

Société Française
de Thermique

Journée SFT: Optimisation des moteurs thermiques

30 Mars 2006

THERMODYNAMIQUE DES MOTEURS

De la

Thermostatique à la Thermodynamique

Modèles de tendance

D.DESCIEUX

M. FEIDT



Laboratoire d'Energétique et de Mécanique
Théorique et Appliquée - UMR CNRS 7563
2, Avenue de la Forêt de Haye - BP 160
54516 VANDOEUVRE-LES-NANCY - FRANCE



PLAN DE LA CONFERENCE

- I Introduction
- II Les outils thermodynamiques
- III Les outils en développement
- IV Quelques Applications
- V Conclusions - Perspectives

INTRODUCTION

BREF HISTORIQUE DE LA RELATION ENTRE MOTEURS THERMIQUES ET THERMODYNAMIQUE

18^e siècle *Machines à vapeur*

1860 *Moteur de LENOIR*

1876 *Moteur de OTTO (4 Temps, Allumage commandé)*

1880-90 *Moteur à 2 Temps*

1892 *Moteur de DIESEL (4 Temps, Autoallumage)*

1957 *Moteur WANKEL*

1975 *CURZON
AHLBORN*

1850 *Énoncé de CLAUSIUS*

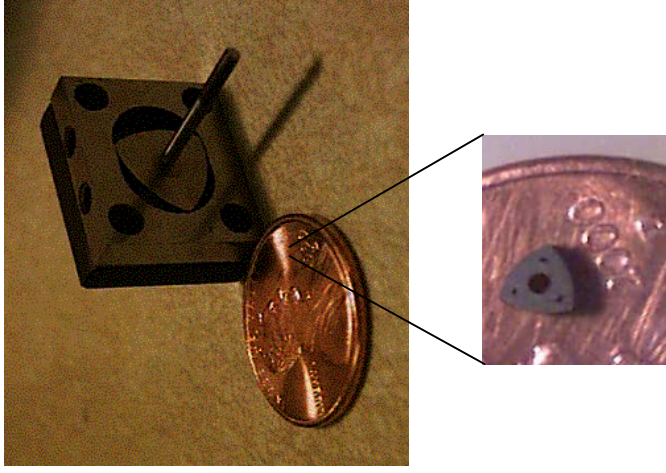
1834 *Énoncé de KELVIN*

1957 *Nice radical:
CHAMBADAL₄
NOVIKOV*

1824 *Énoncé de CARNOT*

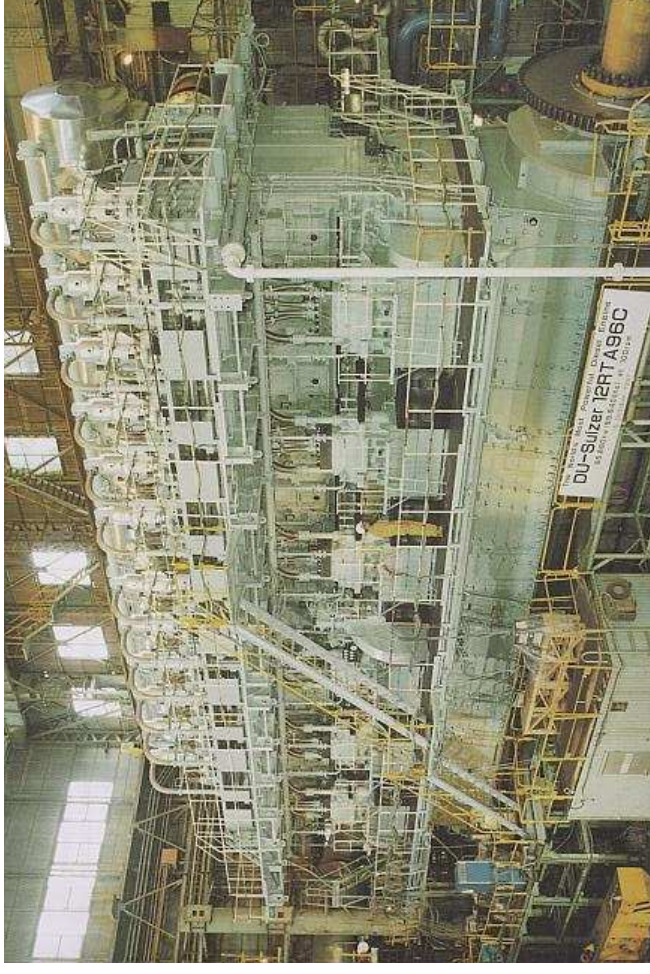
IMPORTANCE DE LA TECHNOLOGIE DES MOTEURS

Micro moteur (U. Berckley)



Cylindrée: 0.064 mm³
 Rotor: 1 mm
 Max. RPM (est.): 40 000
 Puissance (est.): 26 mW

Giga moteur (Wartsila)



1820 l et 7780 hp par cylindre

Dans la version 14 cylindres:

Cylindrée totale:	25 480 L
Total engine weight:	2300 t (Vilebrequin 300 t)
Puissance Max.:	108 920 hp à 102 rpm
Couple Max.:	7 603 850 Nm à 102 rpm
Rendement:	+ de 50%

