

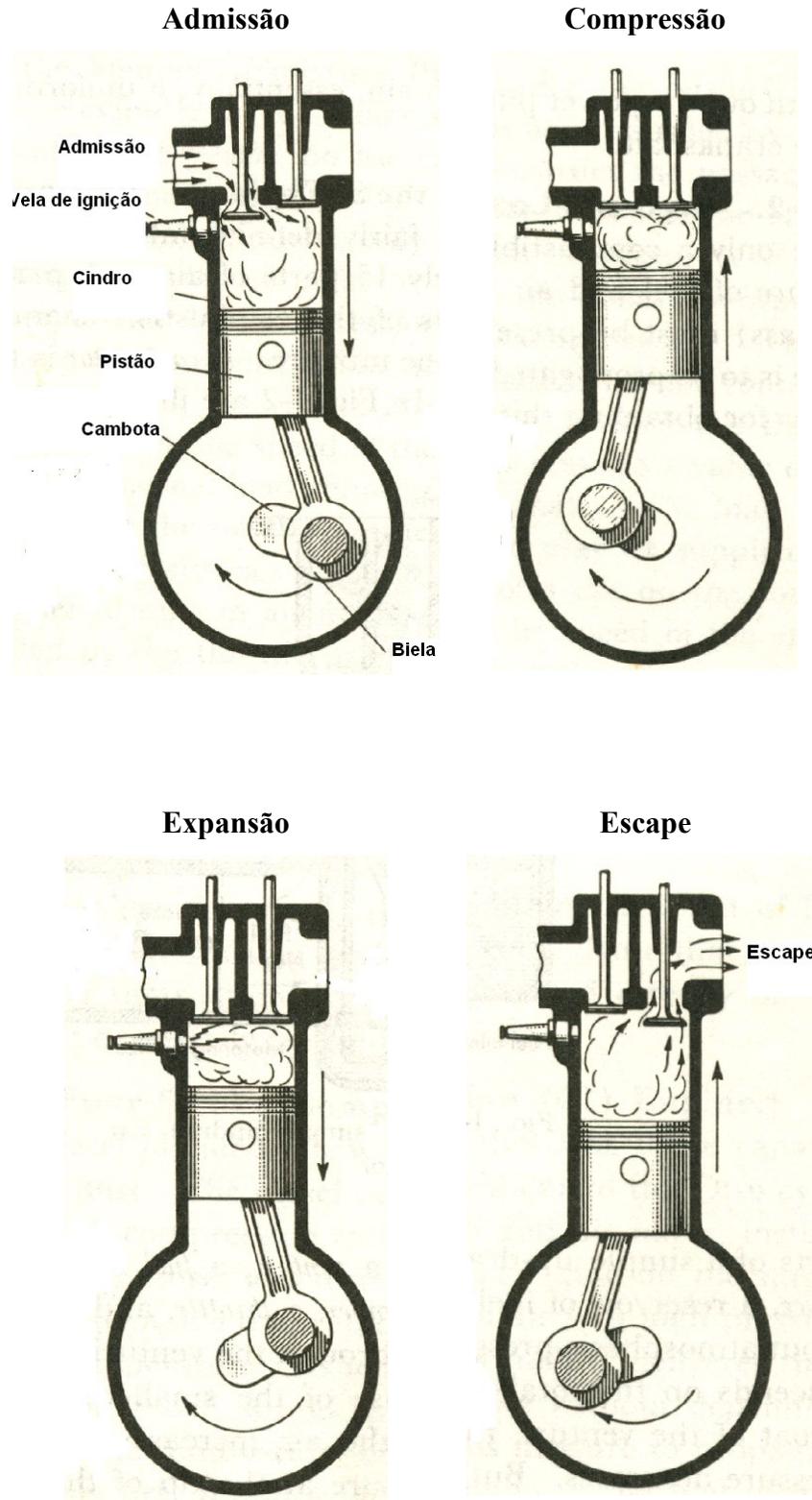
## **4. Funcionamento de um motor a quatro tempos**

Para se completar um ciclo de trabalho no motor a quatro tempos são necessários quatro cursos do êmbolo ou duas voltas da cambota (manivela). Durante o ciclo, cada válvula (de admissão e de escape) abre só uma vez, isto é, o veio de excêntricos gira metade das voltas da cambota.

Inicialmente ambas as válvulas de admissão e de escape se encontram fechadas, e o êmbolo na sua posição inferior (PMI). Durante o tempo de compressão, o êmbolo desloca-se com movimento ascendente, comprimindo a mistura ar-combustível, ou ar tratando-se de motor que funciona segundo o ciclo Otto ou Diesel respectivamente. Pouco antes de atingir a sua posição mais elevada (PMS), salta uma faísca na vela de ignição que inflama a mistura se for motor que funciona segundo o ciclo Otto, ou injecta-se combustível no ar aquecido, tratando-se de motores que funcionam segundo o ciclo Diesel, aumentando a pressão e a temperatura do sistema. Os gases a alta pressão forçam o êmbolo para baixo, que por sua vez obriga a cambota a rodar, produzindo um débito de trabalho útil durante a expansão ou curso motor. No fim deste curso, o êmbolo encontra-se na sua posição inferior, (completa o primeiro ciclo mecânico) e o cilindro encontra-se cheio de produtos de combustão. Em seguida, o êmbolo move-se uma vez mais para cima, purgando os gases através da válvula de escape (tempo de escape), e para baixo uma segunda vez, admitindo uma mistura de ar-combustível ou ar segundo tratar-se de motor que funciona segundo o ciclo Otto ou Diesel respectivamente, através da válvula de admissão (tempo de admissão). Note-se que a pressão no cilindro é ligeiramente superior a atmosférica durante o tempo de escape e ligeiramente inferior durante o tempo de admissão.

**Tabela 5** Funcionamento de um motor à quatro tempos.

Tempo	Movimento do êmbolo	Processo no cilindro	Válvulas	
			admissão	escape
I Admissão	PMS->PMI	Aspiração da mistura nos motores a carburador.  Aspiração do ar fresco para motores com formação da mistura dentro do cilindro	aberta	fechada
II Compressão	PMI->PMS	Compressão politrópica, a temperatura e a pressão aumentam e um pouco antes do PMS faz-se a ignição da mistura ou a injeção do combustível e acontece a auto-ignição	fechada	fechada
III Expansão	PMS->PMI	Expansão ou tempo de trabalho, a energia do combustível, por meio de oxidação transforma-se em energia mecânica por meio do mecanismo manivela - biela	fechada	fechada
IV Escape	PMI->PMS	Esvaziamento do cilindro ou escape dos gases queimados	fechada	aberta



