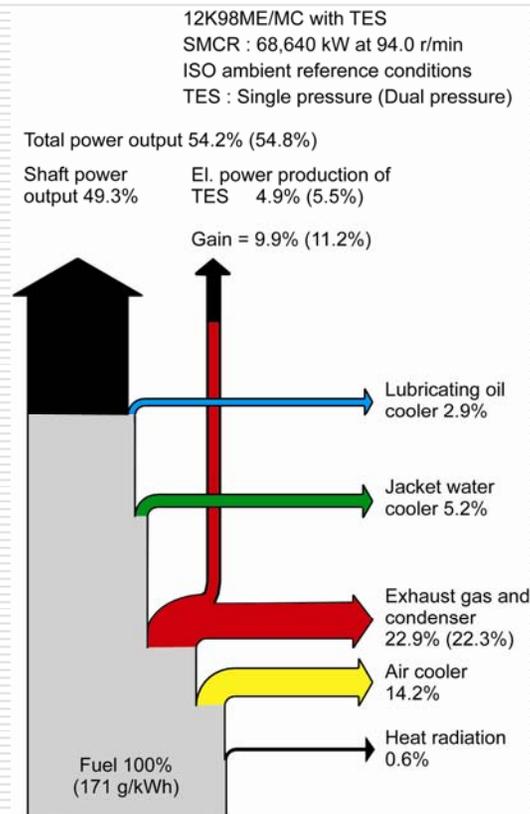


Rendimentos e perdas em um motor real



Eng. Julio Cesar LODETTI

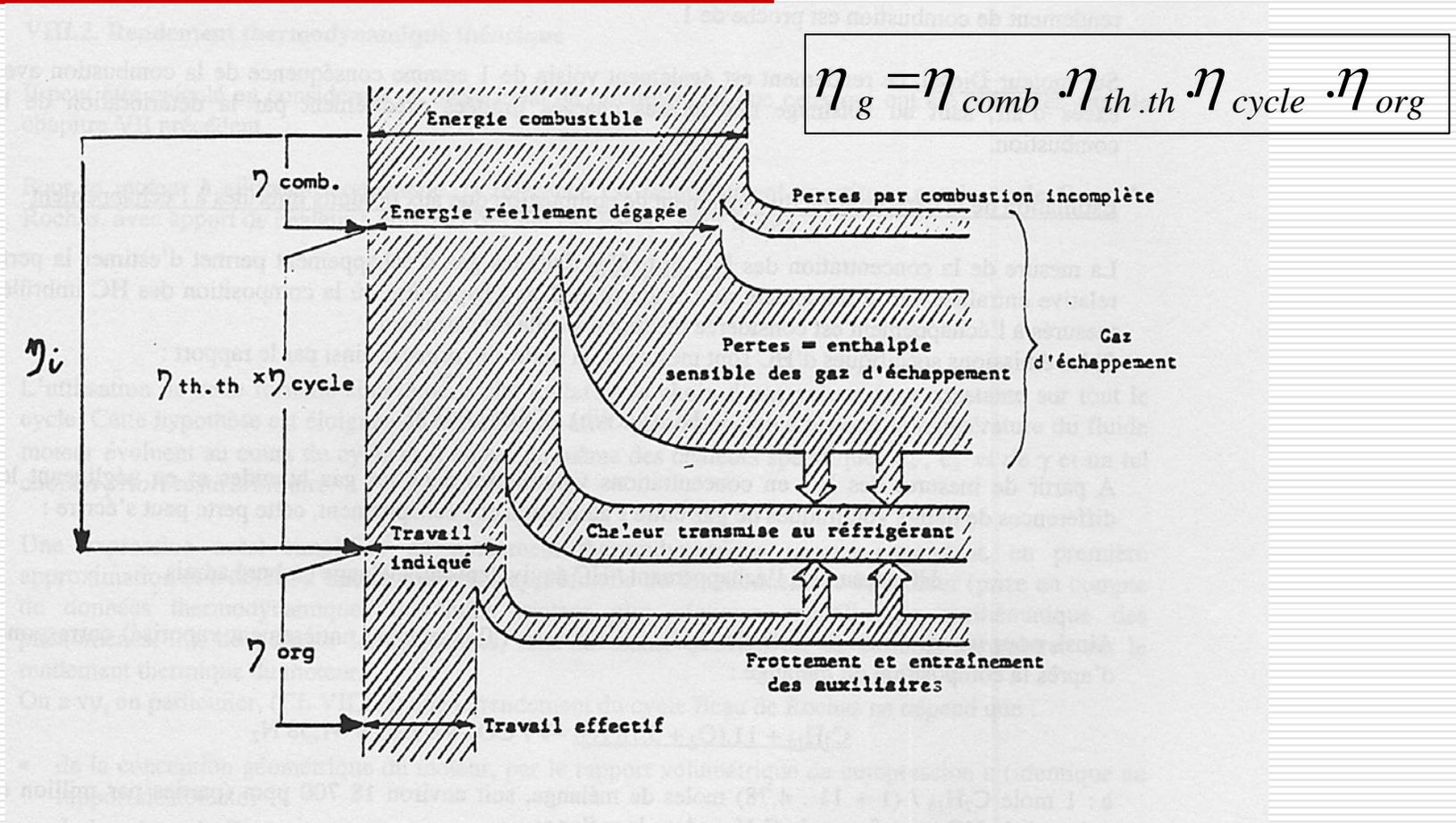
Rendimentos e perdas em um motor real

- A energia introduzida em um motor de combustão interna, em sua grande parte, se “perde” ao longo do funcionamento do mesmo.
- O restante, se transforma em trabalho.
- Mas por onde é que ela se perde?

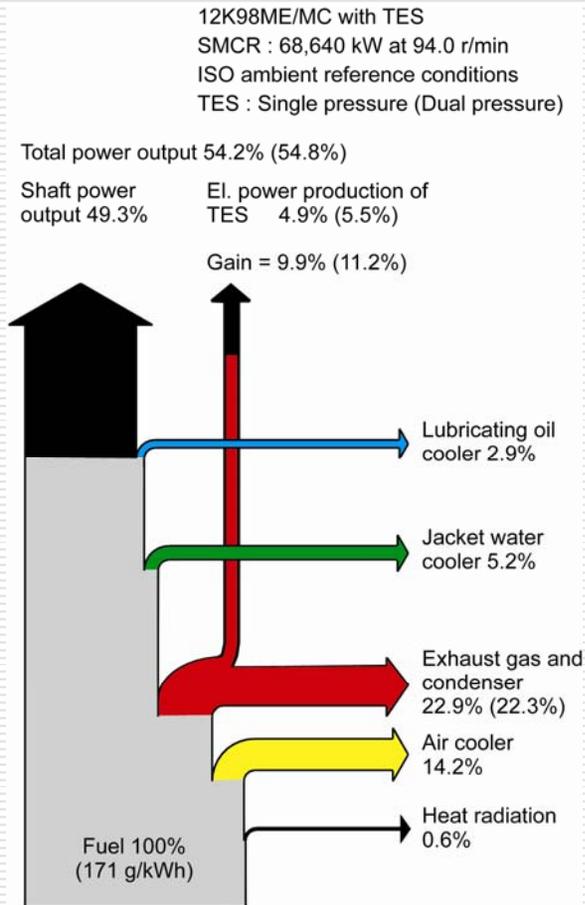
Rendimentos e perdas em um motor real

- Perdas no circuito de refrigeração;
- Perdas por atrito;
- Perdas por radiação do calor;
- Perdas no escapamento:
 - Na forma de **combustão** incompleta
 - Na forma de entalpia sensível

Rendimentos e perdas em um motor real



Rendimentos e perdas em um motor real



$$\eta_g = \eta_{comb} \cdot \eta_{th.th} \cdot \eta_{cycle} \cdot \eta_{org}$$



Index

1. Rendimento de combustao 
2. Rendimento termodinamico teorico
3. Rendimento de ciclo
4. Rendimento organico e rendimento mecanico

1. Rendimento de combustão

□ Por definição:

$$\eta_{comb} = \frac{\text{Energia liberada pela combustão}}{\text{Energia química do combustível}}$$

□ η_{comb} $\left\{ \begin{array}{l} \approx 1 \text{ para } \Phi \leq 1 \quad (\text{mistura estequiometrica ou pobre}) \\ < 1 \text{ para } \Phi > 1 \quad (\text{mistura rica}) \end{array} \right.$

□ Em motor gasolina $\eta_{comb} = f(\Phi)$ basicamente.

□ SE $\Phi > 1$: $\downarrow \eta_{comb}$ por formação de CO, H₂ e HC

• Em motor Diesel $\eta_{comb} \approx 1$

Index

1. Rendimento de combustao
2. Rendimento termodinâmico teórico 
 - Influencia de ϵ
 - Influencia de γ
3. Rendimento de ciclo
4. Rendimento organico e rendimento mecanico

2. Rendimento Termodinâmico teórico

- Calculado a partir de um ciclo ideal de referência: Ciclo Beau de Rochas ou OTTO.

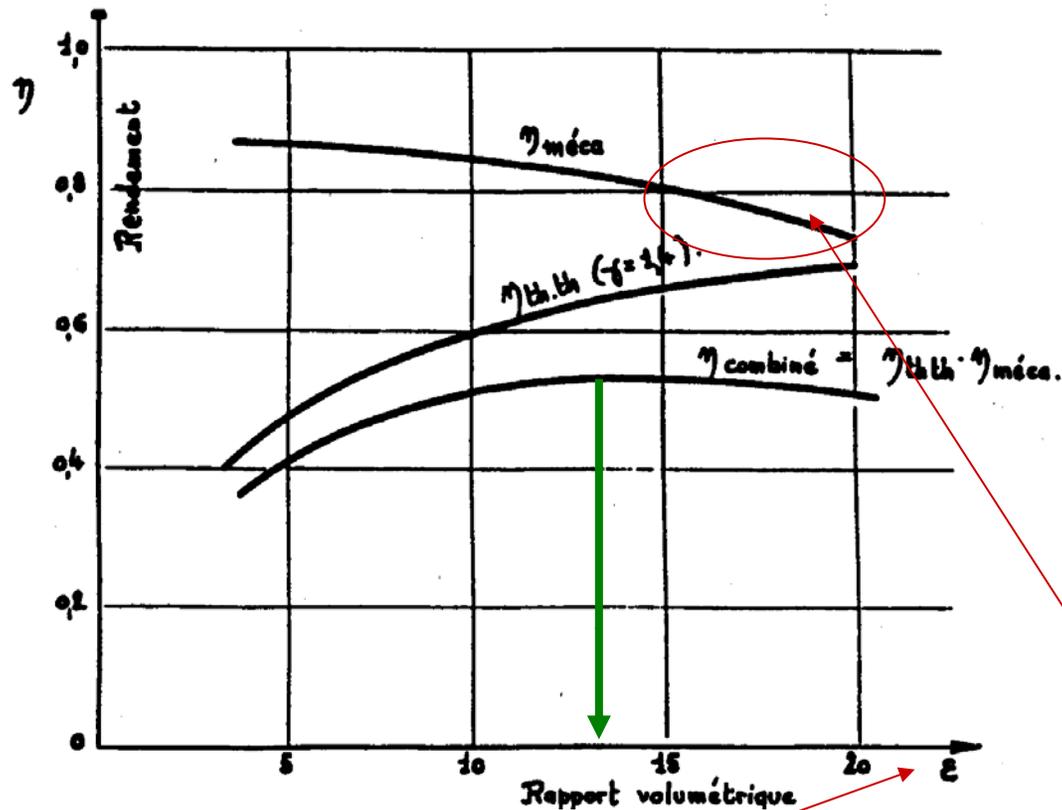
$$\eta_{th.th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

- Expressão simples permite, em primeira aproximação estudar a influência da:
 - A concepção geométrica do motor $\rightarrow \epsilon$
 - A natureza do fluido motor $\rightarrow \gamma$

Influencia da razão de compressão “ ϵ ” do fluido motor

- $\uparrow \epsilon \longrightarrow \uparrow \eta_{th.th}$
- $\uparrow \epsilon$ limitado em um motor a ignição por centelha pelos fenomenos de **KNOCK** (detonação)
 - KNOCK depende da
 - Condições termodinâmicas
 - Índice de Octanas do carburante
- Hoje, para gasolinas clássicas $\rightarrow \epsilon \approx 10/1 - 11/1$ indo até quase 13/1 nos motores Flex-Fuel Brasileiros.

Influencia do ε do fluido motor



- Se aumentamos indefinidamente ε acabamos aumentando as perdas mecánicas (atritos)

Influencia do γ do fluido motor

$$\eta_{th.th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$$

- Dificuldade: Na realidade $\rightarrow \gamma = f(\text{temperatura, composi\c{c}ao})$

$$\gamma \neq \text{constante}$$

- Alguns valores:
 - Ar a temperatura normal: $\gamma = 1,40$
 - Mistura estequiometrica: $\gamma = 1,27$

Logo, quanto mais fria a mistura ao final da compress\c{a}o, melhor.