IMPORTANCE DE LA TECHNOLOGIE DES MOTEURS

Exemple

Essence

3,2 Liter V6-FSI-Motor
mit FSI®- Benzindirekteinspritzung

3,2 litre FSI engine
with FSI®- Fuel direct injection

3,123 cm³
188 kW (255 PS) @ 6,500 min⁻¹
330 Nm @ 3,250 min⁻¹
03/04

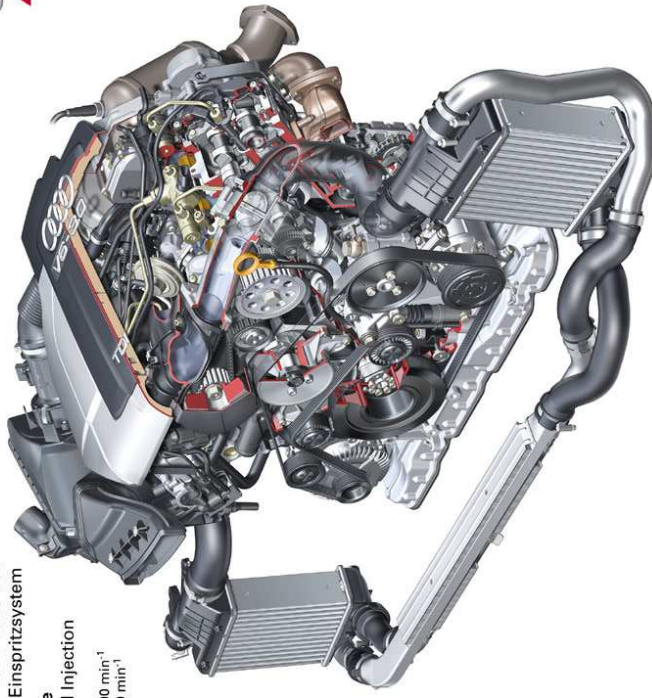


Diesel

3,0 Liter V6-TDI-Motor
mit Common Rail-Einspritzsystem

3,0 litre TDI engine
with Common Rail Injection

3,123 cm³
171 kW (233 PS) @ 4,000 min⁻¹
450 Nm @ 1,400 - 3,250 min⁻¹
03/04

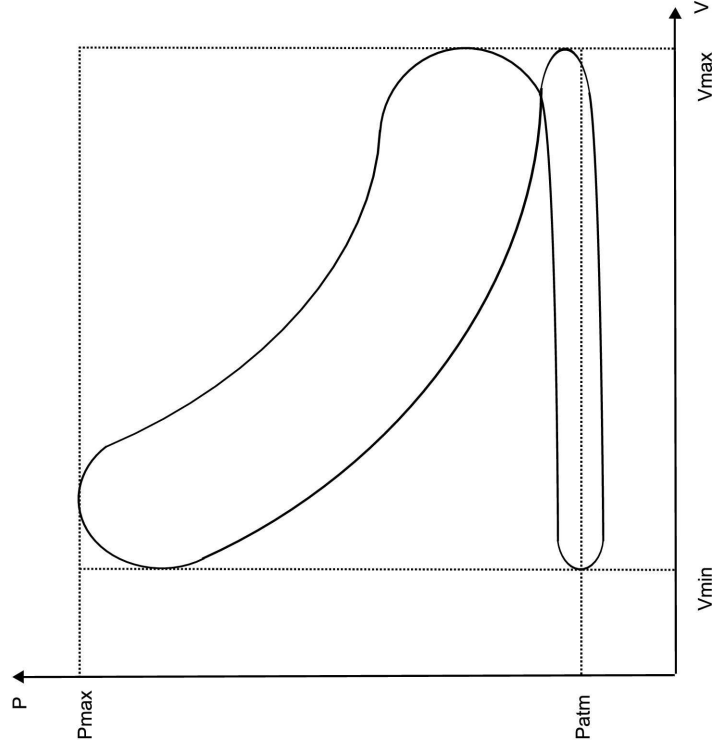


La convergence de moteurs ; les apports de l'automatique et de l'informatique

EXPERIMENTATION

Le cycle réel

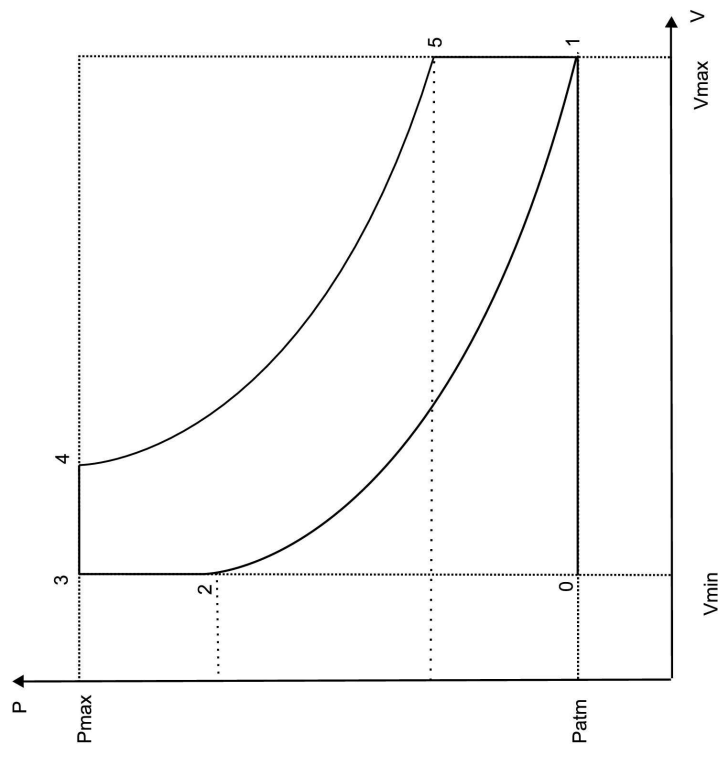
Diagramme de WATT



MODELISATION

Le premier modèle de cycle
Thermostatique

Diagramme de CLAPEYRON



LES OUTILS THERMODYNAMIQUES

NOTION D'EFFICACITE : 2nd PRINCIPE (Évolution)

★ Efficacité d'une machine Thermomécanique

- au sens du premier principe

$$\eta_I = \frac{\text{Effet Utile}}{\text{Dépense Energétique}} = \frac{E.U.}{D.E.}$$

Exemple : $\eta_{I,\text{réel}} = \frac{\dot{W}_{\text{réel}}}{\dot{m} \cdot q}$; q , chaleur massique de la réaction
du combustible

- au sens du second principe (facteur de qualité)

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{I,\text{réel}}}{\eta_{I,\text{limite}}} \leq 1$$

NOTION D'EFFICACITE : 2nd PRINCIPE (Évolution)

★ Irréversibilité des transformations réelles

La dynamique stationnaire ou instationnaire des systèmes suppose des relation flux-force (Thermodynamique des Phénomènes Irréversibles)

Elles résultent pour les machines thermomécanique de :

- la Mécanique des fluides : Écoulements (ΔP) P, Pression
- la Thermocinétique : transferts de chaleur (ΔT) T, température
- la Thermochimie : combustion ($\Delta \mu$) μ , potentiel chimique

Ces trois phénomènes introduisent les irréversibilités fondamentales

Remarque : autres irréversibilités ; les frottements mécaniques solides.

d'où **DEGRADATION D'ÉNERGIES** (analyse entropique)

LES OUTILS EN DEVELOPPMENT

1. LES COUPLAGES THERMOMECANIQUES :

MODELES THERMODYNAMIQUES

☆ Cycles fermés ou équivalent de systèmes ouvert

$$\frac{dE}{dt} = \sum_i \dot{q}_i + \dot{W} + \dot{m}_e \cdot \left(u_e + P_e \cdot v_e + \frac{\bar{V}_e^2}{2} \right) - \dot{m}_s \cdot \left(u_s + P_s \cdot v_s + \frac{\bar{V}_s^2}{2} \right)$$

$$\frac{dS}{dt} = \dot{m}_s \cdot s_s - \dot{m}_e \cdot s_e + \sum_k \dot{S}_{i,k} + \sum_k \frac{\dot{q}_k}{T_k} + \bar{T}_k \quad \bar{T}_k \text{ la température entropique associée à l'élément } k$$

Remarque : - hypothèse courante (régime dynamique stationnaire)