**Figura 11 Tempos de funcionamento de um motor à quatro tempos**

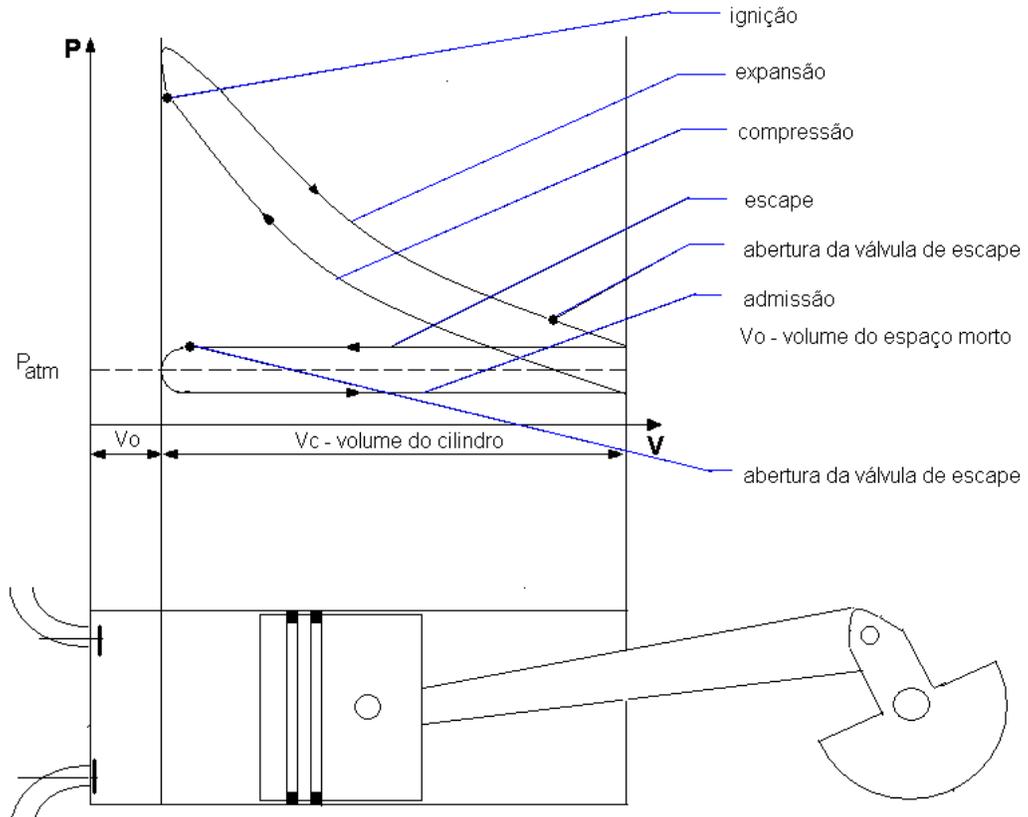
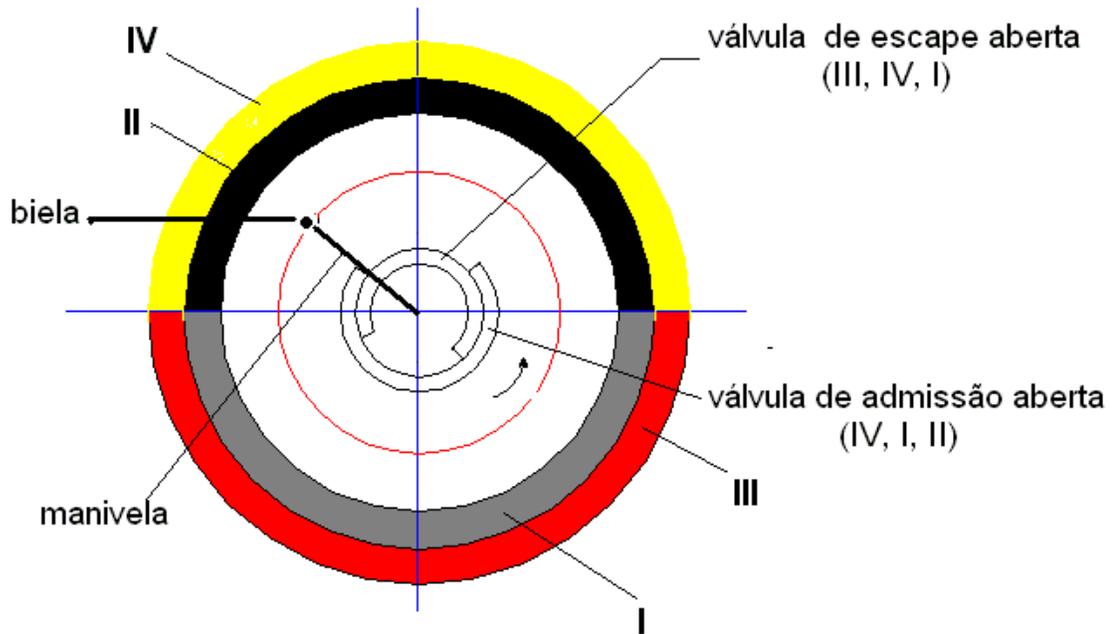


Figura 12 Diagrama indicador



### **Figura 13 Diagrama real circular de regulação do motor à quatro tempos**

## **5. Funcionamento do motor de 2 tempos**

Nos motores a dois tempos, todas as quatro funções descritas para o motor a quatro tempos são executadas em apenas dois tempos, o de potência e o de compressão. Nestes motores o cárter é vedado, e o movimento do êmbolo em direcção ao exterior é utilizado para pressurizar ligeiramente a mistura de ar combustível ou o ar ao tratar-se de motor que funciona segundo o ciclo Otto ou Diesel respectivamente. As válvulas de admissão e escape são substituídas por janelas na zona inferior da parede do cilindro. Durante a última parte do curso de potência, o êmbolo destapa primeiro a janela de escape, permitindo a saída parcial dos gases de escape, e em, seguida a janela de admissão, permitindo a carga que expelle para fora do cilindro os gases de escape remanescentes. A mistura fresca é então comprimida, à medida que o êmbolo se desloca para cima durante o curso de compressão, iniciando-se depois a inflamação por meio de uma faísca ou a injeção de gásóleo consoante se trate de motor que funciona segundo o ciclo Otto ou Diesel respectivamente.

Os motores a dois tempos são geralmente menos eficientes que os de 4 tempos, devido a expulsão incompleta dos gases de escape, acompanhados por uma fracção da mistura fresca. Contudo são relativamente simples e pouco onerosos, apresentando elevadas relações potência/peso e potência/volume, tornando-os adequados para aplicações que exigem dimensões e peso reduzidos, como ciclomotores, moto-serras e cortadores de relva.

Os avanços em diversas tecnologias – tais como a injeção directa de combustível, combustão com carga estratificada e controlo electrónico – trouxeram um interesse renovado a motores de dois tempos que oferecem alto desempenho e economia de combustível, enquanto cumprem os futuros requisitos apertados de emissão de poluentes. Para um dado peso e capacidade um motor deste tipo bem projectado pode fornecer significativamente mais potência que um motor de quatro tempos, devido a existência de um tempo motor por cada volta da cambota enquanto um a quatro tempos só apresenta um tempo motor por cada duas voltas da cambota.

Nos motores a dois tempos que funcionam segundo o ciclo Otto, em desenvolvimento, o combustível altamente atomizado, é injectado no interior da câmara de combustão durante o fim da fase de compressão e queima-se de uma forma mais completa. O combustível é injectado após o fecho da janela de escape, evitando a libertação de combustível não queimado para a atmosfera. Através da combustão estratificada, a chama iniciada pela ignição de uma pequena quantidade de mistura rica localizada perto da vela de ignição, propaga-se através da câmara de combustão, cheia de uma mistura mais pobre, resultando numa combustão mais limpa. Os avanços na electrónica tornaram possível um bom funcionamento para situações de carga e velocidade variáveis. Os grandes construtores de automóveis possuem em curso programas de pesquisa sobre motores a dois tempos que se espera retornarem no futuro.

As janelas que servem para admissão e escape dos gases são abertas e fechadas pelo próprio êmbolo ao deslocar-se no interior do cilindro.

Os motores de 2 tempos têm as seguintes aberturas:

- Fenda de entrada, que é a ligação entre a tubagem de admissão e a caixa de manivela.
- Canal de admissão que é a ligação entre a caixa de manivela (cárter) e o cilindro.
- Fenda de saída que liga o cilindro ao colector de escape.