Influencia do γ do fluido motor

$$\square \text{ Si } \gamma \uparrow \Rightarrow \eta_{th.th} \uparrow$$

$$\square \text{ Si } C_p \text{ ou } C_v \uparrow \Rightarrow \gamma \downarrow \Rightarrow \eta_{th.th} \downarrow$$

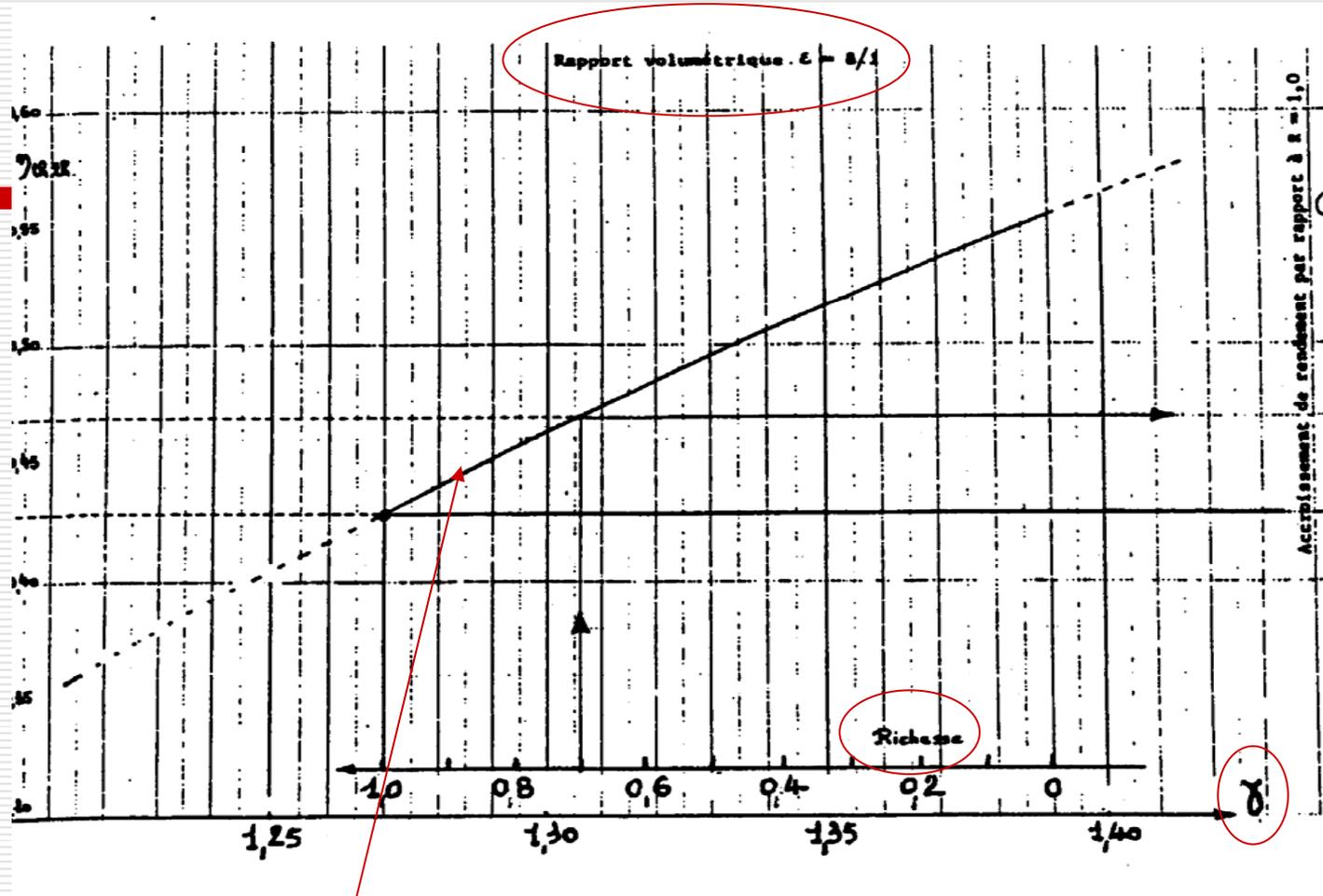
-Influencia da riqueza e da temperatura sobre γ :

$$-\text{Si } \Phi \uparrow \Rightarrow \eta_{th.th} \downarrow \quad \text{Porque } \gamma \downarrow, T \text{ medias } \uparrow, \text{ mol. triatomicas } \uparrow \\ (\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O})$$

$$-\text{Si } T \uparrow \Rightarrow \eta_{th.th} \downarrow \quad \text{Porque } C_p \text{ e } C_v \uparrow$$

Influencia do γ do fluido motor

Rdto. termodinamico teorico



Rendimento termodinâmico teórico tende a aumentar, quando a riqueza cai.

Pois GAMA aumenta (1,32~1,36) e se aproxima ao do AR

Influencia do γ do fluido motor

Superioridade de $\eta_{th.th}$ do motor Diesel em relação ao gasolina:

- ϵ maior no Diesel
- Diesel funciona com excesso de ar $\rightarrow \gamma$ maior que em gasolina

Mas se comparamos os dois tipos de motor (atmosféricos) para potencias idênticas, no Diesel  maiores perdas mecânicas (PMF) devido a:

- Uma cilindrada maior (para a mesma potência que a gasolina).
- Pressões de combustão mais importantes.
- Uma construção mais pesada \rightarrow Esforços de inércia mais importantes

Index

1. Rendimento de combustao
2. Rendimento termodinâmico teórico
3. Rendimento de ciclo 
4. Rendimento orgânico e rendimento mecânico

3. Rendimento de ciclo (de diagrama e de forma)

- Comparação do diagrama P-V real com o teórico
- Perda de rendimento devido a:
 - a) Transvasamentos dos gases
 - b) Abertura e fechamento de válvulas não instantâneo. Enquadramento da distribuição.
 - c) Intercâmbios térmicos entre gases e paredes dos cilindros/câmaras
 - d) Aumento dos calores específicos do fluido motor (C_p e C_v)
 - e) Combustão não instantânea
 - f) Perdas por “blow by”

A. Transvasamentos de gases.

Ciclo BP-Perdas por bombeamento

- Motor atmosférico: trabalho no ciclo BP não nulo.
- Motor a ignição por centelha: Perdas por bombeamento devido a regulagem da carga via borboleta.

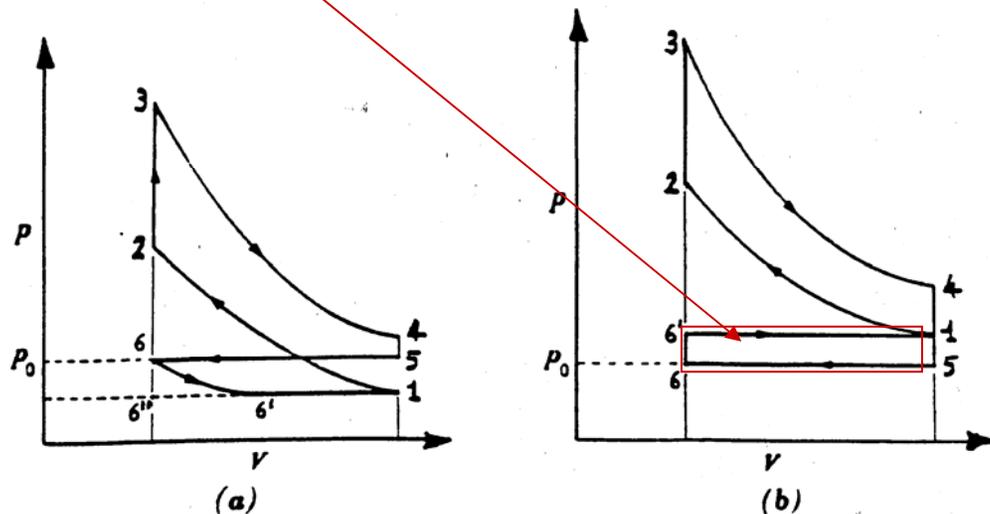
• Cargas parciais \Rightarrow \uparrow Trabalho bombeamento \Rightarrow $\eta_{cycle} \downarrow$

• Influência dos gases residuais:

- \uparrow G.R. \Rightarrow \downarrow Quantidade de energia aprisionada no cilindro
- \uparrow G.R. \Rightarrow Deterioração das condições de combustão:
 - \downarrow Velocidade de propagação de chama
 - \uparrow Dispersão

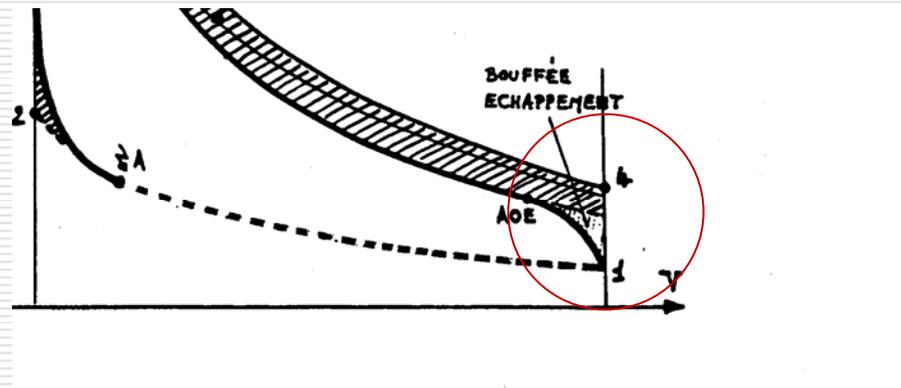
A. Transvasamentos de gases. Bucle BP-Perdas por bombeamento

- Motor Diesel: Menor efeito dos gases residuais porque:
 - Enchimento Maximo em ar
 - $\uparrow \epsilon \implies$ volume morto \downarrow
- Motor sobre-alimentado: $P_{adm} > P_{esc} \implies$ Trabalho BP positivo



B. Enquadramento da distribuição

- A abertura antecipada da válvula de escapamento (AOE) é realizada para favorecer a saída dos gases queimados.
- Perda de rendimento porque não aproveitamos todo o trabalho dos gases.



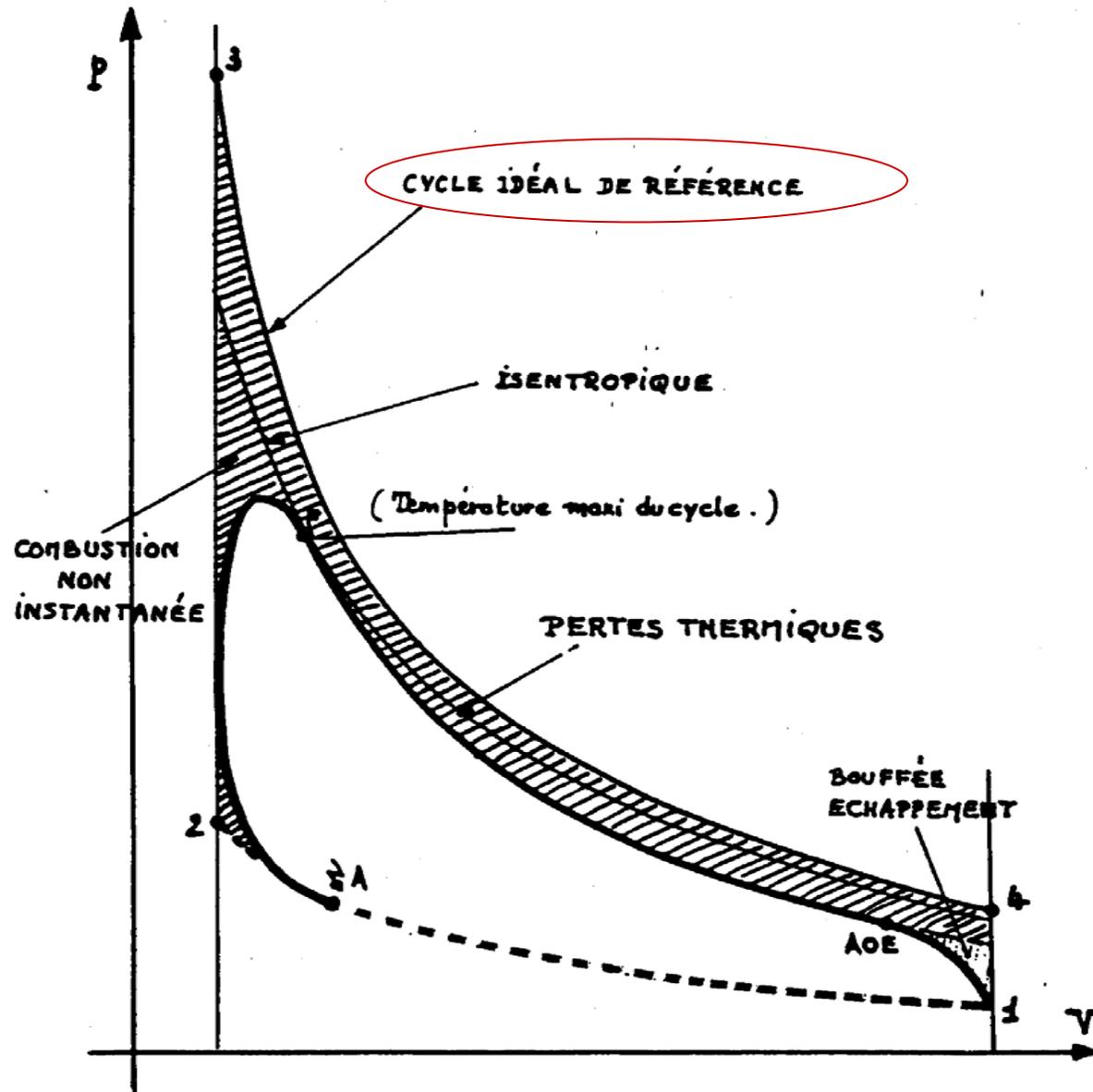
C. Intercâmbios térmicos entre gases e paredes

- As leis de compressão e expansão não são adiabáticas.