- complément du bilan de matière

☆ Rendement de cycle

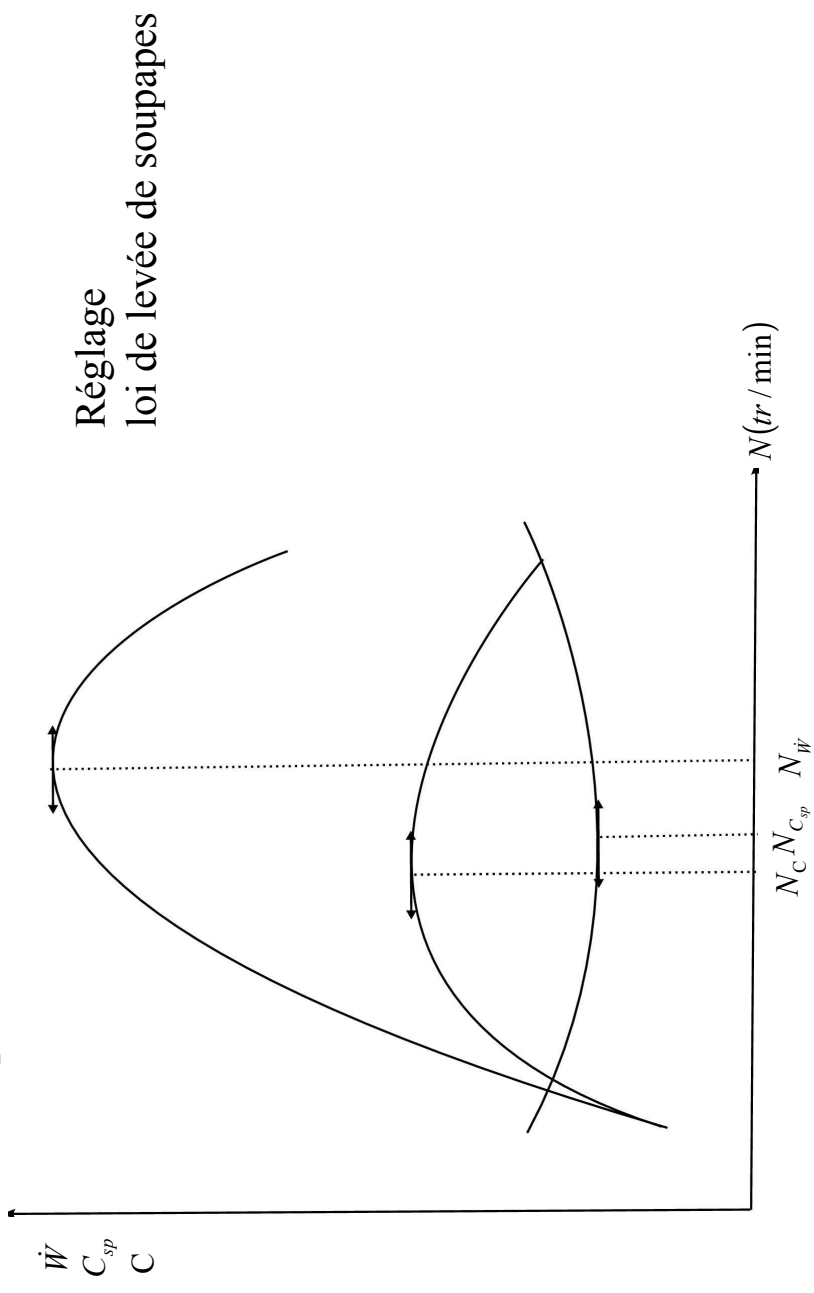
$$\eta_I = \left[1 - \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}} \right] \cdot \left[1 - \frac{\bar{T}_0 \cdot \sum_k \dot{S}_{i,k}}{\dot{q} \cdot \left[1 - \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}} \right]} \right]$$

\bar{T} , la température entropique du fluide actif dans la chambre de combustion
(source thermique)

\bar{T}_0 , la température moyenne d'échange avec les puits thermiques

2. LES CRITERES D'OPTIMISATION

☆ les courbes caractéristique d'un moteur (normes; SAE, DIN, AFNOR)



Remarque : - $N_C, N_{C_{sp}}, N_{\dot{W}}$ assez proches

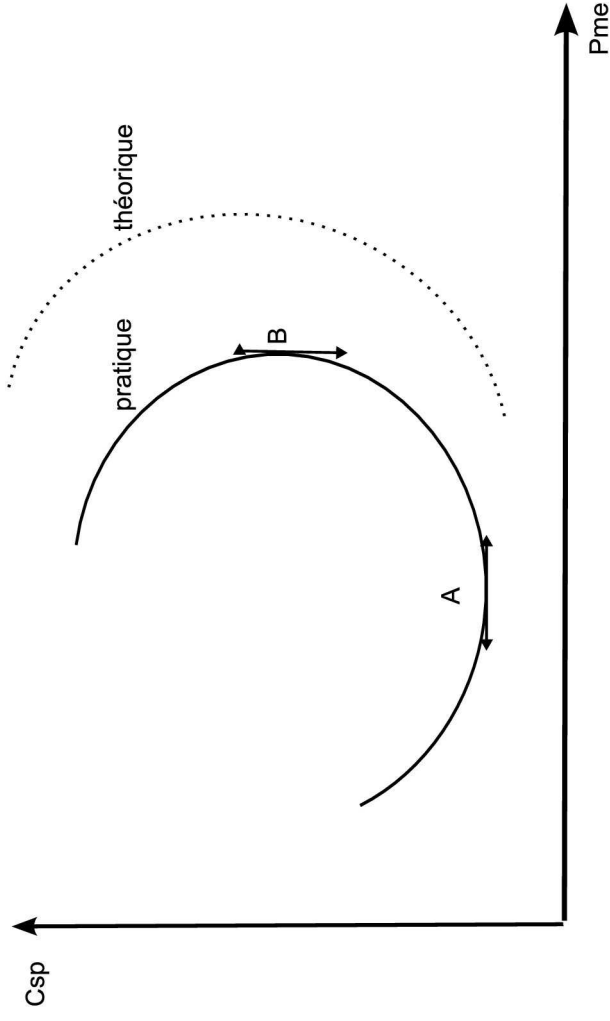
$$- C_{sp} \cdot \eta_I = \frac{C_{ste}}{PCI}$$

CONCLUSION : critères à facettes multiples ... et contraintes (environnement)

2. LES CRITERES D'OPTIMISATION

☆ une courbe universelle?

Ph. Arquès, chap. III mesures et essai caractéristiques, Fig. III.17 p114



A maximum de rendement

B maximum de puissance

Mais le compromis consommation-pollution n'apparaît pas

QUELQUES APPLICATIONS

1. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, DES MOTEURS MCI, REVISITE

- Modèles de tendances (différents modèles de connaissances)
- Démarche ascendante:
 - du SIMPLE au COMPLEXE
- Globalisation des dissipations d'énergie : s_i
 - analyse entropique
- Prise en compte :
 - des pertes thermique (refroidissement)
 - des contraintes de matériaux (T_{MAX})

1. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, DES MOTEURS MCI, REVISITE

☆ Rendements théorique (thermostatique)

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C}{r_v^{\gamma-1}}$$

r_v , rapport volumétrique

C , Constante de cycle

Cycle de Beau de Rochas $C = 1$

Cycle de Diesel $C = \frac{\Delta \cdot \gamma - 1}{\gamma \cdot (\Delta - 1)}$

Δ , rapport volumétrique de combustion = $\frac{V_{\text{fin de combustion}}}{V_{\text{début de combustion}}}$