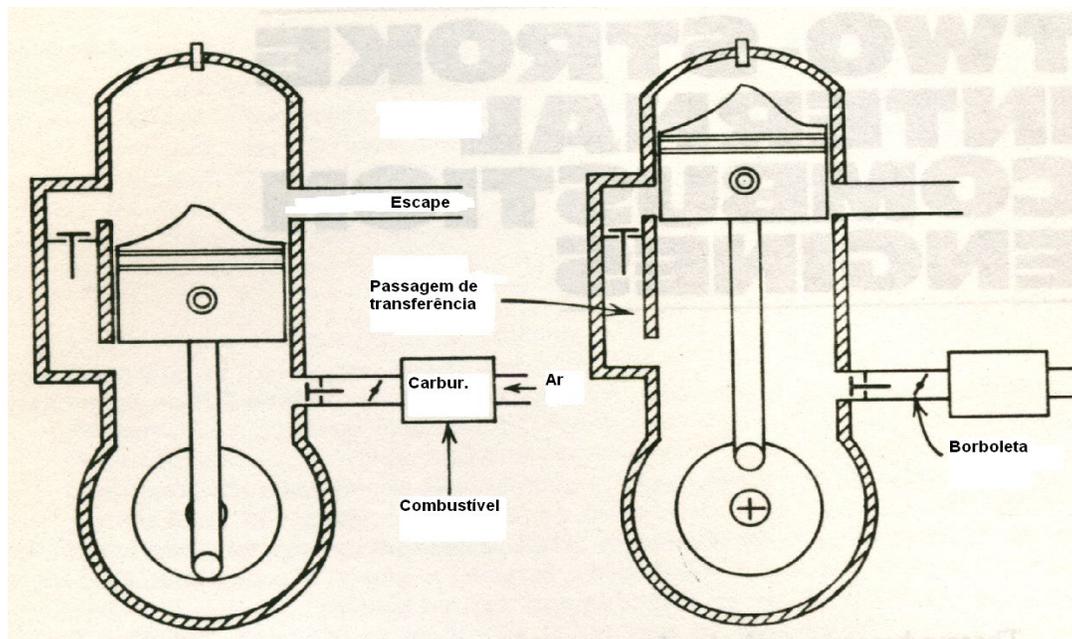
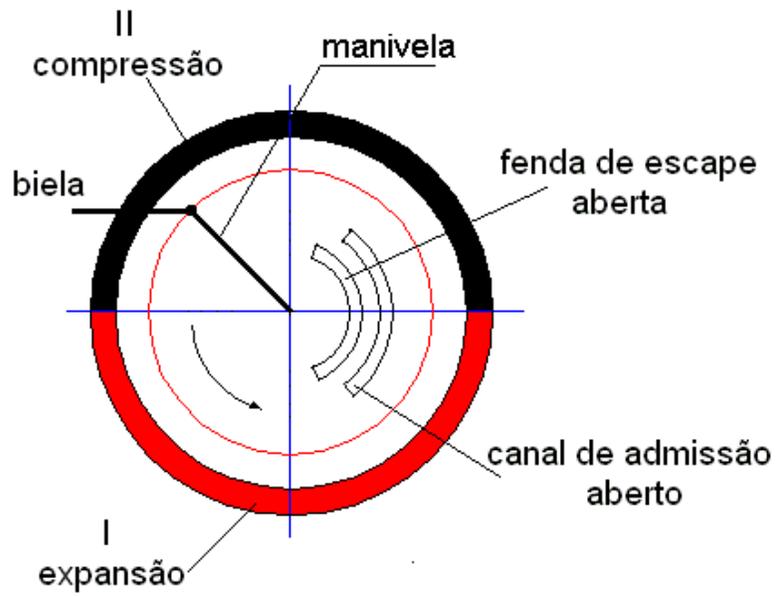


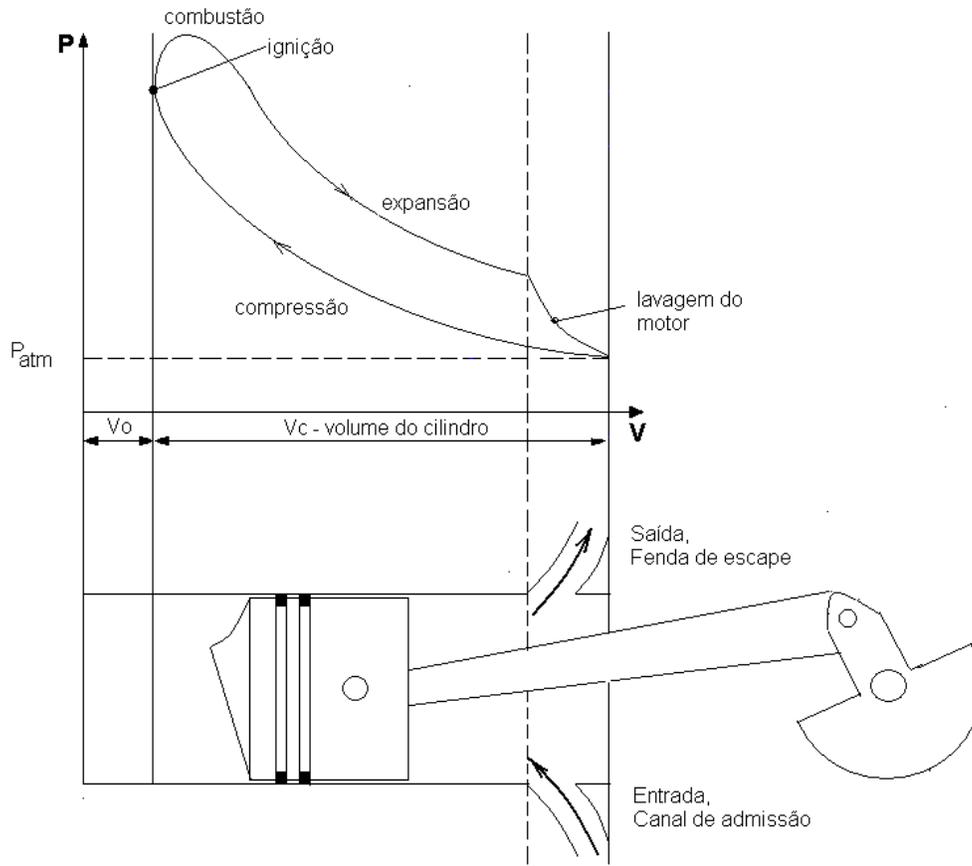
Figura 14 Esquema do motor de dois tempos

Tabela 6 Funcionamento de um motor à dois tempos

Tempo	Movimento do êmbolo	Processo no cilindro	Processo na caixa de manivela	Fendas
I	PMS->PMI	Expansão da mistura queimada ou do gás de escape Expansão do gás de escape em direcção do escape e admissão do ar ou da mistura no cilindro	Compressão prévia do ar ou da mistura até (0,15...0,3) bar	Fenda de aspiração ou fenda de entrada é fechada no início da expansão
II	PMI->PMS	Compressão do ar ou da mistura Ignição ou injeção do combustível antes do PMS	Formação de vácuo Aspiração do ar ou da mistura	Canal de admissão é fechado no início do processo de compressão, depois também a fenda de escape. Fenda de entrada é aberta no fim, do curso do êmbolo



**Figura 15 Diagrama real circular do motor à dois tempos**



**Figura 16 Diagrama indicador do motor à dois tempos**

## 6. Tempos de regulação

A tabela que a seguir se apresenta contém os valores habituais para os tempos de regulação em graus do ângulo da manivela. Estes tempos significam os graus que antecedem ou que sucedem a abertura e o fecho das válvulas de admissão e escape ou as fendas e canais, tratando-se de motores que funcionam a dois tempos.

Existem também na Tabela 7 alguns tempos de regulação que se referem ao período em que salta a faísca ou injecta-se o combustível na câmara de combustão e a respectiva duração da injeção.

**Tabela 7 Ângulos de regulação dos motores**

Válvula ou orifícios		Motor Diesel		Motor Otto	
		4 - tempos	2 - tempos	4 - tempos	2 - tempos
Canal de admissão ou válvula de admissão	Abre-se	10 ... 30 antes do PMS	40 ... 50 antes do PMI	10 ... 15 antes do PMS	50 ... 60 antes do PMS
	Fecha-se	25 ... 40 depois do PMI	40 ... 50 depois do PMI	40 ... 60 depois do PMI	50 ... 60 depois do PMI
Orifício de saída ou válvula de admissão	Abre-se	30 ... 70 antes do PMI	70 ... 85 antes do PMI	40 ... 50 antes do PMI	60 ... 65 antes do PMI
	Fecha-se	10 ... 30 depois do PMS	70 ... 85 depois do PMI	5 ... 20 depois do PMS	60 ... 65 depois do PMI
Ignição ou início da injeção do combustível		15 ... 35 antes do PMS		25 ... 50 antes do PMS	
Duração da injeção		20 ... 40			

Quando o motor é projectado para funcionar com velocidades do êmbolo superiores às normais as válvulas ou orifício têm que abrir mais cedo e fechar mais tarde.

## 7. Métodos de lavagem dos Motores

A lavagem do motor é o processo de troca do gás de escape por uma mistura fresca, no motor Otto e por ar no caso do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

Para os motores de quatro tempos a lavagem do motor faz-se sem nenhuma dificuldade, pois eles têm um funcionamento peculiar que os confere tempo suficiente para a lavagem, por isso a combustão nos motores de 4 tempos é mais completa que nos de 2 para motores com as mesmas características técnicas. Na composição do gás de escape reflecte-se o comportamento de cada motor. O gás de escape dos motores de dois tempos tem mais componentes tóxicos que os de quatro tempos devido a queima de óleo durante a combustão daqueles.

A lavagem do motor de quatro tempos opera-se por meio do mecanismo de troca de gases (distribuição) enquanto que para a lavagem de motores de dois tempos existem três métodos principais:

### **7.1. Lavagem transversal**

É um método instável pois existe sempre o perigo da mistura fresca, atravessar directamente da entrada para a saída sem realizar nenhum trabalho no interior do cilindro, daí recomendar-se sempre:

- um êmbolo com nariz, apesar desta construção não ser favorável a um bom processo de combustão
- que os orifícios de entrada estejam sempre inclinados para cima.