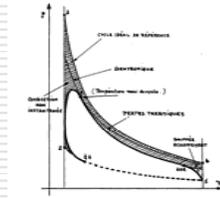
Motor	Tipo intercambio
Ignição por centelha	Convectivo
Diesel	Convectivo + radiação partículas

- Perdas térmicas: Maior influência quando a combustão se dá próxima ao PMS (zona rdto térmico max.)

C. Intercambios térmicos entre gases e paredes

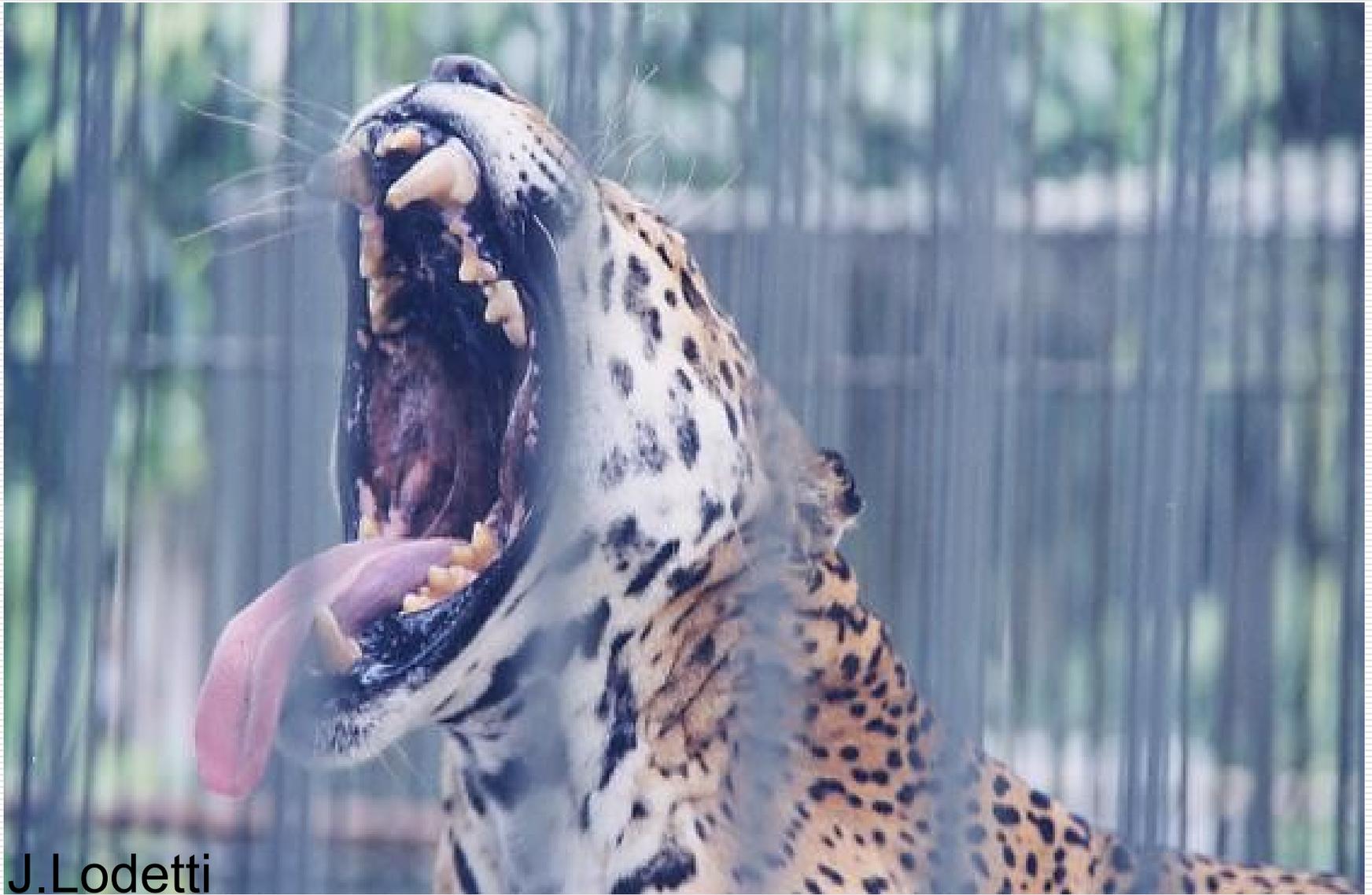


C. Intercambios térmicos entre gases e paredes



Independentemente da hipótese simplificadora e distante da realidade, tendo consistido em admitir um valor constante de γ para analisar o ciclo teórico, o diagrama deste último difere do diagrama (p,V) real em razão de outras simplificações que conduziram à desprezar vários fenômenos, dos quais alguns já foram evocados no capítulo VII precedente, em especial:

- As fases de “transferencia” dos gases e de renovação da carga de mistura combustível, tendo em conta as perdas de carga não nulas nas galerias e da inércia dos gases deslocados (“laço” baixa pressão do ciclo)
- A não instantaneidade de abertura e fechamento das válvulas e a sincronização da distribuição adotada para favorecer o enchimento do motor
- Os intercambios térmicos, evidentemente não nulos, entre os gases quentes aprisionados no cilindro e as paredes metálicas resfriadas por circulação de um fluido de arrefecimento.
- A uma riqueza dada, o acréscimo dos calores específicos do fluido motor quando a temperatura e o grau de dissociação de certos gases aumentam
- A duração da combustão (ou o aporte de calor), que não é instantâneo (o que, aliás, é desejável para limitar as restrições mecânicas impostas ao motor, bem como seu ruído de funcionamento) e que se desenvolve, por conseguinte sobre certo ângulo de rotação do virabrequim.
- As perdas eventuais de gases (“blow by”) por defeito de estanqueidade dos segmentos



J.Lodetti

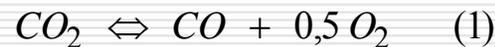


D. Variação dos Cp e Cv com a temperatura. Dissociações a altas temperaturas

- Durante o ciclo, si $T \uparrow \longrightarrow Cp \text{ e } Cv \uparrow$
- Um mesmo aporte de energia provoca um aumento de energia MENOR se for realizado a maior temperatura.

$$\bullet \text{ Si } T_{\text{media ciclo}} \uparrow \longrightarrow \eta_{\text{cycle}} \downarrow$$

- Dissociações: Reações endotérmicas, se produzem a altas temperaturas.



.....

E. Combustão nao instantânea

- $Q(\alpha)$: Lei de liberação de energia em função do ângulo do virabrequim.
- $\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha}$: Velocidade de liberação
- Em mistura homogênea:
 - $Q(\alpha) \longrightarrow x(\alpha) = m_b(\alpha)/m$: Fração queimada função de α
- Se supormos uma combustão instantânea:
 - \uparrow Esforços mecânicos
 - \uparrow Ruído

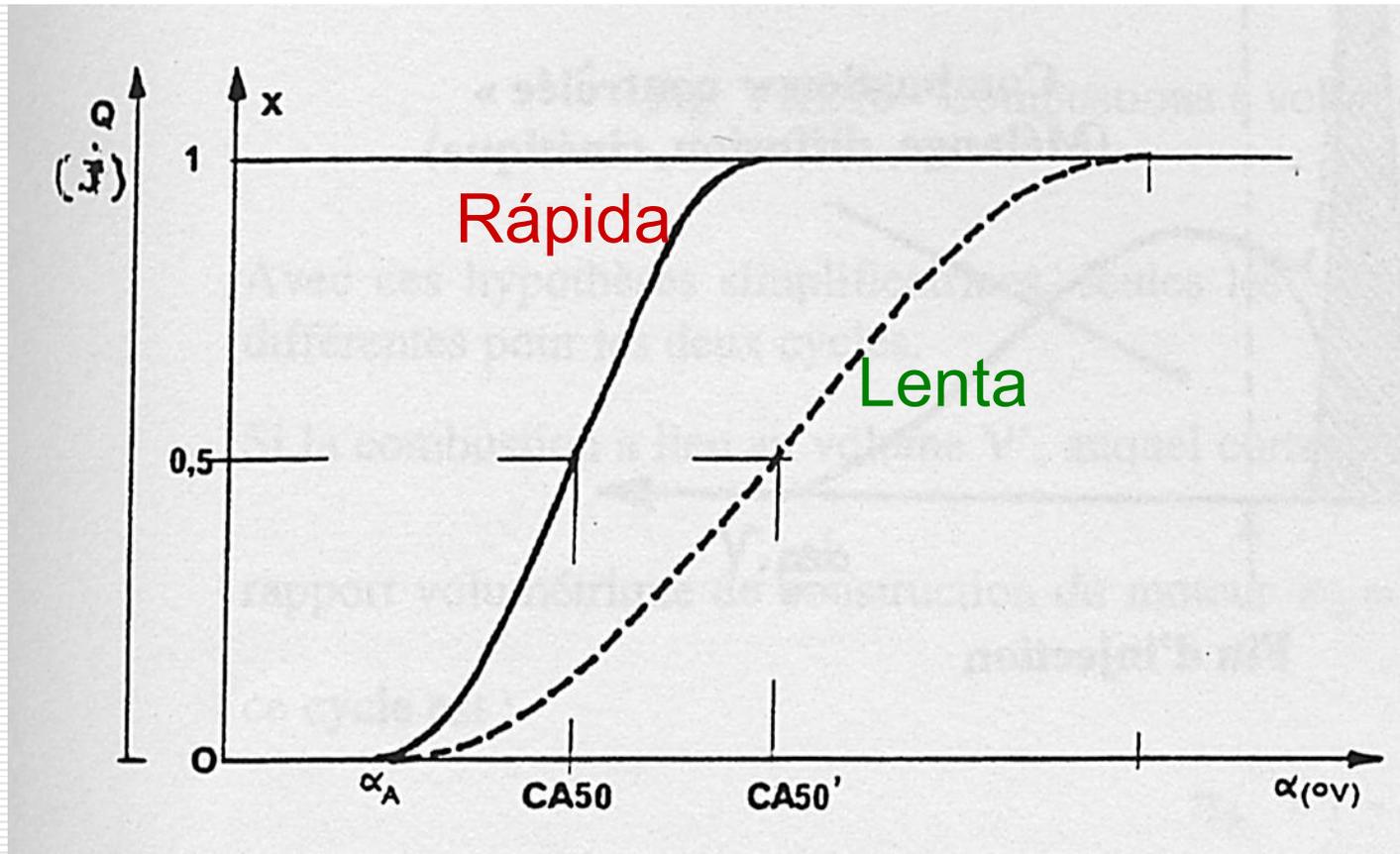
Rendimento do ciclo A combustão não instantânea

- ❑ A combustão NÃO é instantânea.
- ❑ Uma das formas de se examinar o rendimento da combustão e/ou seu comportamento é através da **LEI DE DISSIPACÃO DE ENERGIA**.
- ❑ Esta LEI está baseada na interpretação do diagrama de pressão na câmara de combustão em função do ângulo de rotação do virabrequim [$p(\alpha)$].

A combustão não instantânea

- A evolução da **fração queimada** "x", medida sobre um motor a ignição por centelha, tem SEMPRE uma forma em **S**.
- Pois a velocidade de liberação de energia é variável durante a combustão.
- O máximo ocorre durante a fase média da combustão.

A combustão não instantânea



A combustão não instantânea

- Esta forma de S , que traduz uma velocidade de dissipação de energia (dx/da) variável ao longo da combustão.
- A velocidade de dissipação de energia passa por um MAXIMO durante a fase **média** da combustão.