(extension au cycle mixte, ou généralisé : M. Feidt, TEC et DOC)

1. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, DES MOTEURS MCI, REVISITE

☆ Cycle de OTTO revisité

pour un moteur non adiabatique , non réversible

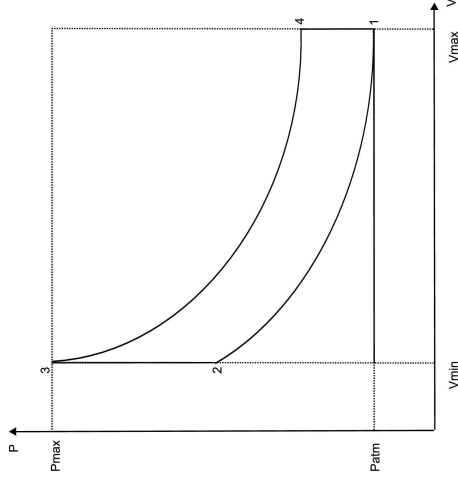
$$\left\{ \begin{array}{l} W + C_v \cdot (T_3 - T_2) - C_v \cdot (T_4 - T_1) = 0 \\ \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_1}{T_4} = e^{-s_i/C_v} = K \leq 1 \quad \text{ref. } m, \text{ masse cyclée} \\ q = C_v \cdot (T_3 - T_2) + k_p \cdot \left(\frac{T_3 + T_2}{2} - T_p \right) \end{array} \right.$$

$$T_3 = \alpha \cdot (\Delta T + T_2), \text{ avec } \alpha = \frac{C_v - k_p/2}{C_v + k_p/2} ;$$

$$-W = C_v \cdot \left[\alpha \cdot (\Delta T + T_2) \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_2 \cdot K} \right) - T_2 \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \right]$$

$$\frac{T_{2opt}}{T_1} = \sqrt{\frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{\Delta T}{T_1} \cdot K} = \sqrt{\frac{q + k_p \cdot T_p}{k_p \cdot T_1} \cdot K} = a$$

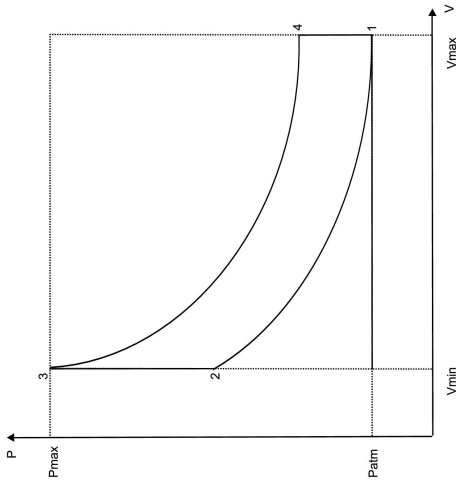
$$MAX(-W) = C_v \cdot T_1 \cdot a \cdot \left[\left(\frac{1-\alpha}{K} \cdot a + \alpha \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{K \cdot a} \right) - 1 + \frac{1}{a} \right]$$



1. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, DES MOTEURS MCI, REVISITE

☆ Cycle de OTTO revisité

pour un moteur non adiabatique
irréversible à T_{MAX} imposé



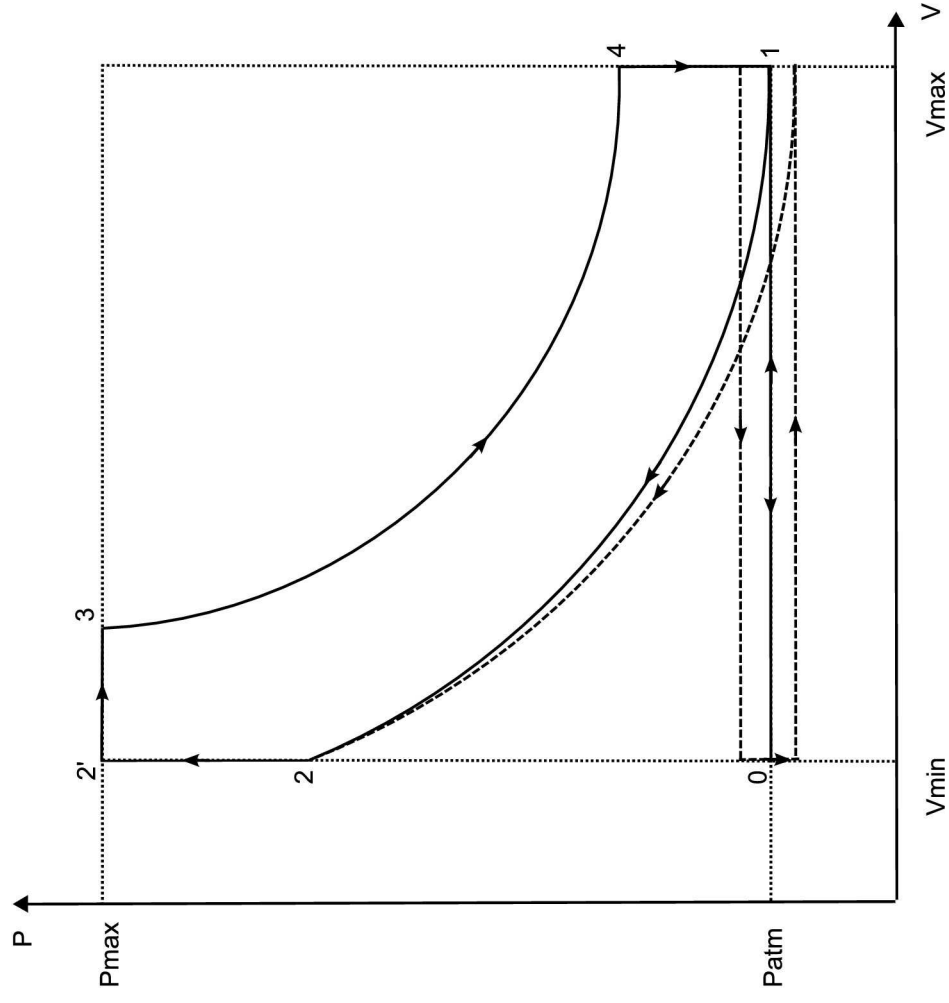
$$MAX(-W) = C_v \cdot T_1 \cdot \left[\left(\sqrt{T_{MR}} - \frac{1}{\sqrt{K}} \right)^2 + 1 - \frac{1}{K} \right], \text{ avec } T_{MR} = \frac{T_{MAX}}{T_1}$$

$$\eta(MAX(-W)) = \frac{T_{MR} - 2 \cdot \sqrt{\frac{T_{MR}}{K}} + 1}{\sqrt{T_{MR}} \cdot \left(\sqrt{T_{MR}} - \frac{1}{\sqrt{K}} \right)}$$

☆ Cycle de Diesel (développement identiques)
résultats disponibles auprès de l'auteur

2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

☆ Le modèle du cycle Mixte (ou dual)



