text{III.12})$$

$$PV_2 = m_2 r_2 T_2$$

Avec,

m_1 et m_2 la masse totale dans la zone 1 et la zone 2,

r_1 et r_2 la constante du mélange de gaz parfait présent dans la zone 1 et 2,

En considérant la conservation du volume et de la masse on aura :

$$V = V_1 + V_2 \quad (\text{III.13})$$

$$dm_1 = dm_{adm,1} - dm_{ech,1} - dm_{fuites,1} (\bar{\gamma} dm_{comb} + dm_{carb,1})_1 \quad (\text{III.14})$$

$$dm_2 = dm_{adm,2} - dm_{ech,2} - dm_{fuites,2} (\bar{\gamma} dm_{comb} + dm_{carb,1})_2 \quad (\text{III.15})$$

La température moyenne se déduit donc de l'équation d'état des gaz parfait appliquée à la chambre

$$T = \frac{PV}{mr} \quad (\text{III.16})$$

La température moyenne en fonction des différentes températures dans les zones et de leurs fractions volumiques respectives

$$T = \frac{1}{\frac{f_{V1}}{T_1} + \frac{f_{V2}}{T_2}} \quad (\text{III.17})$$

III-4. Modèle Thermodynamique Multizones

L'approche multi zones est une généralisation du modèle deux zones.

Dans l'approche deux zones, gaz frais / gaz brûlés, l'hypothèse est faite que la température dans les gaz brûlés est homogène dû à un mélange parfait et instantané des produits issus de la combustion.

Afin de mieux prédire la formation des oxydes d'azote, on peut diviser la zone des gaz brûlés en deux sous zones, une zone adiabatique et une zone type « couche limite » proche parois.

(III.18)

$$dT_n = \frac{1}{mC_{v,n}} \left(-PdV_n + dQ_{P,n} + \left(\sum h_j \cdot dm_j \right)_n - u_n \cdot dm_n - m_n \left(\sum Y_k \cdot u_k \right)_n \right)$$

Avec, $n \in [1, N]$, l'indice relatif à la zone considérée

L'équation d'état sur chaque zone ainsi que la conservation de la masse et du volume totale

donne:

$$PV_n = m_n r_n T_n \quad (III.19)$$

$$V = \sum_{n=1}^N V_n \quad (III.20)$$

$$dm_n = dm_{adm,n} - dm_{ech,n} - dm_{fuites,n} \pm dm_{n \rightarrow n+1} \pm dm_{n-1 \rightarrow n}$$

$dm_{n \rightarrow n+1}$ et $dm_{n-1 \rightarrow n}$ Représentent respectivement les débits de masse entre la zone n et les zones voisines.

Le système d'équation algébrique et différentielle constitué des équations précédentes permet de décrire l'état thermodynamique de chaque zone à chaque instant.

Une des voies pour déterminer la température moyenne dans la chambre est d'utiliser l'équation d'état des gaz parfait

On peut estimer la température globale :

$$T = \frac{1}{\sum_{n=1}^N \frac{f_{Vn}}{T_n}} \quad (III.22)$$

Avec, f_{Vn} , la fraction volumique de la zone n .