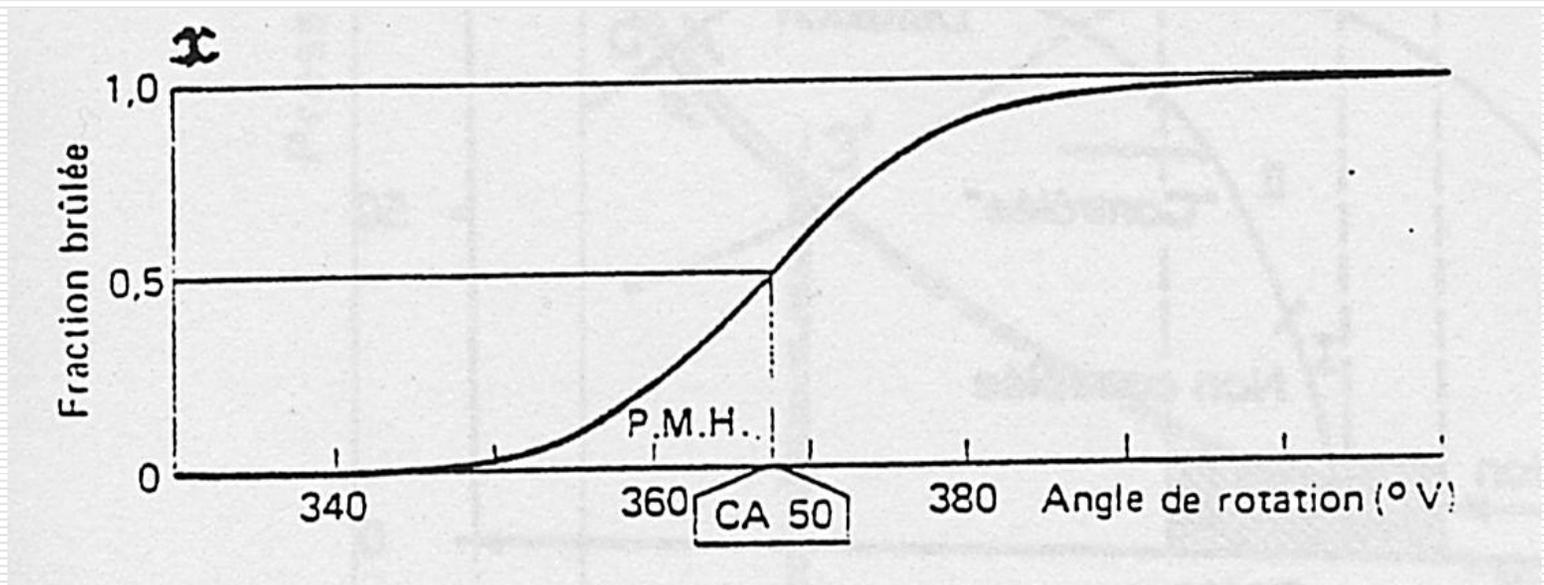
A combustão não instantânea

- A LEI DE COMBUSTÃO, para um motor **genérico G[®]**, em primeira aproximação pode ser caracterizada pelas condições de funcionamento seguintes:
 - **HLC** que tem forma da curva em “sino” representa a velocidade de liberação de energia.
 - **CA50** que representa a centragem da combustão no ciclo.

A combustão não instantânea

Os **valores** CA50 e HLC.

- **CA50:** Valor angular do virabrequim, ao qual 50% da mistura queimou. Este parâmetro representa a posição da combustão ao longo do ciclo.

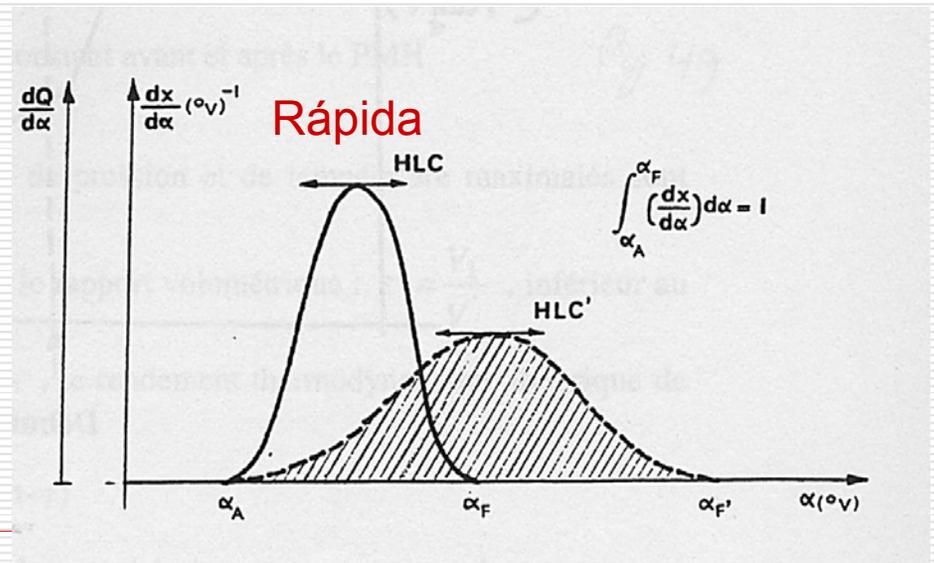
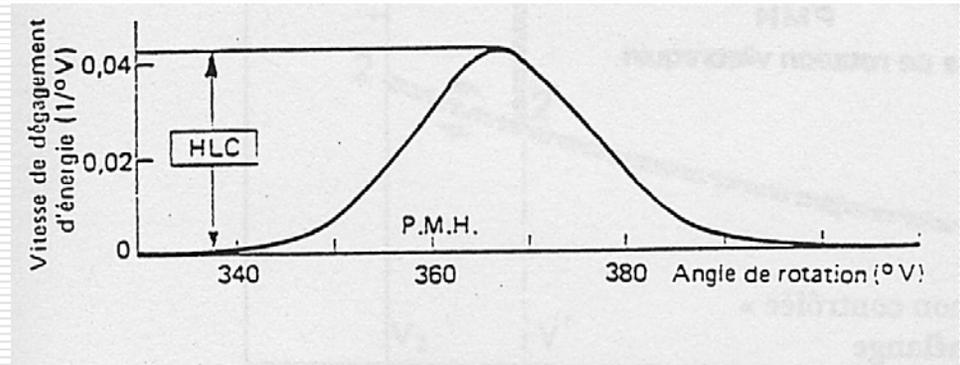


A combustão não instantânea

- **HLC:** Altura da lei de combustão ou TAXA MÁXIMA de dissipação de energia por grau do virabrequim.
 - Um valor de $HLC = 0,05$ por grau virabrequim, corresponde a uma taxa máxima de aporte de calor de 5% de energia total por grau de virabrequim. Isto significa um valor enorme e praticamente impossível de ocorrer na prática.
 - Este valor máximo não é necessariamente obtido no ângulo onde se encontra o CA50.

A combustão não instantânea

□ **HLC:** Altura da lei de combustão ou TAXA MÁXIMA de dissipação de energia por grau do virabrequim.

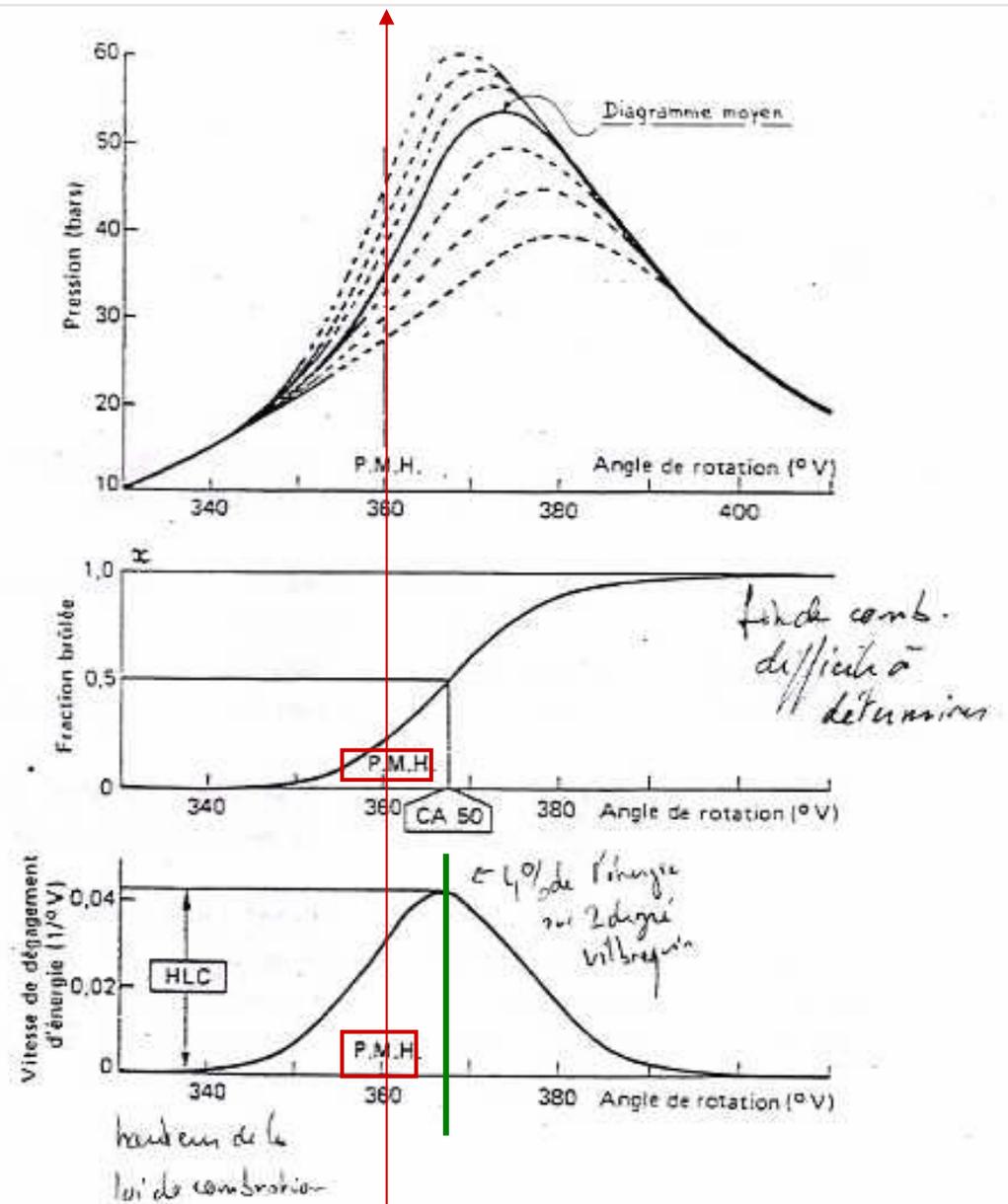


A combustão não instantânea

$P(\alpha)$

CA50

HLC

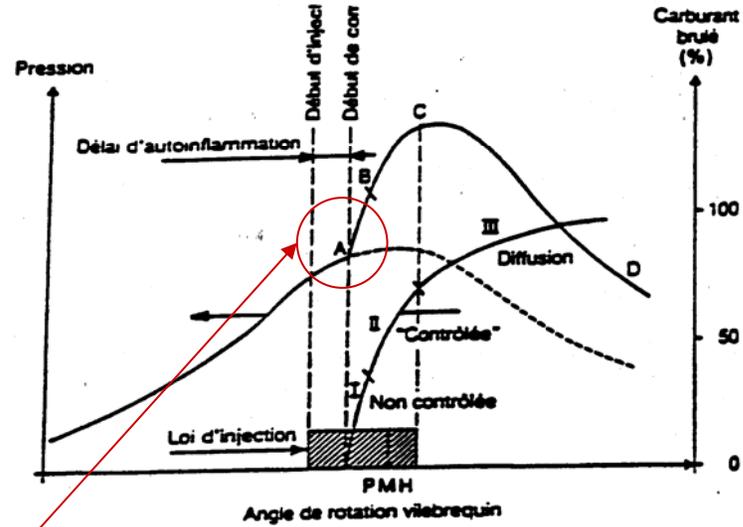


Vol

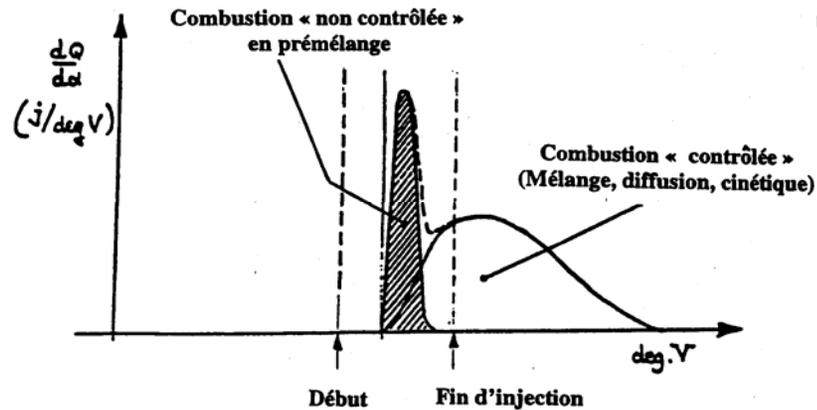
Figure II.13 : Exemple de loi de combustion déterminée à partir d'un diagramme $p(\alpha)$