2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

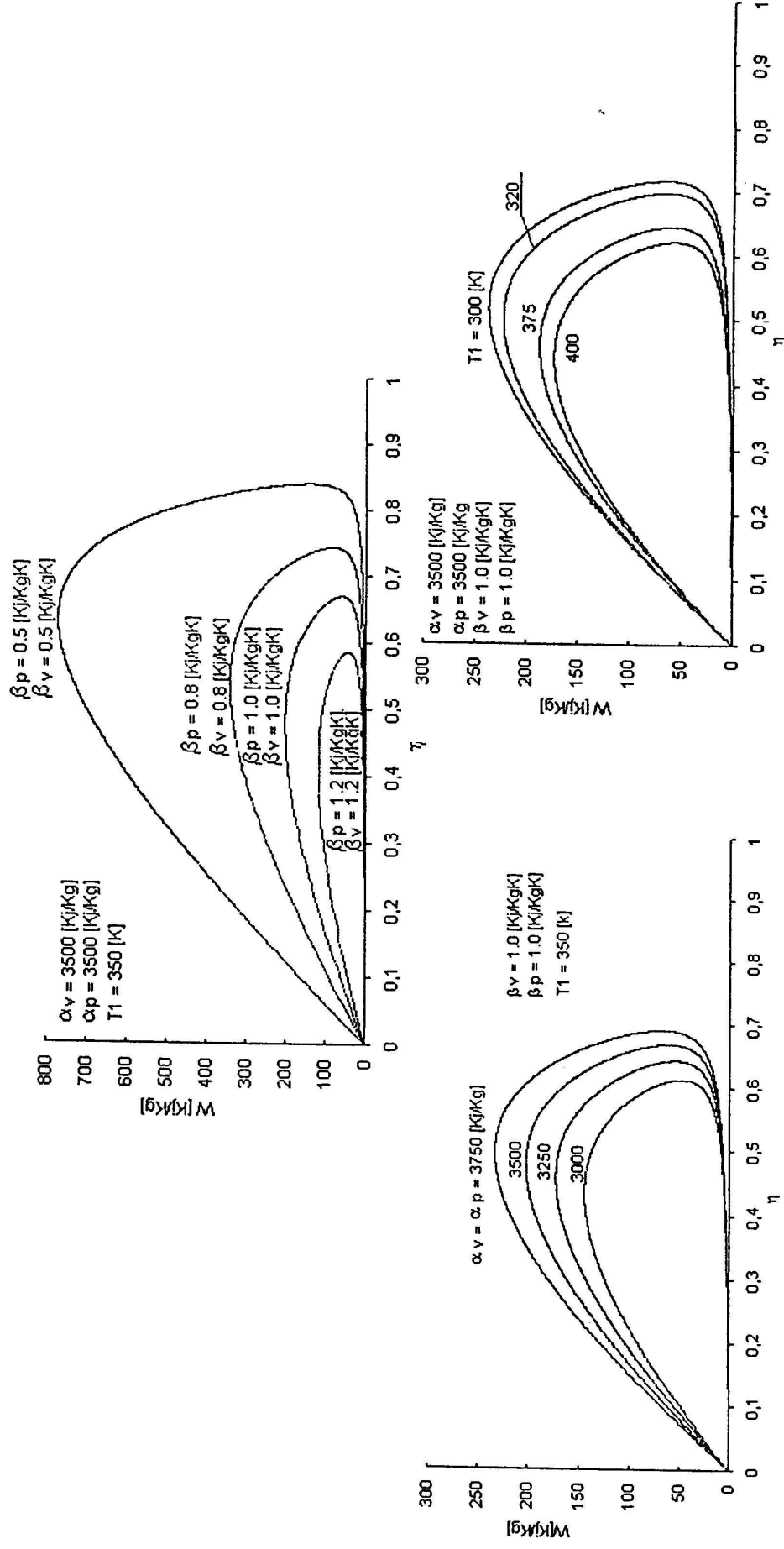
☆ Effets des transferts à la paroi (phase de combustion)

ref: A. MERABET et al.

$$Q_{22'} = Q_{réaction,v} - K_{p,v} \left(\frac{T_2 + T_{2'}}{2} - T_p \right)$$

$$Q_{22'} = \alpha_v - \beta_v (T_2 + T_{2'})$$

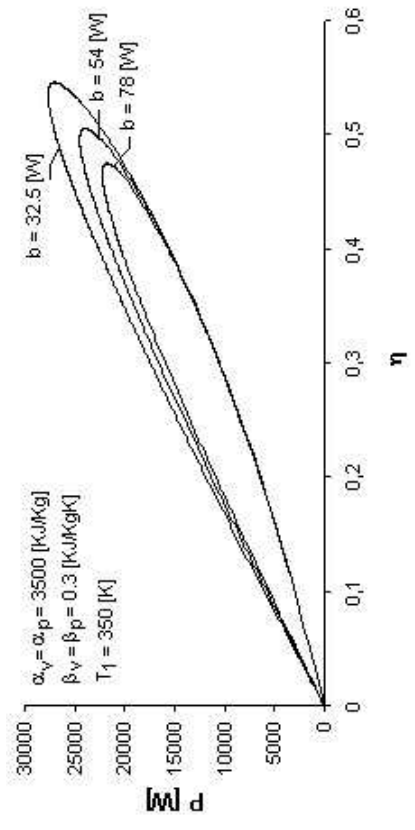
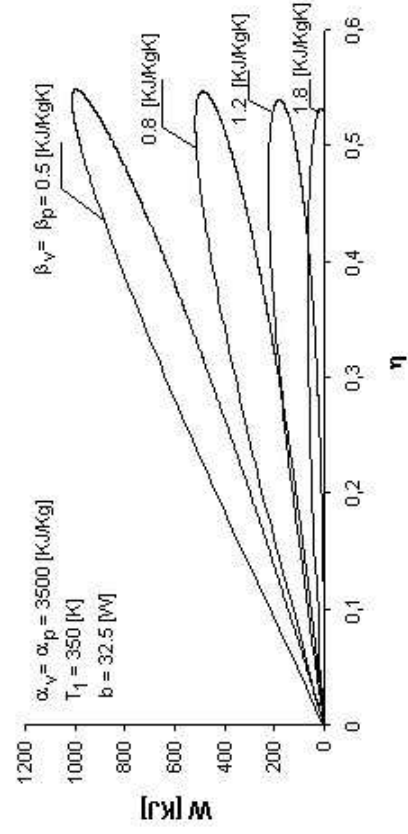
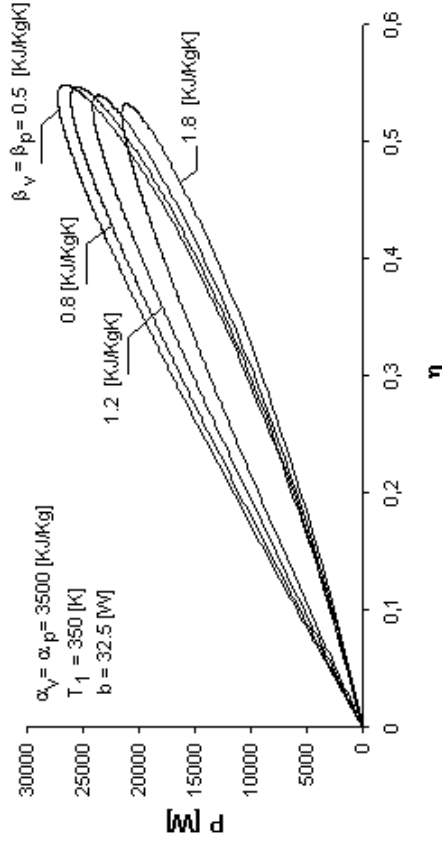
$$\alpha = q + k_p \cdot T_p \quad \beta = \frac{k_p}{2}$$



2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

☆ Effets des transferts à la paroi (phase de combustion) ref: A. MERABET et al.