O esquema a seguir mostra o cilindro em um corte lateral para visualizar os componentes internos. Pode-se ver o pistão no ponto mais baixo de seu curso, descobrindo as portas de admissão e exaustão, a mistura ar-combustível entrando pela porta de admissão de um lado do cilindro e os gases de exaustão saindo pela porta de exaustão do lado oposto. Além disso, há um deflector no topo do pistão para ajudar a direccionar a carga que entra para cima, evitando que a nova carga saia directamente pela porta de exaustão. As trajectórias de fluxo da carga e dos gases de exaustão são indicadas por setas.

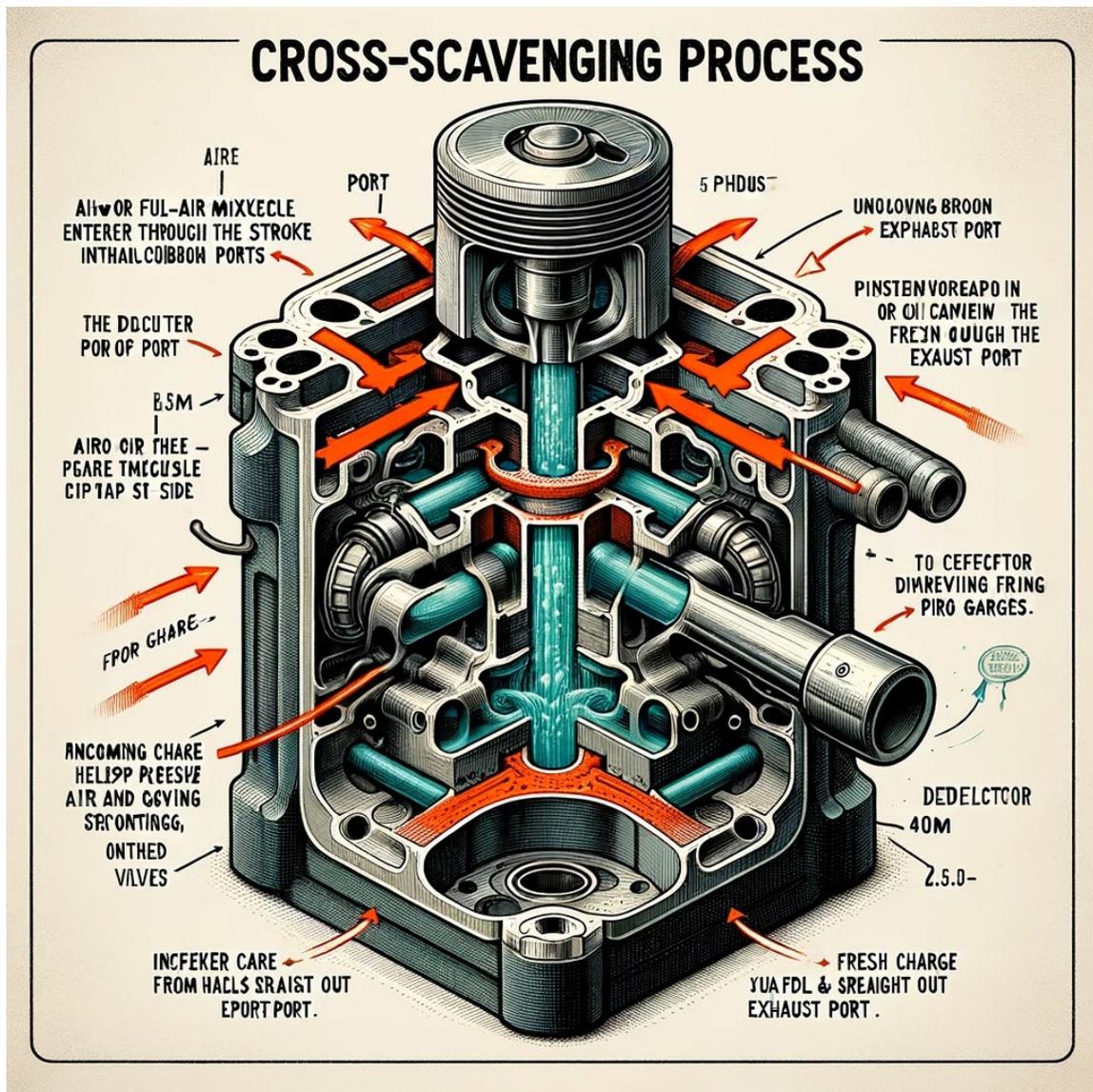


Figura 17 Esquema da lavagem transversal do cilindro OpenAI. (2024). ChatGPT (4) [Large language model]. <https://chat.openai.com>

## 7.2. Lavagem por inversão

Pelo método de MAN os orifícios de escape (janelas) abrem-se antes dos de admissão, assim dentro do cilindro provoca-se uma circulação que resulta numa corrente estável. Do ponto de vista construtivo esta disposição das janelas requer uma grande altura do cilindro visto os orifícios de escape encontrarem-se acima dos de admissão.

Apresenta-se em seguida um esquema ilustrativo do processo de lavagem uniflow utilizado nos motores dois tempos da MAN B&W. Este processo envolve a entrada de ar fresco pelos portos de admissão situados na parte inferior do cilindro, com o ar sendo direccionado para cima, e a saída dos gases de exaustão através de uma válvula de escape no topo da cabeça do cilindro. Um turbocompressor ou compressor é frequentemente utilizado para forçar a entrada do ar fresco no cilindro.