E. Combustao não instantânea

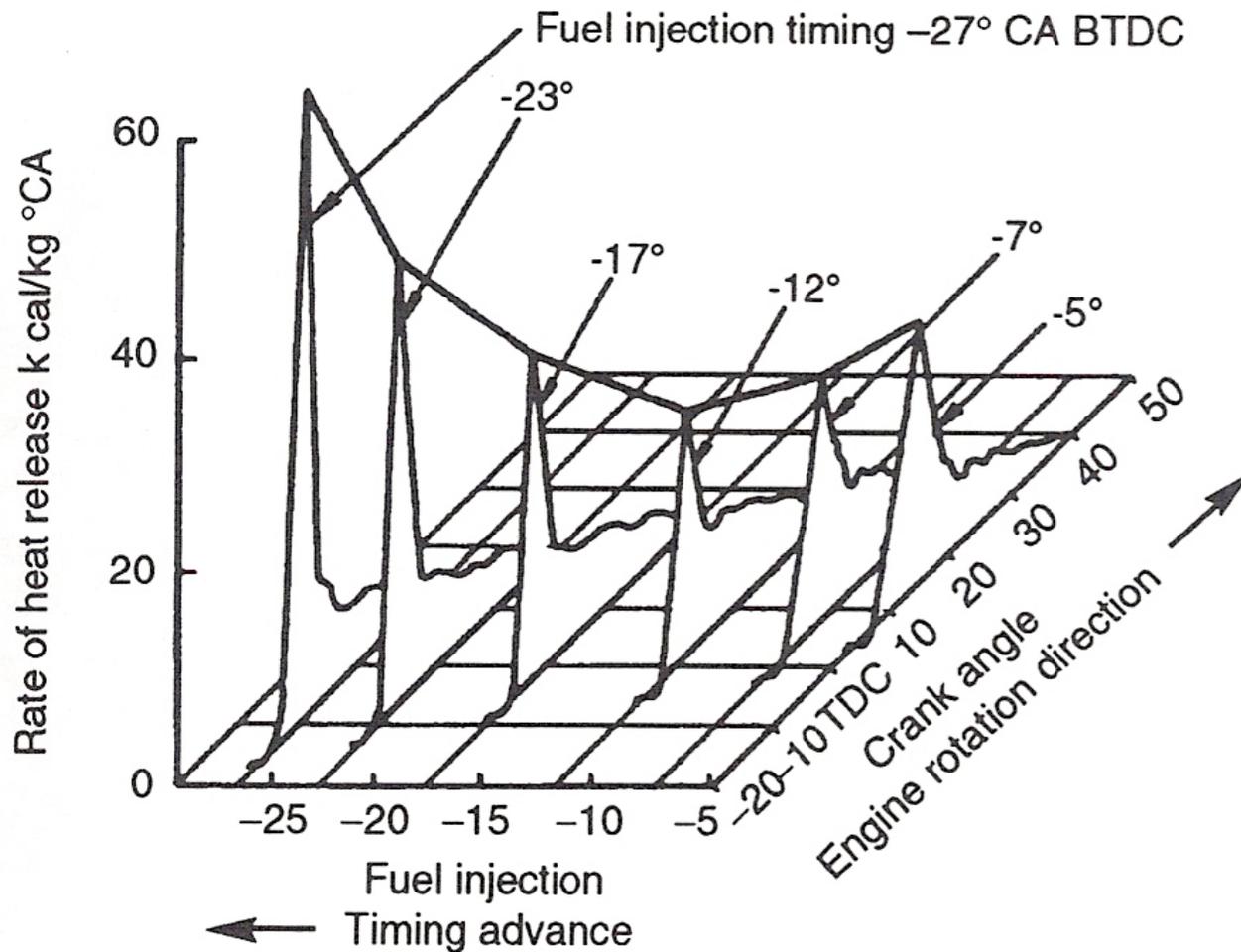
Motor Diesel



$$\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha}$$



E. Combustão não instantânea



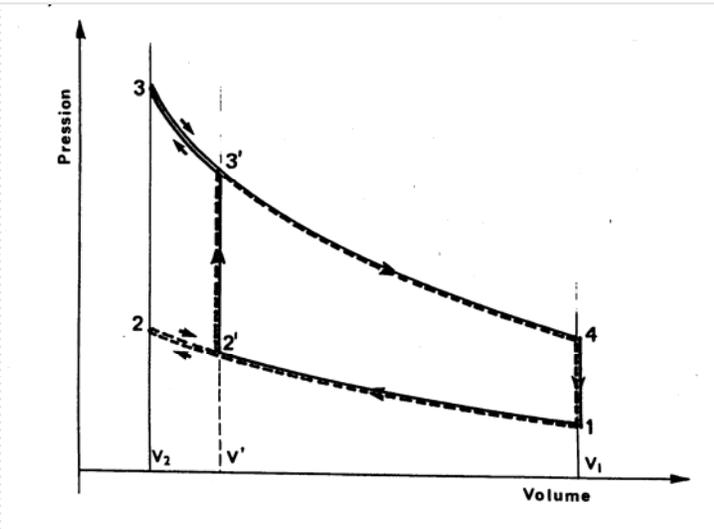
Influência da lei de liberação de energia $x(\alpha)$ sobre η_i

- Conhecer $x(\alpha)$ permite estimar a perda de η_i devido a uma combustão instantânea por via de:
 - a) Análise simplificada (Intercâmbios térmicos gas-parede nulos)
 - b) Influência dos intercâmbios térmicos gases-parede
 - c) Resultados obtidos por simulação

Analise simplificada da influencia de $x(\alpha)$ sobre η_i

- Compressão e expansão adiabáticas →
- Supomos aporte calor a volume constante

Intercambios térmicos nulos



$$\epsilon' = \frac{V_1}{V'}$$

$$\epsilon_0 = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\eta_{th.}' = 1 - \epsilon'^{(1-\gamma)}$$

$$\eta_{cycle} = \frac{\eta_{th.}'}{\eta_{th.0}} = \frac{1 - \epsilon'^{(1-\gamma)}}{1 - \epsilon_0^{(1-\gamma)}}$$

- Para um mesmo volume, o W_i e o η_i não variam se a combustao é realizada antes o depois do P.M.H para esse volume

A combustão não instantânea

A) Se **NÃO** levarmos em conta as trocas térmicas e combustão a $V = \text{cte}$, o rendimento do ciclo e o trabalho indicado não mudam e são IGUAIS. Eles não dependem do posicionamento da combustão (**antes** ou **depois** do PMH).

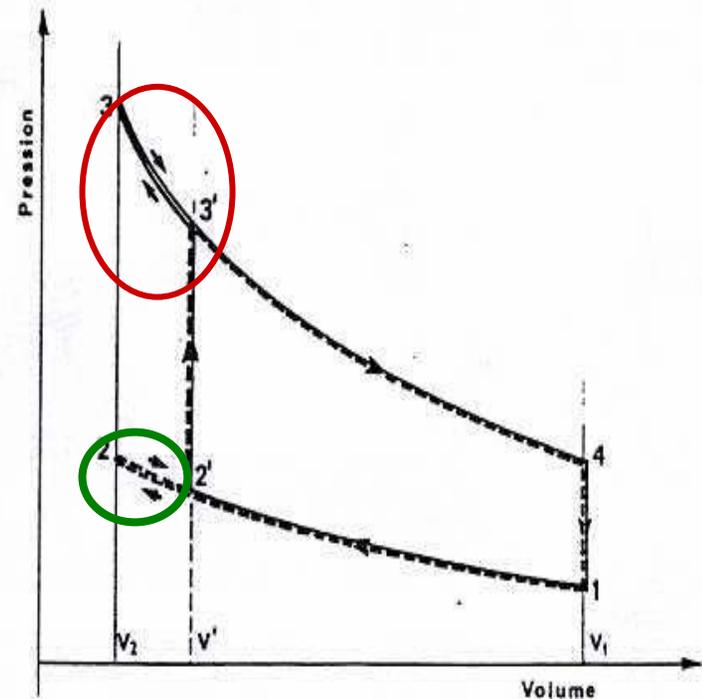


Figure II.32 : Combustion à volume constant avant et après PMH
 $3 \rightarrow 3'$ $2 \rightarrow 2'$

Rendimento de combustão

A combustão não instantânea

□ O rendimento será maior se a combustão ocorrer o mais próximo possível do PMH.

■ Note que o rendimento termodinâmico varia pouco ao redor do PMH.

■ No caso de uma lei de dissipação de energia simétrica, a centragem ótima da combustão onde 50% da massa já foi queimada está a **ZERO** grau,

ou seja

CA50 = 0 grau virab.

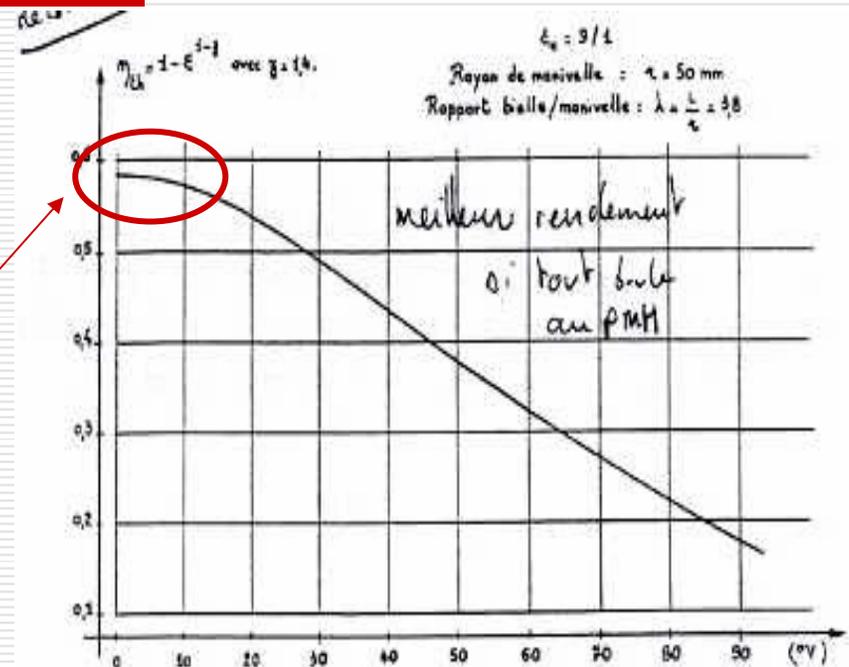


Figure 11.34 : Évolution du rendement thermodynamique théorique pour des angles vilebrequin de 0 à 90° autour du PMH

Influência da lei de liberação de energia $x(\alpha)$ sobre η_i

- Conhecer $x(\alpha)$ permite estimar a perda de η_i devido a uma combustão instantânea por via de:
 - a) Análise simplificada (Intercâmbios térmicos gas-paredes nulos)
 - ➔ b) Influência dos intercâmbios térmicos gases-paredes
 - c) Resultados obtidos por simulação

Rendimento de combustão A combustão não instantânea

- O conhecimento da lei de dissipação de energia $x(\alpha)$ permite de se estimar, em relação ao caso teórico de uma combustão a volume constante (ou instantânea), a perda gerada sobre o rendimento INDICADO pela velocidade de combustão “finita” da mistura.

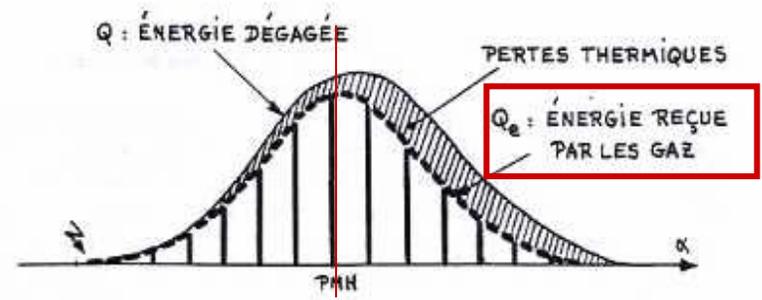
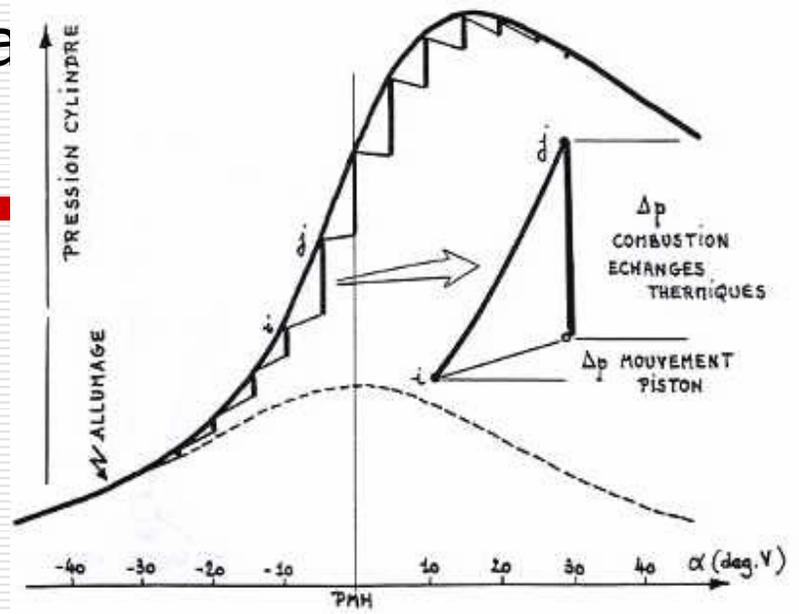
Rendimento de combustão A combustão não instantânea

- B)** Se **LEVARMOS** em conta as trocas térmicas nas paredes dos cilindros/câmara, os valores SÃO consideráveis uma vez que, quando da combustão, os gases queimados ultrapassam os 2000 K !!
- Além disto, as perdas térmicas tendem a aumentar a medida que a chama progride na câmara, pois os gases queimados “banham” uma superfície de parede cada vez maior.