+ Frottements



2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

☆ Effets des transferts à la paroi $h(\theta)$; frottements ; combustion ; contre boucle

ref: D. DESCIEUX et al.

Masse d'air

$$m_g = \frac{P_{\text{int}} \cdot V_g(\pi)}{r \cdot T_{\text{atm}}} \quad P_{\text{int}} = (1 - \xi) \cdot P_{\text{atm}} \quad P_{\text{ext}} = (1 + \xi) \cdot P_{\text{atm}}$$

Coefficient d'échange (Hohenberg 1979)

$$\frac{dQ_{\text{gw}}(\theta)}{d\theta} = \frac{h_g(\theta) \cdot S_{\text{gw}}(\theta) \cdot (\langle T_w \rangle - T_g(\theta))}{\omega} \\ h_g(\theta) = k_{\text{hoh}} \cdot \frac{(10^{-5} \cdot P_g(\theta))^{0.8} \cdot (\overline{v_{\text{pis}}} + 1.4)^{0.8}}{T_g(\theta)^{0.4} \cdot V_g(\theta)^{0.06}}$$

Position du piston

$$V_g(\theta) = V_{\text{clear}} + \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot L \cdot \left(1 + r_{\text{bm}} - \sqrt{1 - r_{\text{bm}}^2 \cdot \sin^2(\theta)} \right)^2 - r_{\text{bm}} \cdot \cos(\theta)$$

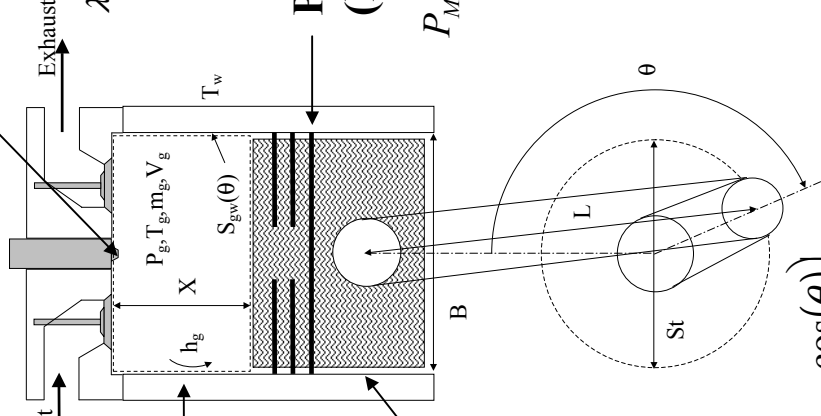
Combustion (Wiebe)

$$\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\theta} = m_f \cdot HLV \cdot \frac{d\chi(\theta)}{d\theta}$$

$$\chi(\theta) = \begin{cases} 1 - \exp\left[-6.908 \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_d}\right)^{b+1}\right] & \\ 0 & \text{elsewhere} \end{cases}$$

Pertes par frottement et pompage (Heywood)

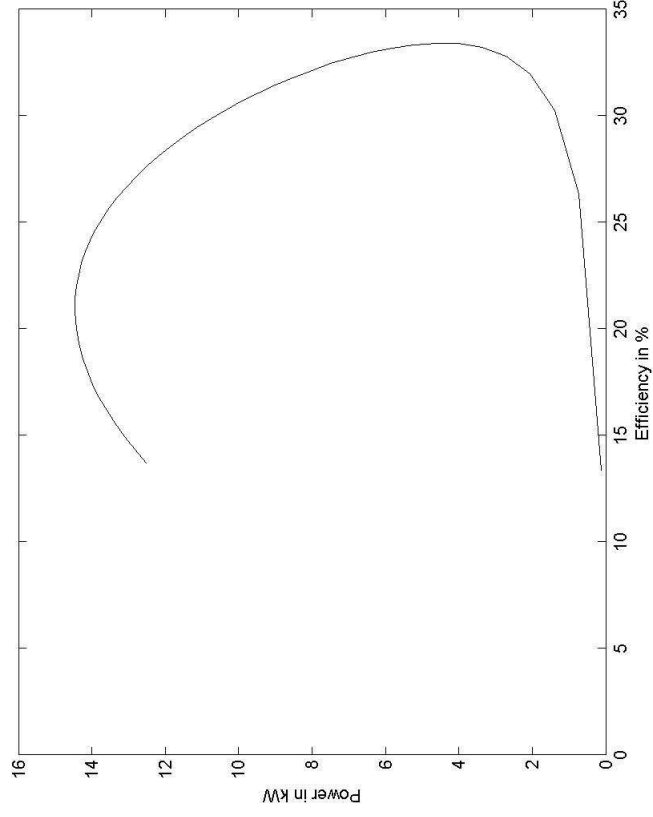
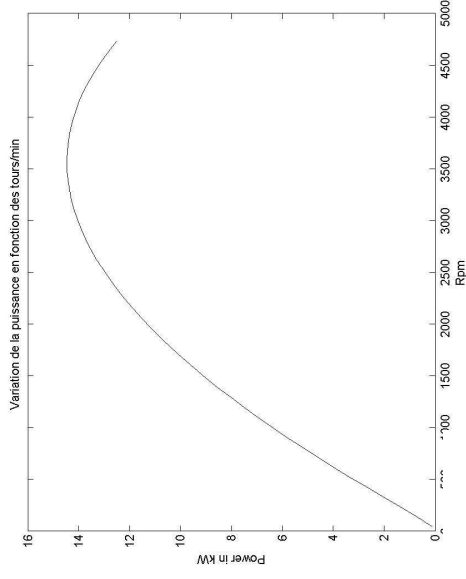
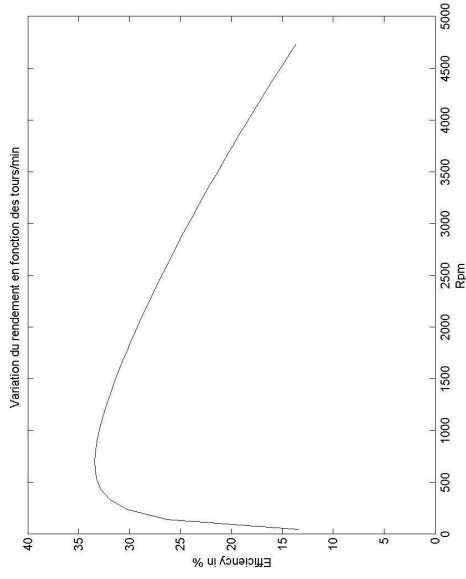
$$P_{\text{MF}} = C \cdot + 1.44 \cdot \frac{v_{\text{pis}}}{B} + 0.4 \cdot v_{\text{pis}}^{-2}$$



2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

☆ Quelques résultats

ref: D. DESCIEUX et al.