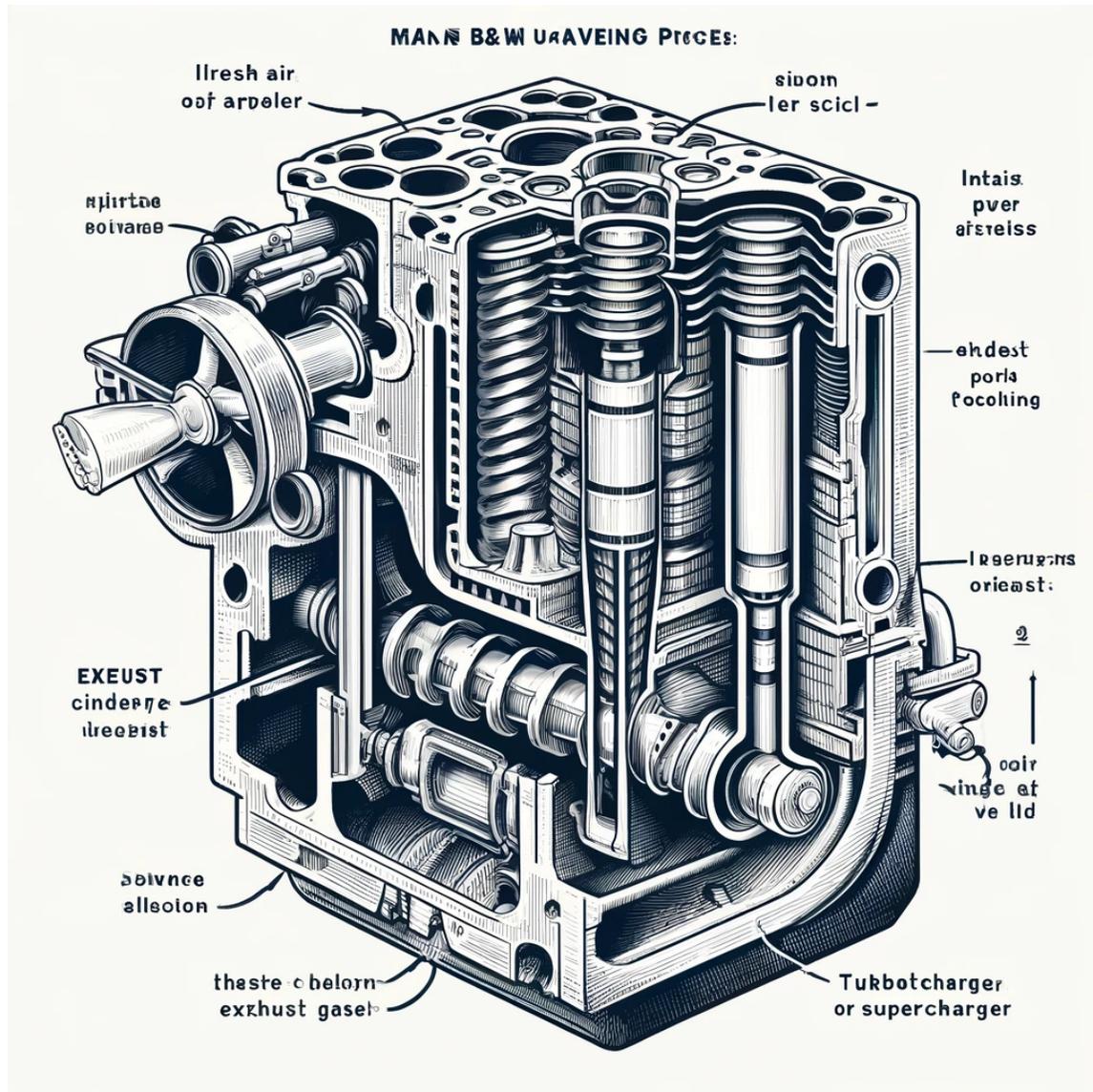


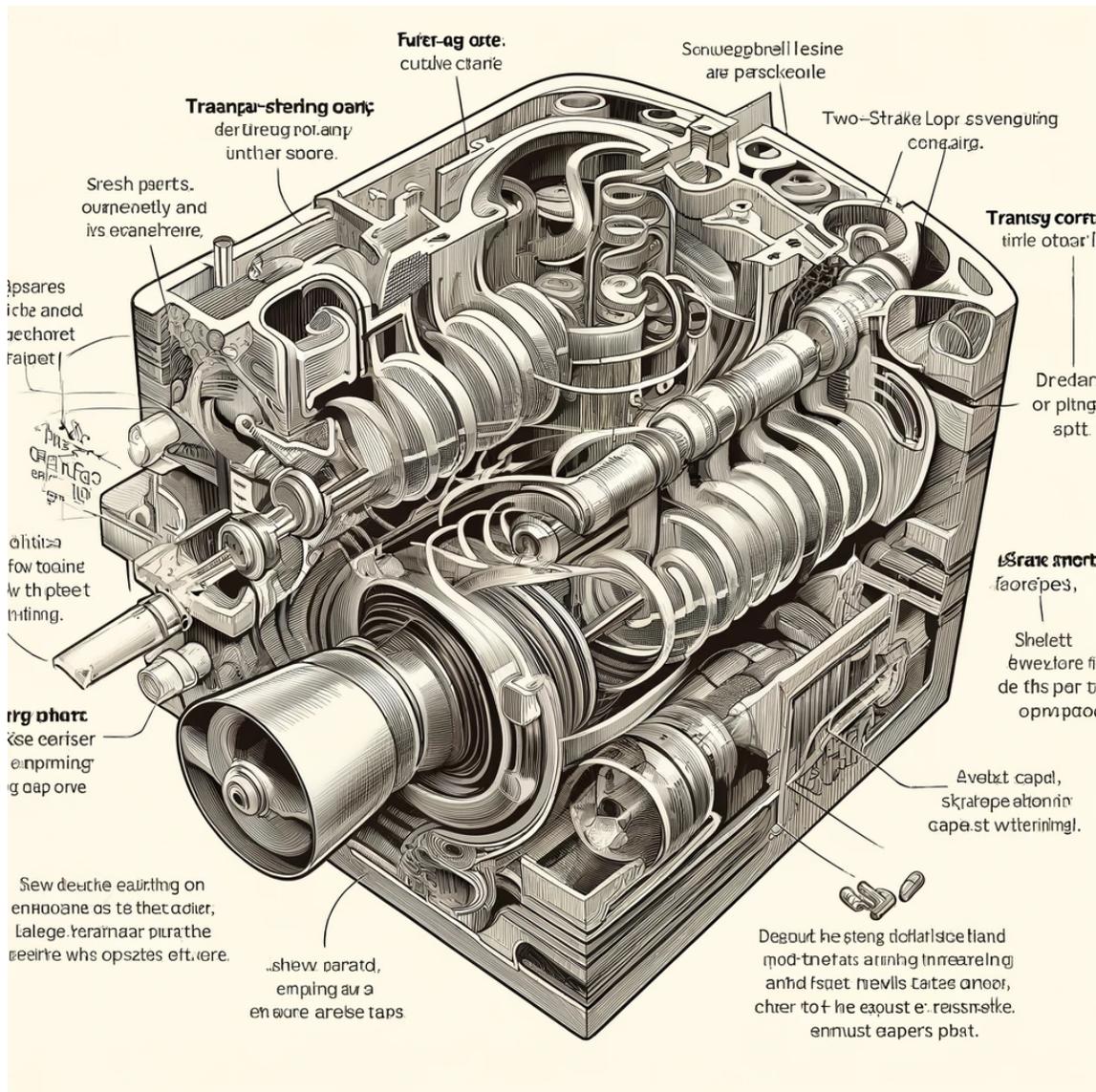
Figura 18 Esquema da lavagem pelo método MAN OpenAI.

(2024). ChatGPT (4) [Large language

model].<https://chat.openai.com>

O sistema de Schnuerle consiste em os orifícios de admissão encontrarem-se ao mesmo nível que os de escape. A altura dos orifícios de escape é maior que a dos de admissão, com vista a garantir uma corrente estável.

O efeito do sistema MAN é melhor que o deste, apesar da altura do cilindro por este método se tornar menor visto a disposição das janelas se encontrar ao mesmo nível.



**Figura 19** Esquema da lavagem pelo método Schnuerle OpenAI. (2024). ChatGPT (4)[Large language model].<https://chat.openai.com>

Este é um esquema ilustrativo do processo de lavagem pelo método Schnuerle, que é um sistema de lavagem por laço utilizado em motores de dois tempos. Este sistema promove um padrão de fluxo eficiente para limpar os gases de exaustão do cilindro e introduzir uma nova carga de mistura ar-combustível.

### **7.3. Lavagem em corrente contínua**

Por este método a corrente dos gases é axial embora sofra uma pequena torção. O efeito deste tipo de lavagem é muito bom, mas é de construção mais complexa devido a válvula ou êmbolo de regulação, daí tornar-se cara relativamente às outras construções.

A altura do cilindro pode ser pequena porque as aberturas de admissão são de pequenas dimensões.