Rendimento de combustão

A combustão não instantânea

- A região hachurada indica as perdas térmicas.
- Note como elas aumentam após o PMH.



$$\text{A volume } c^t : \Delta p = (\gamma - 1) \frac{\Delta q_e}{\nu} \iff \Delta q_e = \Delta p \cdot \frac{\nu}{\gamma - 1}$$

Fig. II 10a - Contributions du mouvement du piston et de la combustion à l'évolution de pression

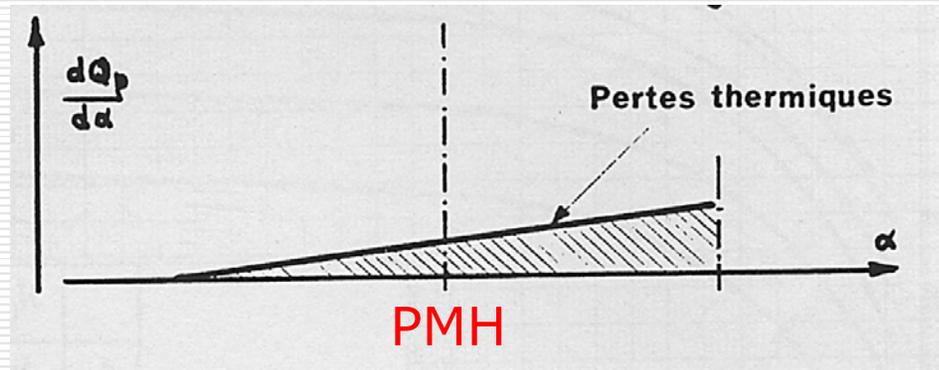
Rendimentos e perdas em um motor real

- O aporte efetivo de calor pelos gases Q_e é então igual ao calor Q liberado pela combustão, menos as perdas térmicas Q_p .  ($Q_e = Q - Q_p$)
- Para uma regulagem com rendimento ótimo, obtido através de uma centragem da curva $dQ_e/d\alpha$, em torno do PMH, tem-se então um deslocamento na direção da fase de expansão do ângulo CA50.

Rendimento de combustão

A combustão não instantânea

- Este deslocamento em relação ao PMH fica em torno de 5 a 15 graus e aumenta a medida que:
 - A velocidade de combustão é pequena -> pois a duração total da combustão aumenta;
 - O rendimento volumétrico do motor é baixo.



Rendimento de combustão A combustão não instantânea

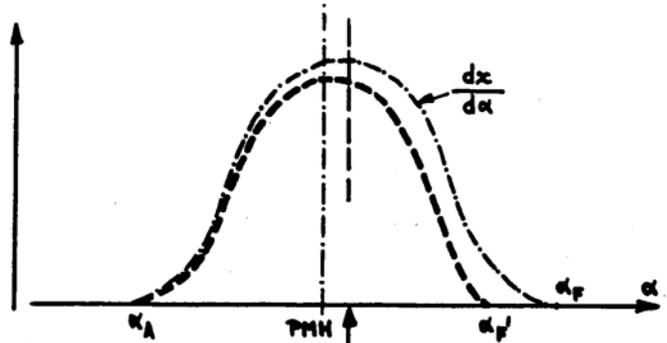
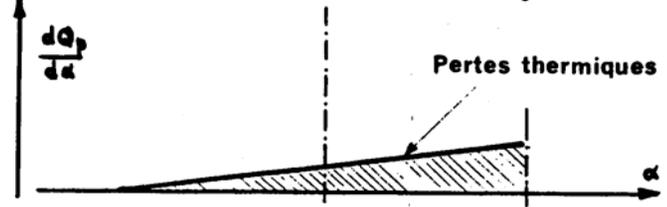
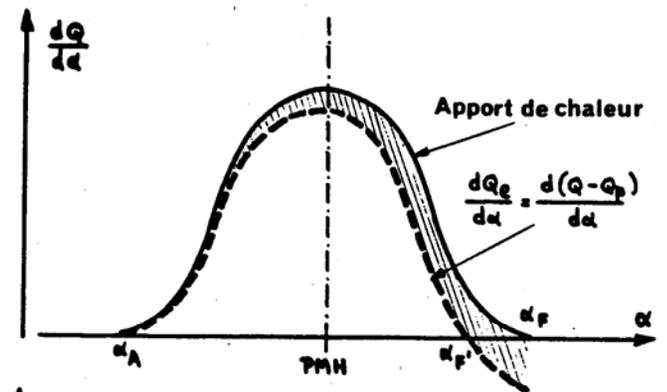
- Estas duas condições tendem em efeito a aumentar a parte relativa das perdas térmicas em relação a energia total fornecida pela combustão da mistura.
- Isto vale para uma lei de combustão qualquer ou uma lei *genérica* $G^{\text{®}}$.

Influência dos intercambios térmicos gases-parede---resumindo...

- Nao desprezíveis:
 - $T_{\text{gases queimados}} > 2000^{\circ}\text{C}$
 - Chegada dos gases as paredes
- Regulagem do rendimento ótimo:
 - Centramos $\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha}$ no PMH

↓

 - Deslocamos o CA50 para a fase de expansão
- O deslocamento aumenta com:
 - Velocidade de combustao lenta.;
 - Taxa enchimento no motor baixa





Influencia da lei de liberaçao de energia $x(\alpha)$ sobre η_i

- Conhecer $x(\alpha)$ permite estimar a perda de η_i devido a nao ter uma combustao instantânea
 - a) Análise simplificada (Intercambios térmicos gas-parede nulos)
 - b) Influência dos intercâmbios térmicos gases-paredes
 - ➔ c) Resultados obtidos por simulação

Rendimentos e perdas em um motor real - 21

C) Resultados obtidos por simulação.

- Uma simulação matemática do funcionamento de um motor, permite de se colocar em evidência e de se obter valores da influência intrínseca da **velocidade de combustão** sobre o rendimento indicado.
- Esta influência, interpretada anteriormente de maneira simplista que negligencia as perdas térmicas é quase **impossível** de se interpretar por via experimental, devido a gigantesca e inevitável interação dos parâmetros quando do funcionamento real.

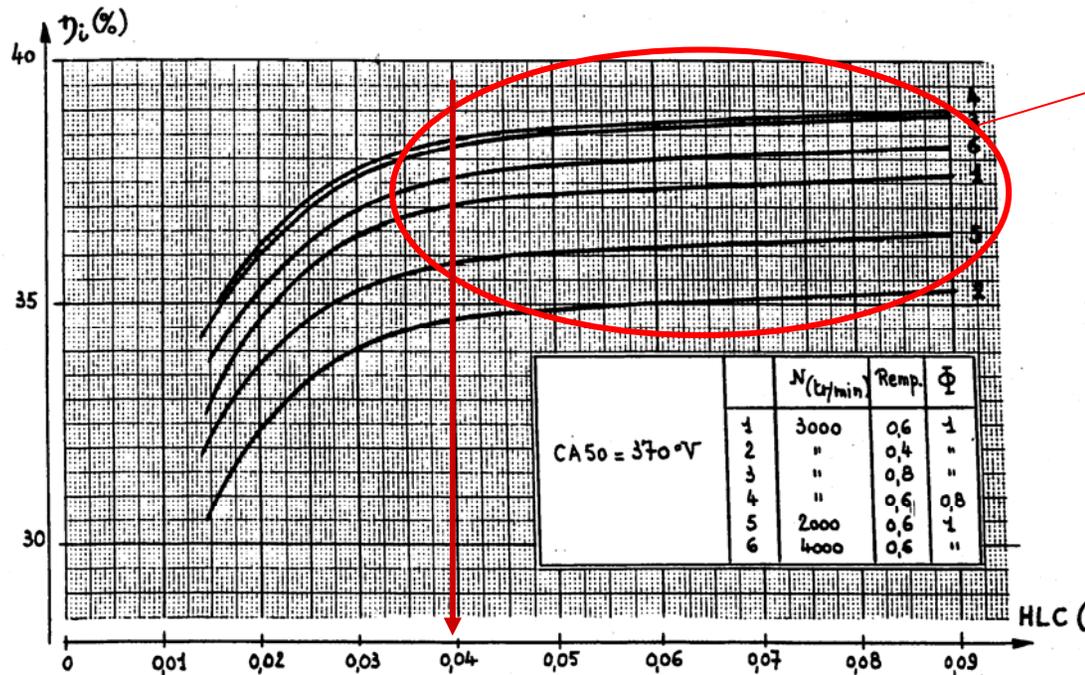
Rendimentos e perdas em um motor real - 22

C) Resultados obtidos por simulação.

- ❑ Os resultados de simulação mostram que o rendimento indicado CRESCE de maneira NÃO linear com a velocidade de combustão, caracterizada pelo valor de **HLC**.
- ❑ A figura seguinte mostra, para uma lei de combustão simulada e rendimento baseado em resultados experimentais, as variações do rendimento indicado em função do HLC para um motor mono-cilindro.

Resultados obtidos por simulação

- Permite observar a influência de $x(\alpha)$ sobre η_i
- Difícil de determinar de modo experimental.