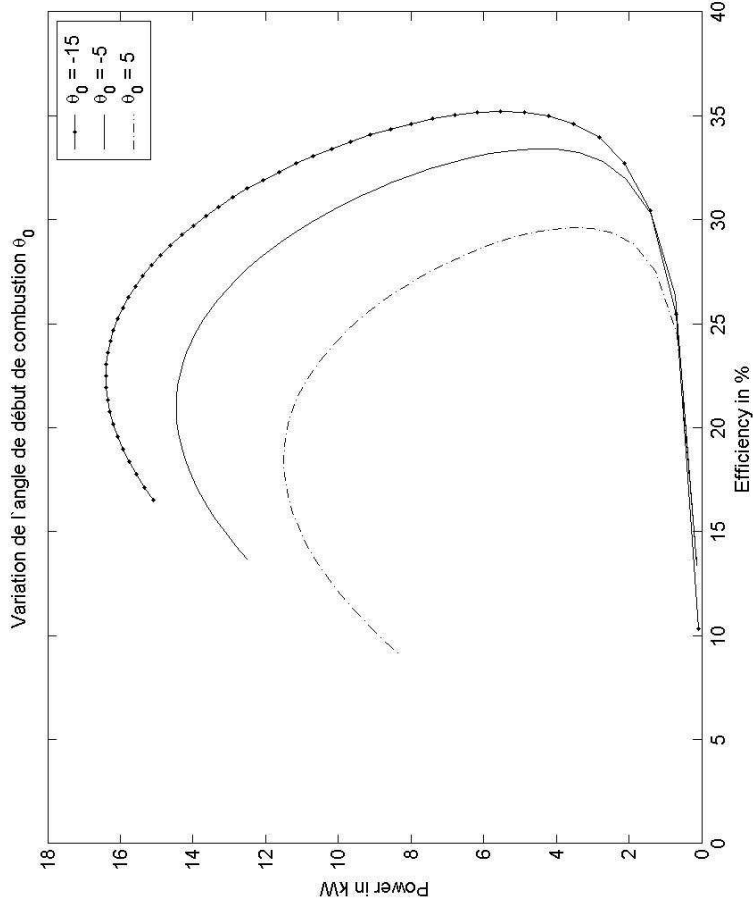
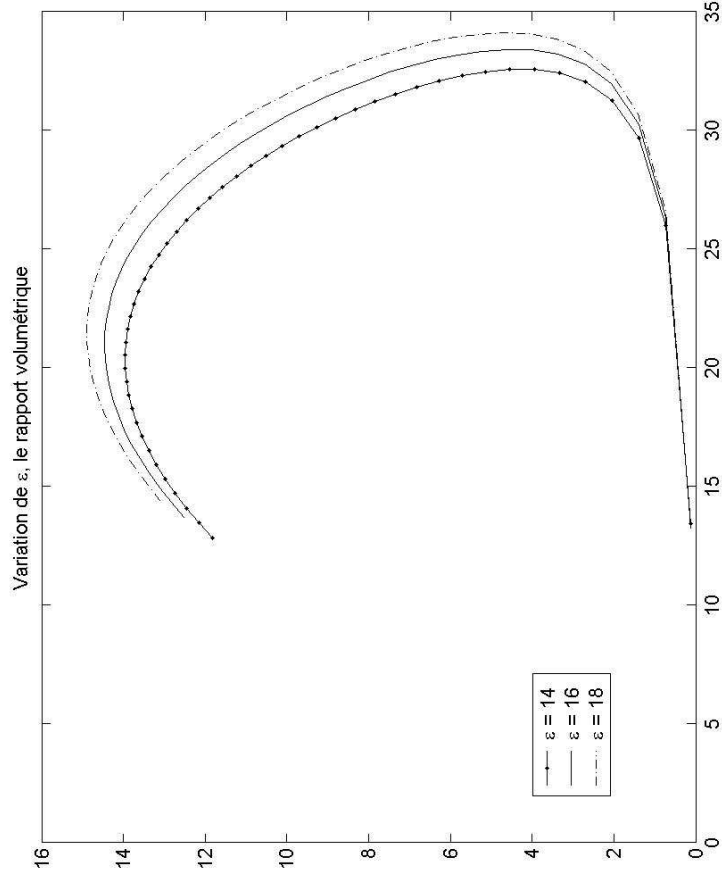


2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

☆ Quelques résultats

ref: D. DESCIEUX et al.

$$V_{cyl} = 0.5L \quad R_{SB} = 1 \quad \varepsilon = 16 \quad T_w = 480K \quad \phi = 0.7 \quad \theta_0 = -5^\circ$$