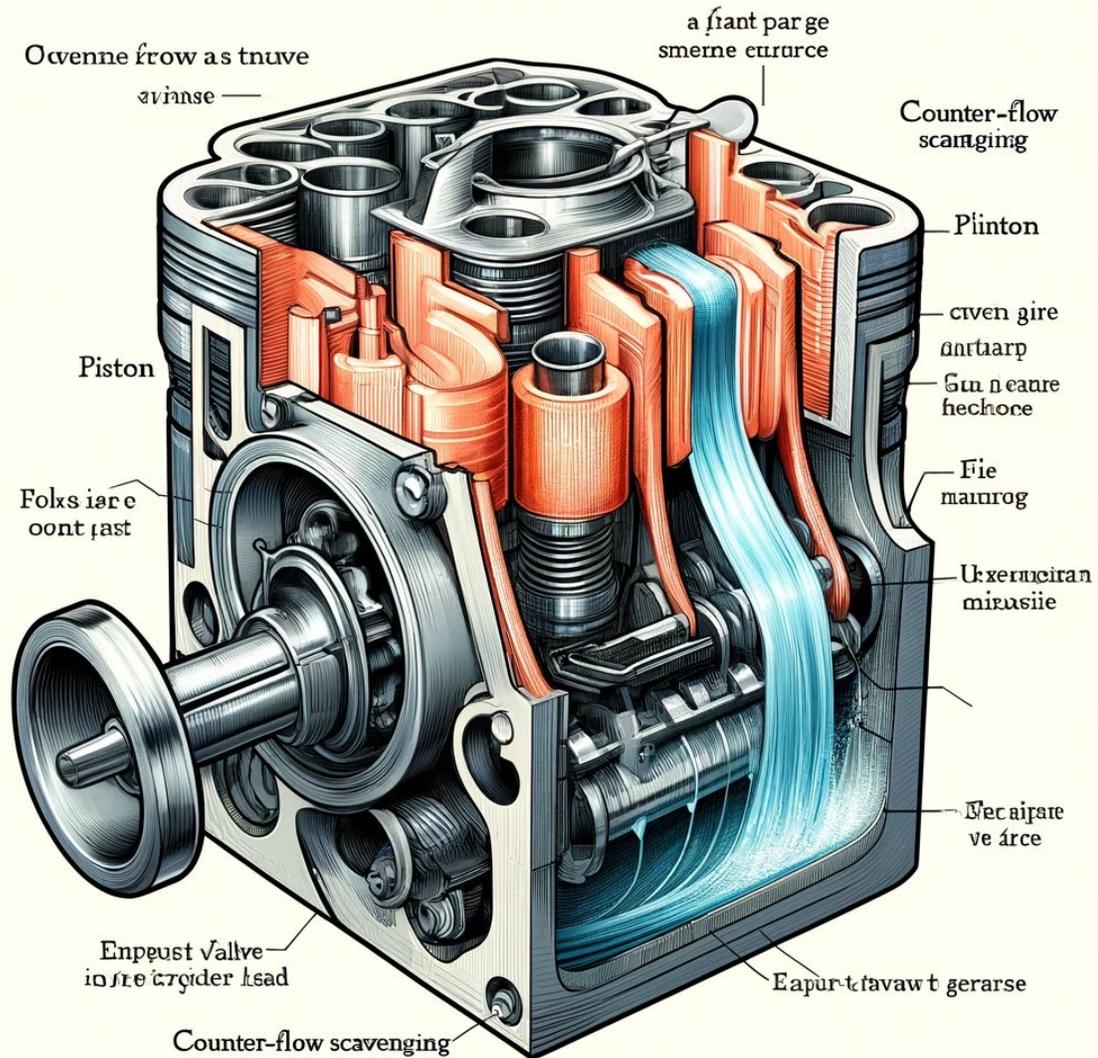


Figura 20 Lavagem em contra-corrente com válvula à cabeça

## 8. Processos de Comparação ou Ciclos Teóricos

O objectivo dos motores de combustão é o de transformar a maior quantidade de calor possível em energia mecânica. Com o objectivo de avaliar a qualidade desta transformação criaram-se diferentes processos de comparação ou ciclos teóricos.

Os processos de comparação ou ciclos teóricos dos motores de combustão interna, são ciclos termodinâmicos através dos quais se pode comparar processos dos motores

perfeitos que funcionam com gases reais com processos em motores que realmente existem.

Por meio dos ciclos teóricos pode-se determinar grandezas como rendimentos térmicos e outras que seriam teoricamente possíveis e compara-las com grandezas reais. Por outro lado, os ciclos teóricos podem servir de base para o projecto de um novo motor.

Um motor perfeito pressupõe que:

- a geometria dele corresponda a do motor real.
- durante o processo de admissão não sobre no interior do cilindro nenhum gás remanescente.
- a relação entre o gás combustível e o ar durante a combustão permaneça constante.
- a combustão seja perfeita
- a combustão quanto à forma e a velocidade da chama ocorra de acordo com a teoria.
- as paredes do cilindro sejam adiabáticas, isto é não se deixem atravessar pelo calor.
- não haja perdas mecânicas nem de fluxo (perdas hidráulicas)

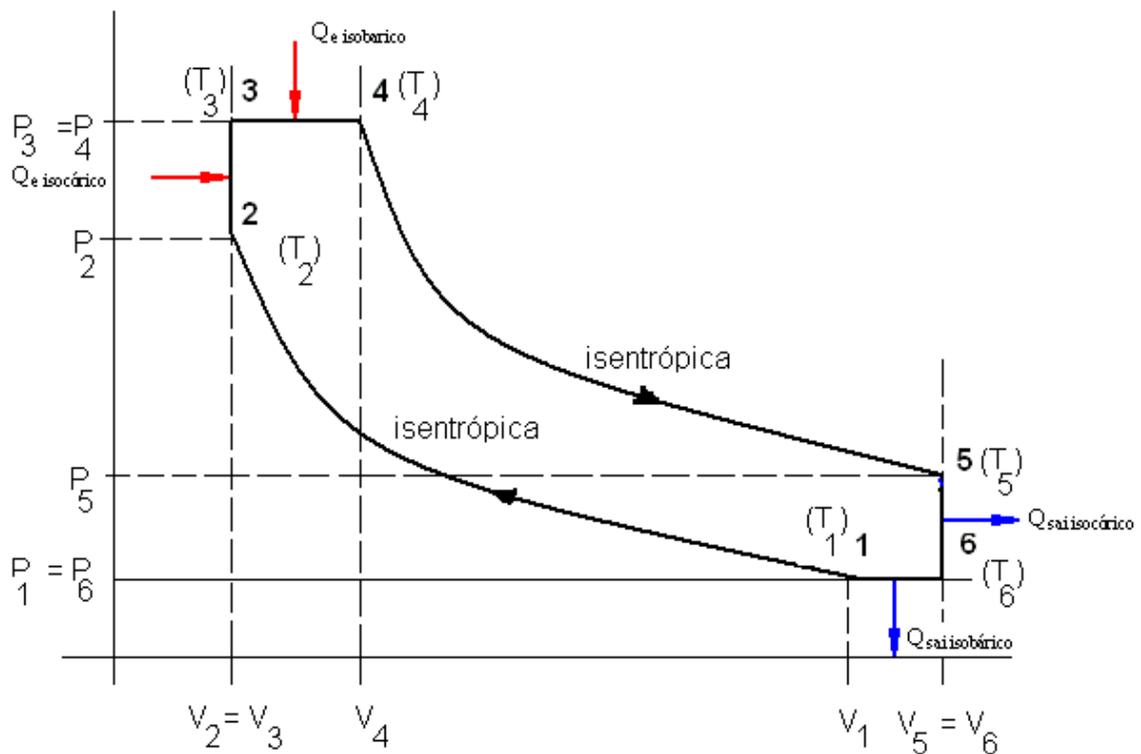
## **8.1. Processo geral de comparação**

Este processo é válido para:

- gases reais
- um enchimento perfeito do cilindro com mistura ou gás sob condições de aspiração
- compressão e expansão isentrópicas
- combustão que se dá a uma velocidade infinitamente grande e sem troca de calor com o ambiente.
- combustão completa com produtos na forma de dióxido de carbono, água e nitrogénio na forma de gás inerte.
- troca de gases feita sem perdas de corrente.
- motores de dois e quatro tempos.

### 8.1.1. Diagrama P-V do processo geral de comparação.

- 1 – 2 compressão isentrópica
- 2 – 3 admissão de calor isocórica
- 3 – 4 admissão de calor isobárica
- 4 – 5 expansão isentrópica
- 5 – 6 libertação de calor isocórica
- 6 – 7 libertação de calor isobárica



**Figura 21 Diagrama do processo geral de comparação**

Do processo indicado no diagrama pode-se deduzir as seguintes relações, todas maiores que a unidade.

Relação de compressão:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_3} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_6}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} \quad (8.1)$$

Relação de aumento da pressão

$$\psi = \frac{P_3}{P_1} = \frac{P_4}{P_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (8.2)$$

Relação de injeção ou relação de combustão a pressão constante

$$\varphi = \frac{V_4}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3} \quad (8.3)$$

Relação de expansão

$$\delta = \frac{V_5}{V_4} = \frac{V_6}{V_4} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{T_4}{T_5}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (8.4)$$

Relação da pressão final

$$\sigma = \frac{P_5}{P_6} = \frac{T_5}{T_6} \quad (8.5)$$

para além das relações atrás apresentadas é válida a seguinte:

$$\frac{\psi}{\sigma} = \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^k \quad (8.6)$$

Este processo geral de comparação, bem como todos os outros processos de comparação, só é aplicável a motores perfeitos. Sendo assim pode-se escrever que o rendimento perfeito é a relação entre a energia mecânica e a energia química do combustível.

$$\eta_{per} = \frac{Q_e - Q_s}{Q_e} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} < 1 \quad (8.7)$$

Onde:

$Q_e$ - Calor fornecido

$Q_s$  – Calor retirado

$$Q_e = Q_{e,v} + Q_{e,p} = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) \quad (8.8)$$

$$Q_s = Q_{s,v} + Q_{s,p} = c_v(T_5 - T_6) + c_p(T_6 - T_1) \quad (8.9)$$

$$\text{Como } k = \frac{c_p}{c_v} \quad (8.10)$$

Então:

$$\eta_{per} = \frac{c_v(T_5 - T_6) + k \cdot c_v(T_6 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + k \cdot c_v(T_4 - T_3)} \quad (8.11)$$

$$\eta_{per} = \frac{(T_5 - T_6) + k \cdot (T_6 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k \cdot (T_4 - T_3)} \quad (8.12)$$

Dividindo tudo por  $T_1$  obtém-se:

$$\eta_{per} = \frac{\left(\frac{T_5}{T_1} - \frac{T_6}{T_1}\right) + k \cdot \left(\frac{T_6}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right) + k \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_3}{T_1}\right)} \quad (8.13)$$

As razões entre as temperaturas podem ser expressas através das relações apresentadas nas Equações 8.1 a 8.5.