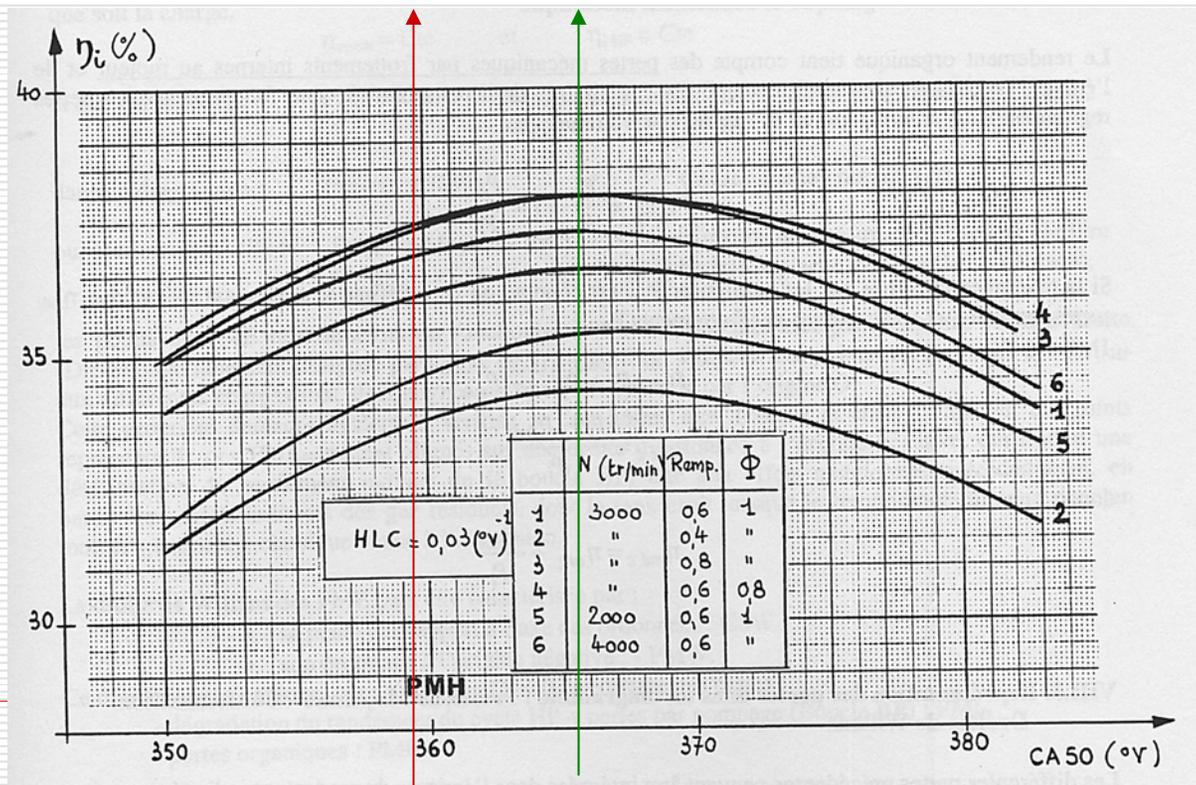


Nao ganhamos muito devido a
 \uparrow perdas termicas
 P e T altas

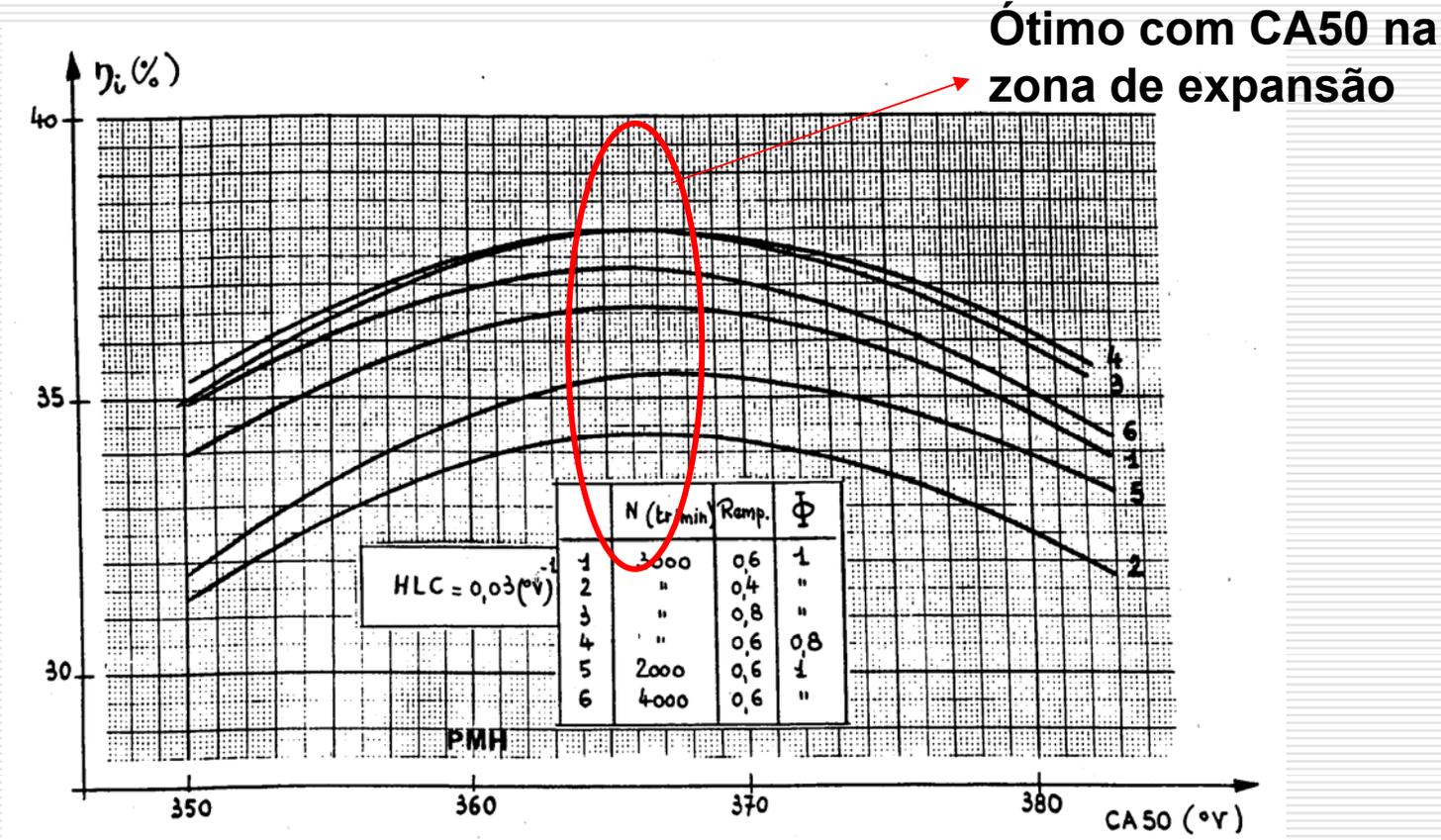
Rendimentos e perdas em um motor real - 24

C) Resultados obtidos por simulação.

Esta figura mostra, nas mesmas condições e por um valor de $HLC = 0,03$ constante, a influencia da centragem da combustão em função do ângulo CA50. Para estas condições, o ângulo ótimo se encontra entre 5 e 10 graus após o PMH;



Resultados obtidos por simulação



F) Perdas por “blow by”

- Estanqueidade pistão-cilindro não perfeita;
- Perdemos gases que não colaboram no trabalho

PAUSA.....

- Saudade dos velhos tempos da F1
-

*"The duel with Gilles
is something I'll never forget,
My greatest souvenir in racing."*

Index

1. Rendimento de combustão
2. Rendimento termodinâmico teórico
3. Rendimento de ciclo
4. Rendimento orgânico e rendimento mecânico ←

4. Rendimento orgânico e rendimento mecânico

- Leva em conta das perdas por atritos internos do motor e a movimentação dos acessórios do motor

$$\eta_{org} = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_f}{P_i}$$

- Rendimento mecânico: **Só leva** em conta os atritos (conhecidas as perdas dos auxiliares)

$$P_e = P_i - P_{frot} - P_{aux}$$

$$\eta_{mec} = \frac{P_i - P_{frot}}{P_i}$$

Representação das perdas num diagrama Pressão-consumo. Retas de Willians

$$\eta_i = \eta_{comb} \cdot \eta_{th.th.} \cdot \eta_{cycle}$$

$$\eta_i = \eta_{comb} \cdot \left[\eta_{th.th} - \Delta\eta_{pt} - \Delta\eta_{cni} - \Delta\eta_{bb} - \Delta\eta_{BP} \right]$$


$$\eta_{iHP}$$

$$\eta_g = \eta_{comb} \cdot \left[\eta_{iHP} - \Delta\eta_{BP} \right] \eta_{org}$$

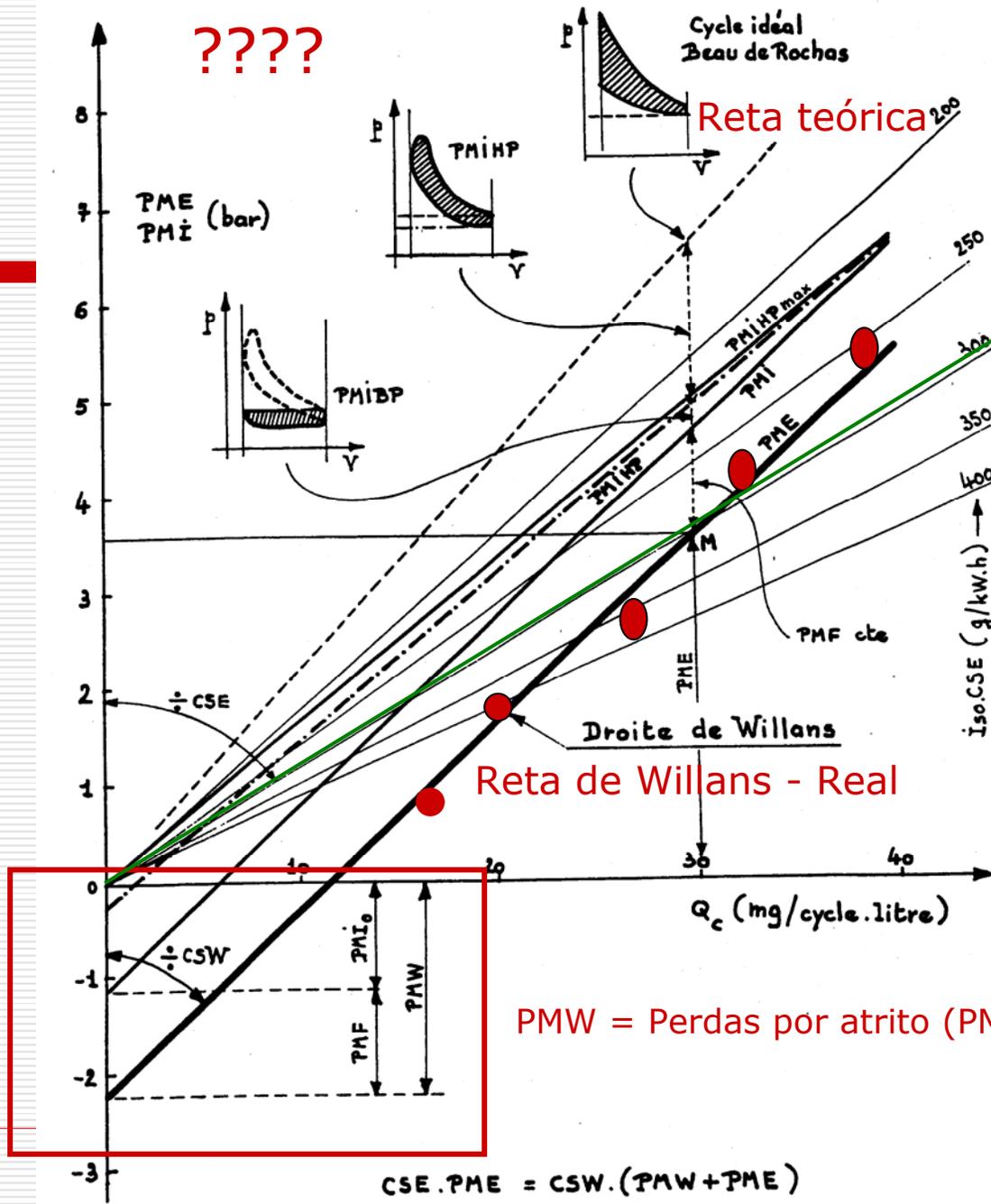
Representação das perdas num diagrama Pressão-consumo. Retas de Willians

- Para um motor com:
 - N dado
 - $\eta_{comb} = \text{cte.}$
 - $\eta_{iHP} = \text{cte.}$
- Se “plotarmos” um gráfico **PME x consumo de combustível por ciclo por volume de cilindrada deslocada (QEMDL)**;
- Os pontos de PME representativos do funcionamento a diferentes **cargas** formam uma linha, denominada **RETA DE WILLIANS**.
- Os pontos representativos das **PMI(hp)** a diferentes cargas do motor, estão alinhados numa reta que passa pela origem.

Representação das perdas num diagrama Pressão-consumo. Retas de Willians

- Para cada ponto da reta de Willians, a CSE é expressa em g/kw.h
- As iso CSE formam um conjunto de retas que passam pela origem das coordenadas “O”.
- Num diagrama deste tipo, quanto menor for a inclinação da reta, em relação ao eixo Y, melhor será o rendimento GLOBAL do motor = CSE pequena.

?????



ISO_CSE

Motor gasolina

Reta de Willans - Real

PMW = Perdas por atrito (PMW) + Perdas do ciclo Real (PMIo)

$$CSE \cdot PME = CSW \cdot (PMW + PME)$$

Retas de Willians

Exemplo típico do que se faz na indústria:

Regimes usuais [rpm] 1200 , 2000 , 4000 , 5500	$PME = \frac{Torque * 40\pi}{Vc}$ $QEMLD = \frac{QE * 120000000}{3,6 * N * Vc}$	Obs: Vc em cm ³
PME usuais [bar] 1 , 2 , 3 , 5 , 7		

QEMLD em mg/ciclo . Ldeslocado = mg/ciclo . Cilindrada
QE = kg/h

Retas de Willians

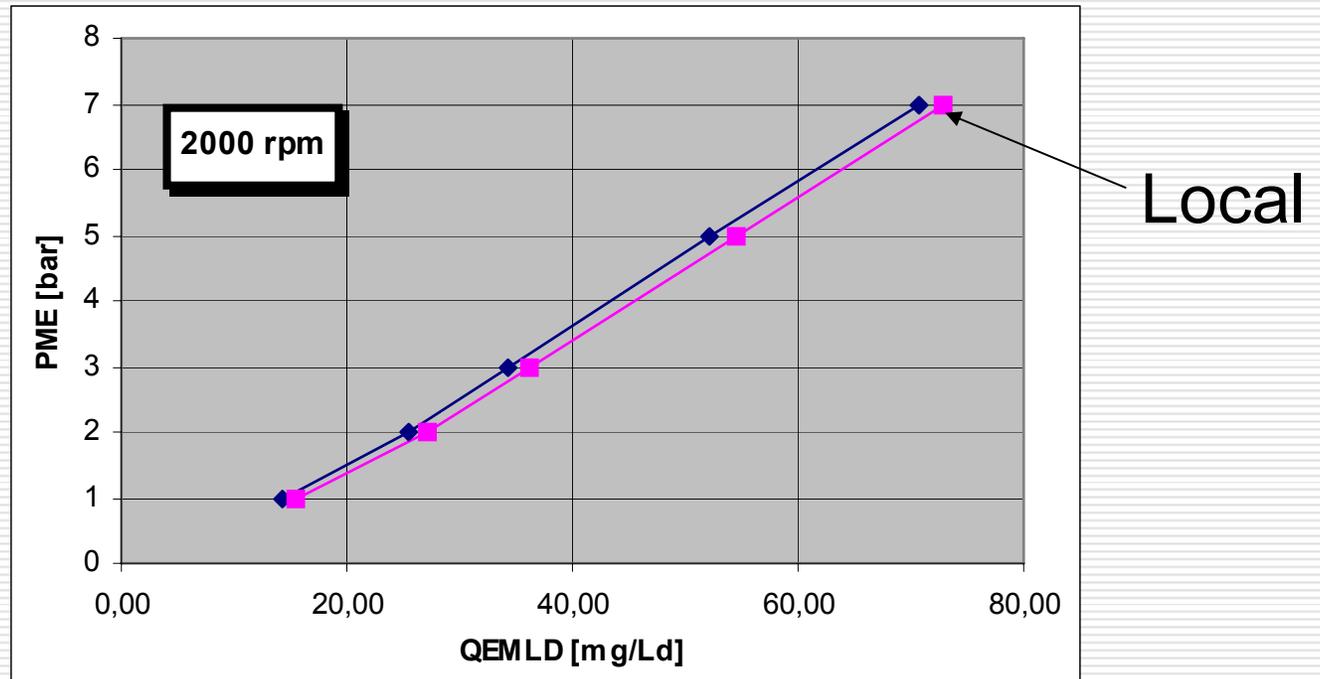
$$PME(bar) = \frac{1200 \cdot P_e (kW)}{V_{cyl} (dm^3) \cdot N (rpm)}$$