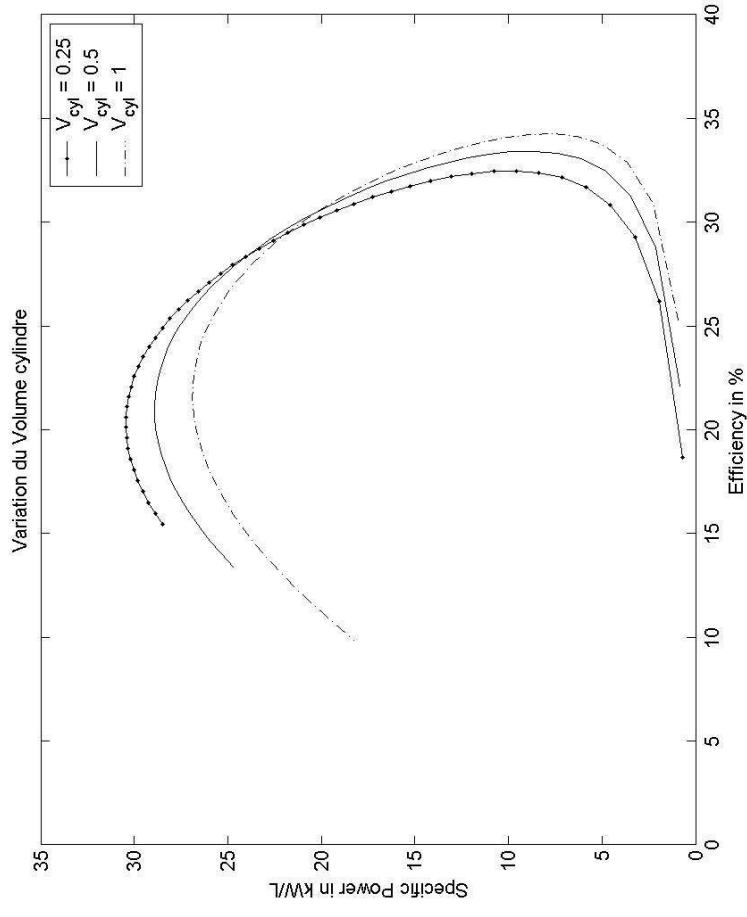
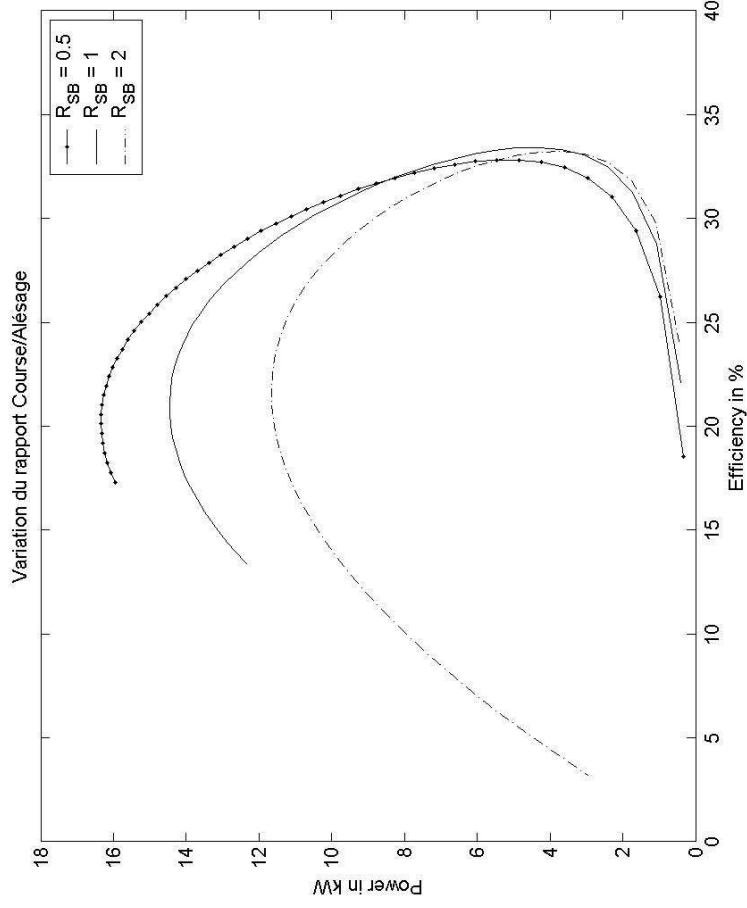


2. THERMODYNAMIQUE DES CYCLES, MODELES ASCENDANTS

☆ Quelques résultats

ref: D. DESCIEUX et al.

$$V_{cyl} = 0.5L \quad R_{SB} = 1 \quad \varepsilon = 16 \quad T_w = 480K \quad \phi = 0.7 \quad \theta_0 = -5^\circ$$



CONCLUSIONS

- De Nouvelles expressions ou résultats pour les rendements limites au sens du 1^{er} principe des principaux cycles de MCI (OTTO, DIESEL, MIXTE)
- Analogie et différence de celles-ci avec le Nice-Radical de C.N.C.A.
- Modèles ascendant du simple au complexe

PERSPECTIVES

Prolongements systèmes dans le domaine des transports:

Couplage de moteurs (systèmes hybrides) dans les transports:

TAC et moteur

TAV et moteur ([BMW](#))

PACo et moteur (travaux en cours)

Couplage dans les applications statiques

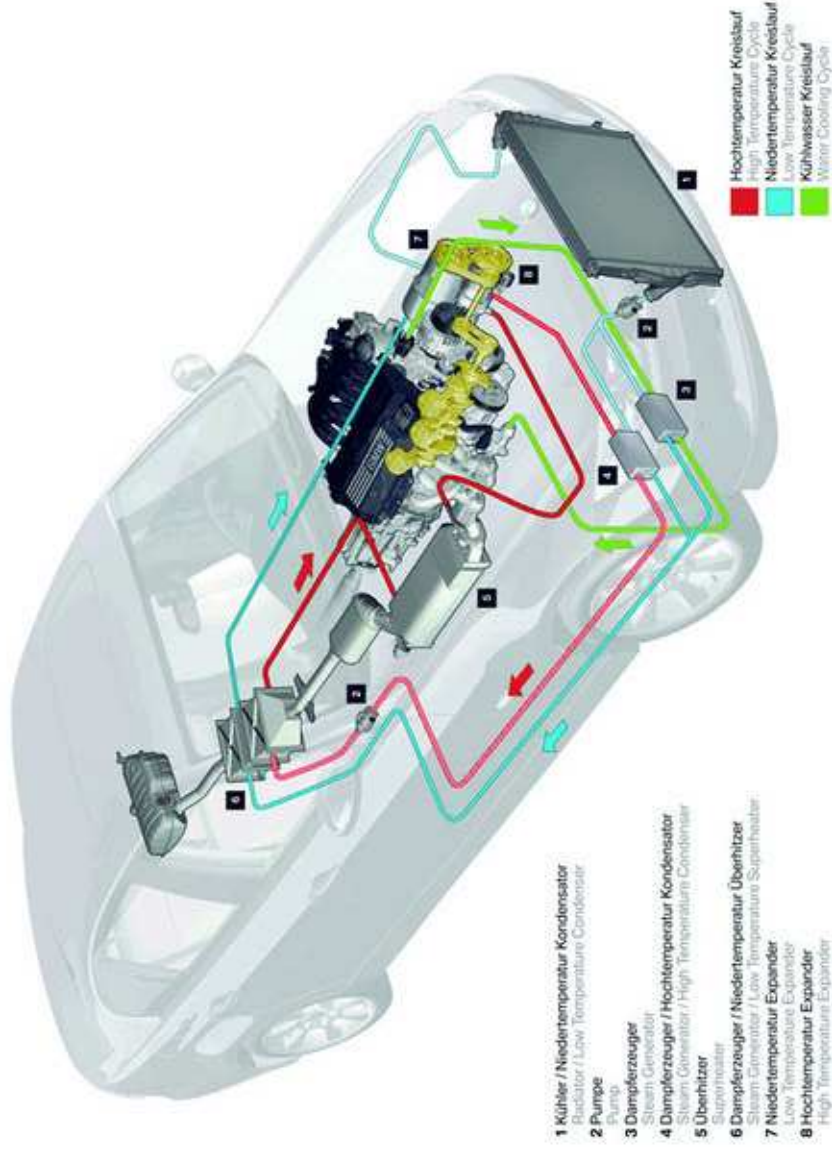
cogénération- trigénération

dans ce dernier cas apparaissent des machines à cycles inverses

(même démarche disponible et en développement)

Moteurs de fusées : applications particulière

TAV et moteur "Turbosteamer" BMW



4 cylindres 1,8 litre
 la consommation - 15 %
 la puissance + 14 ch
 le couple + 20 Nm

Source BMW

*MERCI
POUR VOTRE ATTENTION*