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{k-1} \quad (8.14)$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \psi \cdot \varepsilon^{k-1} \quad (8.15)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \varphi \cdot \psi \cdot \varepsilon^{k-1} \quad (8.16)$$

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{\varphi \cdot \psi}{\delta^{k-1}} \cdot \varepsilon^{k-1} \quad (8.17)$$

$$\frac{T_6}{T_1} = \frac{\varphi \cdot \psi}{\sigma \cdot \delta^{k-1}} \cdot \varepsilon^{k-1} \quad (8.18)$$

e chegar-se a:

$$\eta_{per} = 1 - \frac{\frac{\varphi \cdot \psi}{\sigma} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{k-1} \cdot (\sigma + k + 1) - k}{(\psi - 1) + k \cdot \psi \cdot (\varphi - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (8.19)$$

ou

$$\eta_{per} = 1 - \frac{\varphi \cdot \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right) \cdot (\sigma + k + 1) - k}{(\psi - 1) + k \cdot \psi \cdot (\varphi - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (8.20)$$

Outra relação de importância para os cálculos é a pressão média do motor perfeito, ela é a relação entre o trabalho útil por ciclo e o volume do cilindro e é dada pela seguinte expressão:

$$P_{mp} = \frac{Q_e - Q_s}{V_c} = \frac{W_t}{V_c} \quad (8.21)$$

A Equação 8.21 pode ser reescrita do seguinte modo:

$$P_{mp} = \frac{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) - c_v (T_5 - T_6) - c_p (T_6 - T_1)}{V_6 - V_2} \quad (8.22)$$

Sabendo-se que a constante universal dos gases perfeitos é a diferença entre o calor específico a pressão constante e a volume constante pode-se escrever:

$$\frac{P_{mp}}{P_1} = \varepsilon \cdot \frac{\varepsilon^{k-1} \left[ (\psi - 1) + k \cdot \psi(\varphi - 1) - \frac{\varphi \cdot \psi}{\sigma \cdot \delta^{k-1}} (\sigma + k + 1) \right] + k}{(k - 1) \cdot (\delta \cdot \varphi - 1)} \quad (8.23)$$

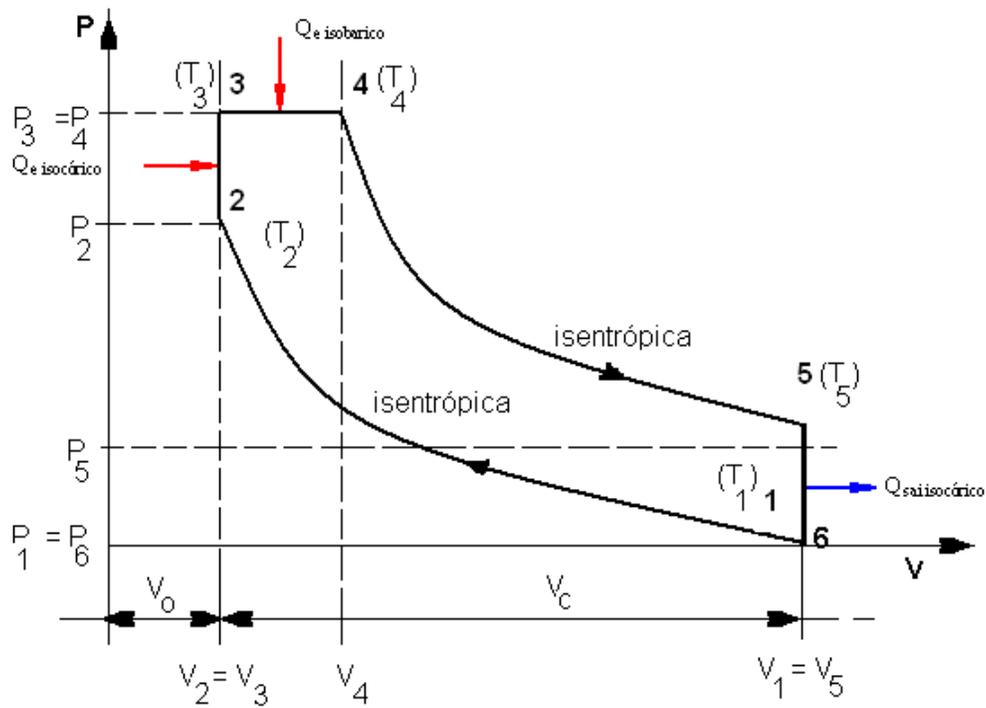
$$\frac{P_{mp}}{P_1} = \varepsilon^k \cdot \frac{(\psi - 1) + k \cdot \psi(\varphi - 1)}{(k - 1) \cdot (\delta \cdot \varphi - 1)} \cdot \eta_{per} \quad (8.24)$$

Das equações deduzidas neste subcapítulo pode-se concluir que um elevado rendimento perfeito traduz uma boa utilização do combustível e um grande valor da pressão média do motor perfeito é sinónimo de uma boa utilização do volume do cilindro.

## 8.2. Processo de comparação de Seiliger

O processo geral de comparação é muito exacto, mas complicado, por isso, existem outros processos de comparação mais simples. Os motores Diesel modernos funcionam aproximadamente segundo o ciclo de Seiliger. Este ciclo pode também ser usado para motores que funcionam segundo o ciclo Otto.

A admissão de calor é primeiramente isocórica e depois isobárica. A rejeição de calor é isobárica. A compressão e a expansão são isentrópicas. Deste modo, segundo o diagrama do processo geral de comparação o ponto 6 coincide com ponto 1.



**Figura 22 Diagrama P-V do processo de comparação de Seiliger**

Apresenta-se em seguida as relações deduzidas do ciclo geral de comparação para o ciclo de Seiliger.

$$V_1 = V_o + V_c \quad (8.25)$$

Onde:

$V_o$  – espaço morto

$V_c$  – volume de cilindro (cilindrada)

$\psi > 1, \varphi > 1$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_o + V_c}{V_o} = 1 + \frac{V_c}{V_o} \quad (8.26)$$

$$\eta_{per,s} = 1 - \frac{\varphi \cdot \psi \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{k-1} - 1}{(\psi - 1) + K \cdot \psi \cdot (\varphi - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (8.27)$$

$$\varepsilon = \delta \cdot \varphi \quad (8.28)$$

$$\eta_{per,s} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\psi \cdot \varphi^K - 1}{\psi - 1 + K \cdot \psi(\varphi - 1)} \quad (8.29)$$

$$\eta_{per,s} = f(\varepsilon, K, \psi, \varphi)$$

A pressão média perfeita é:

$$\frac{P_{mp_s}}{P_1} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\varepsilon^{k-1} \left[ (k-1) + k \cdot \psi(\varphi - 1) - \frac{\varphi \cdot \psi}{\delta^{k-1}} \right] + 1}{(k-1) \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (8.30)$$

O rendimento perfeito cresce com o aumento de “ $\varepsilon$ ” e “ $\psi$ ” e diminui com o aumento de “ $\varphi$ ” porque a temperatura do cilindro aumenta e o gás fresco aquece também.

### 8.3. Processo de comparação de Otto

O ciclo de Otto é o ciclo ideal para motores a gasolina. O nome advém de Nikolaus A. Otto, que construiu com êxito um motor a quatro tempos na Alemanha em 1876, utilizando um ciclo proposto pelo francês Beau de Rochas em 1862.

Este ciclo é válido para motores que funcionam ignição de centelha ou motores a carburador.

A outra designação que se dá ao ciclo Otto é a de ciclo isocórico ou ciclo isovolumétrico, isto devido a forma como se faz a admissão de calor.

A admissão e rejeição de calor são processos isocóricos, isto é, realizam-se a volume constante enquanto a compressão e a expansão são processos isentrópicos.

Os pontos 4 e 6 do diagrama geral de comparação são os pontos 3 e 1 do ciclo de Otto.