Vc	N	PME	Torque	QE	QEMLD
1496	2000	1	11,9	1,28	14,26
Curva 01 - CKD		2	23,8	2,28	25,40
		3	35,7	3,08	34,31
		5	59,5	4,68	52,14
		7	83,3	6,35	70,74
Vc	N	PME	Torque	QE	QEMLD
1496	2000	1	11,9	1,38	15,37
Curva 02 - LOCAL		2	23,8	2,43	27,07
		3	35,7	3,24	36,10
		5	59,5	4,89	54,48
		7	83,3	6,53	72,75

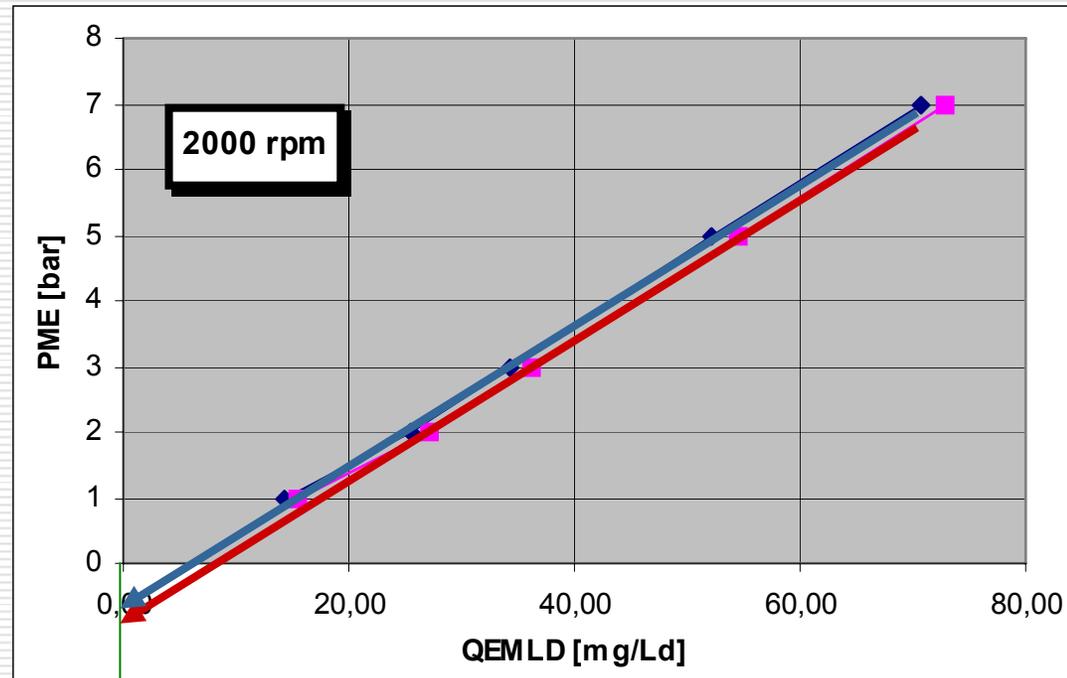
Medido

Calculado

Retas de Willians



Retas de Willians



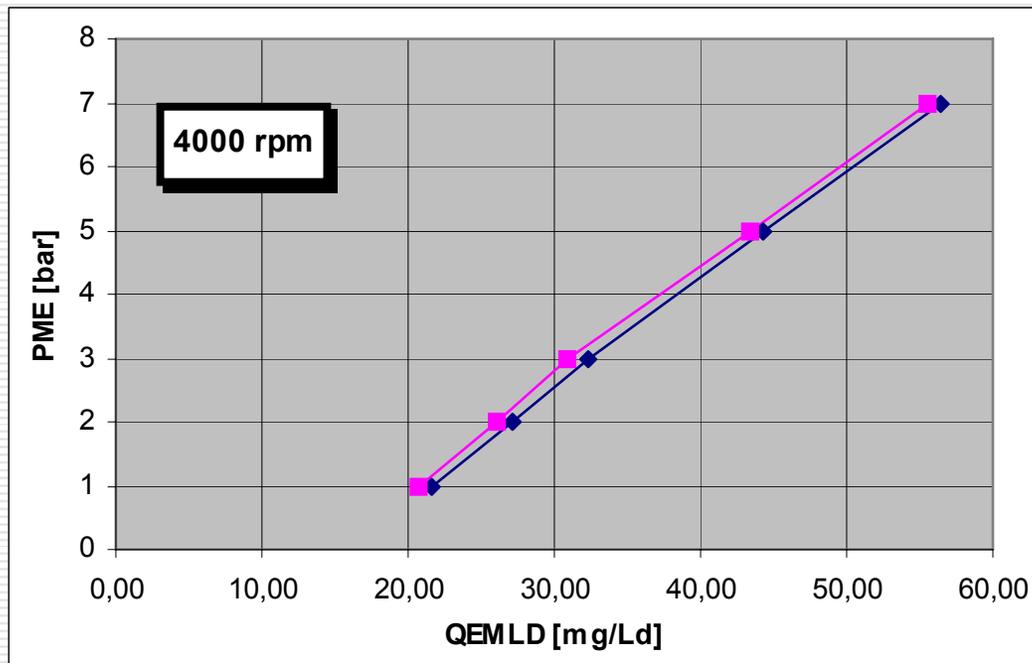
PMF

PMF Local > PMF CKD a 2000 rpm

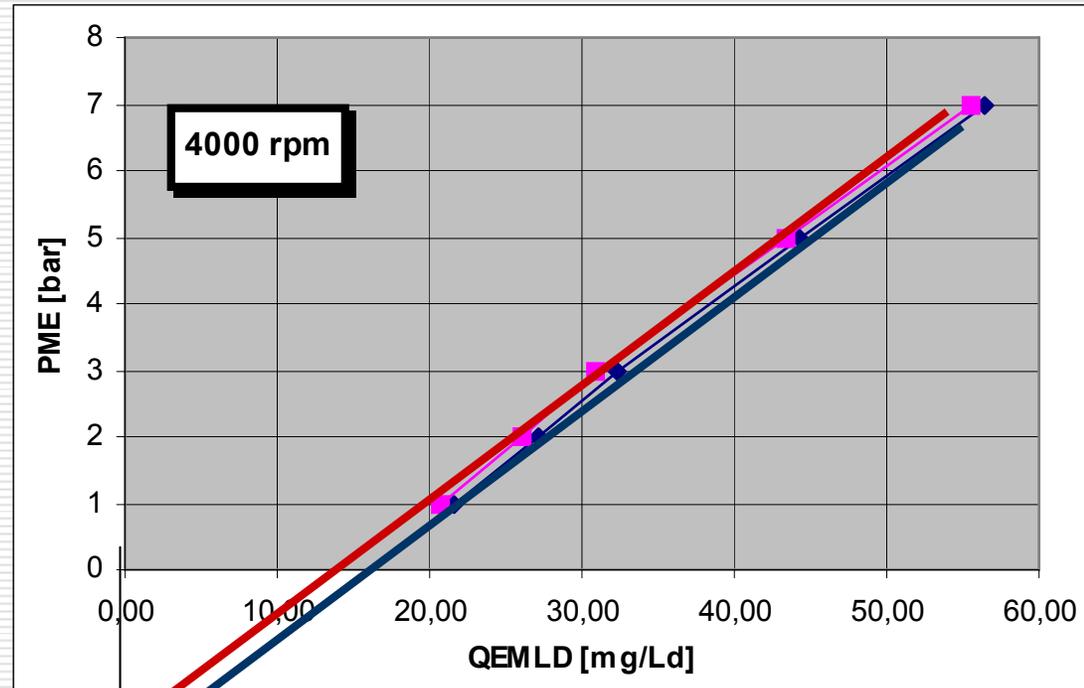
Retas de Willians

<i>Vc</i>	<i>N</i>	<i>PME</i>	<i>Torque</i>	<i>QE</i>	<i>QEMLD</i>
1496	4000	1	11,9	3,89	21,67
Curva 01 - CKD		2	23,8	4,88	27,18
		3	35,7	5,80	32,31
		5	59,5	7,96	44,34
		7	83,3	10,13	56,43
<i>Vc</i>	<i>N</i>	<i>PME</i>	<i>Torque</i>	<i>QE</i>	<i>QEMLD</i>
1496	4000	1	11,9	3,73	20,78
Curva 02 - LOCAL		2	23,8	4,67	26,01
		3	35,7	5,55	30,92
		5	59,5	7,80	43,45
		7	83,3	9,96	55,48

Retas de Willians



Retas de Willians

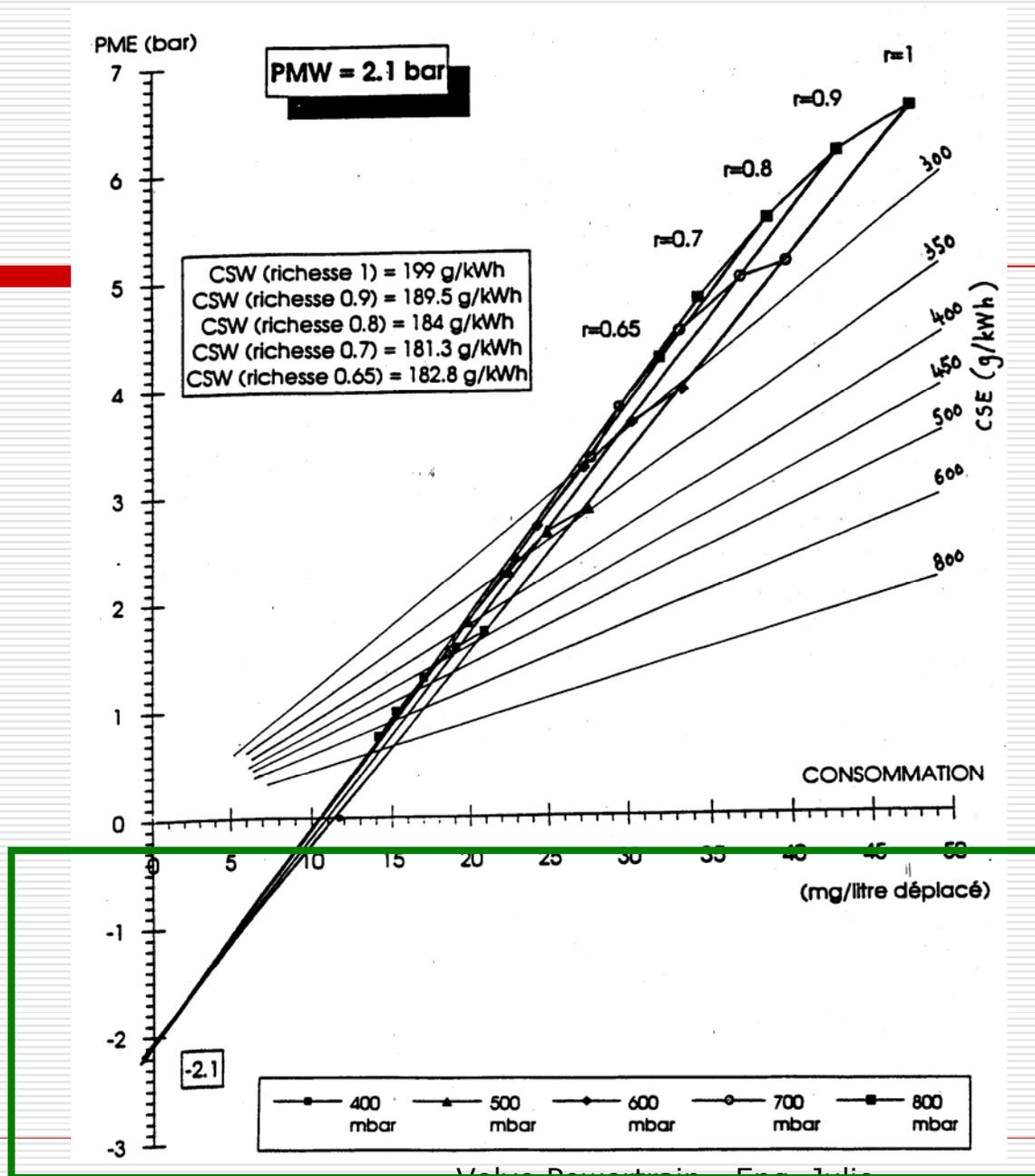


PMF

PMF Local < PMF CKD a 4000 rpm

Retas de Willians

- LOGO: PMF aumenta com a rotação do motor!!!



**Motor
gasolina**

Motor Diesel