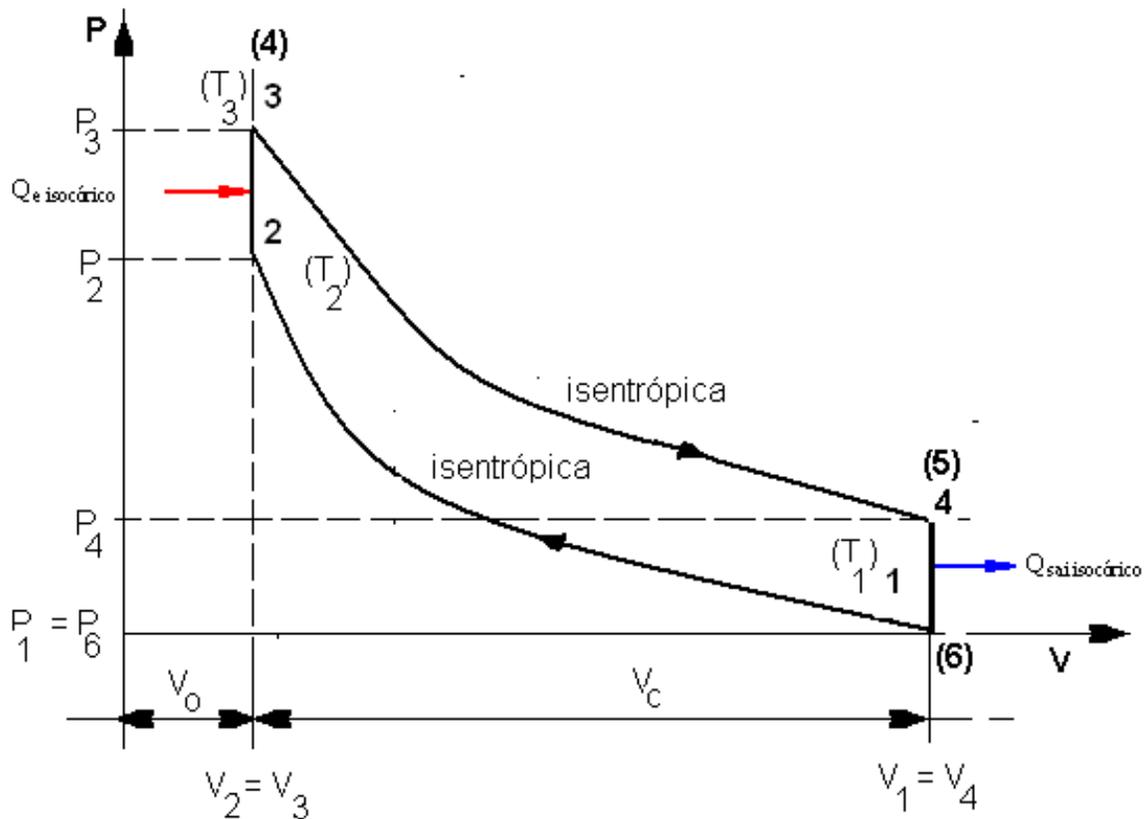


Figura 23 P-V do processo de comparação de Otto

Para o Ciclo Otto são utilizadas as seguintes relações:

$$\varphi = 1, \psi > 1 \quad (8.31)$$

$$\varepsilon = \delta \quad (8.32)$$

$$\psi = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_5}{P_6} = \frac{P_5}{P_1} \quad (8.33)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_6}{V_4} \quad (8.34)$$

$$V_1 = V_6 \quad (8.35)$$

$$V_4 = V_2 \quad (8.36)$$

Da Equação 8.18 obtém-se:

$$\eta_{per,O} = 1 - \frac{\psi \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{k-1} - 1}{(\psi - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (8.37)$$

Atendendo ao facto de  $\varepsilon = \delta$  da Equação 8.37 pode-se escrever:

$$\eta_{per,O} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (8.38)$$

$$\eta_{per,O} = f(\varepsilon, k) \quad (8.39)$$

com a Equação 8.23 pode-se chegar a:

$$\frac{P_{mp,O}}{P_1} = \varepsilon \cdot \frac{\varepsilon^{k-1} \left[ (\psi - 1) - \frac{\psi}{\delta^{k-1}} \right] + 1}{(k - 1) \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (8.40)$$

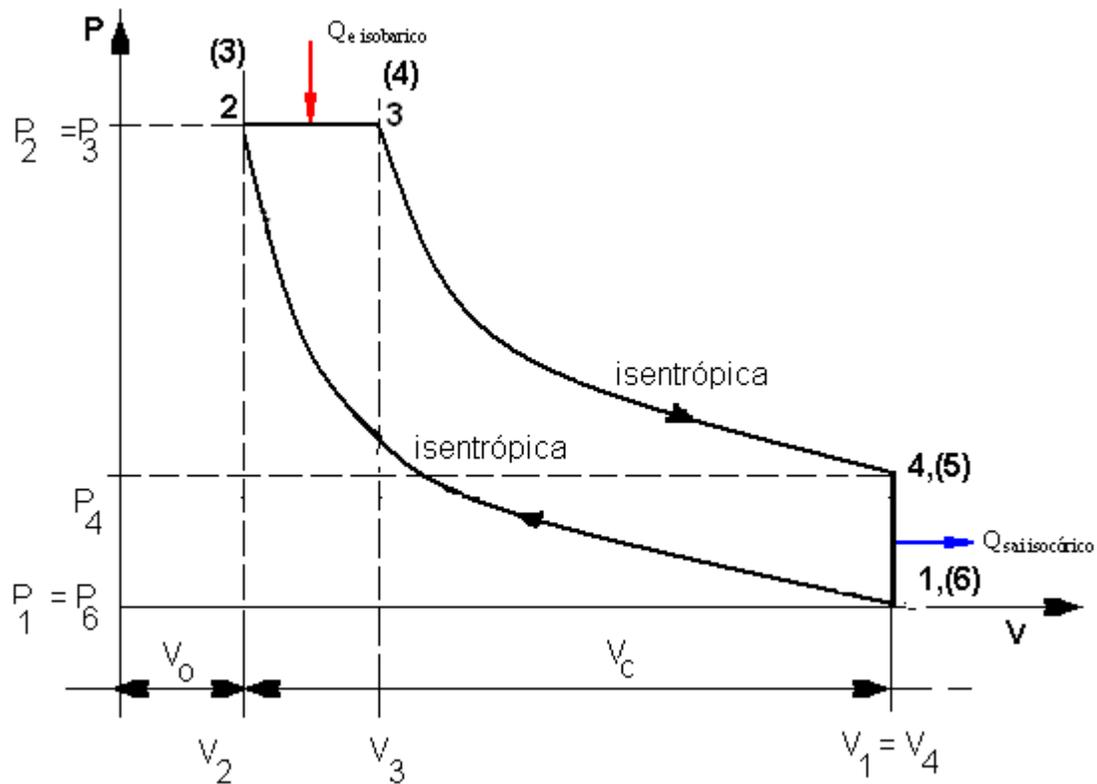
O rendimento perfeito do ciclo de Otto não depende da carga do motor

#### 8.4. Processo de Comparação de Diesel

O ciclo de Diesel é o ciclo ideal para motores que funcionam por ignição por compressão (IC) alternativos. O motor IC proposto por Rudolph Diesel nos anos de 1890, é muito similar ao proposto pelo Nikolaus A. Otto diferindo essencialmente no método de iniciação da combustão.

O processo de injeção de combustível nos motores Diesel inicia-se quando o êmbolo se aproxima do PMS e continua durante a primeira parte do curso de expansão. Assim o processo de combustão neste tipo de motores ocorre durante um intervalo maior que nos motores que funcionam segundo o ciclo Otto. Devido a isto o processo de combustão no ciclo de Diesel aproxima-se a um processo de adição de calor a pressão constante. Este é o único processo em que os ciclos Diesel e Otto diferem.

Este ciclo também é chamado ciclo de Isopressão ou ciclo Isobárico devida a admissão de calor se fazer a pressão constante.



**Figura 24 P-V do processo de comparação de Diesel**

Segundo o diagrama do processo geral, o Ponto 3 daquele coincide com o Ponto 2 do Diesel e o ponto 6 com o ponto 1.

$$\varphi > 1, \psi = 1 \tag{8.41}$$

$$\psi = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_2} = 1 \tag{8.42}$$

$$\eta_{per,d} = 1 - \frac{\varphi \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{k-1} - 1}{k \cdot (\varphi - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \tag{8.43}$$

$$\varepsilon = \delta \cdot \varphi \tag{8.44}$$

$$\sigma = \varphi^k \tag{8.45}$$

$$\eta_{per,d} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\varphi^k - 1}{k \cdot (\varphi - 1)} \quad (8.46)$$

$$\eta_{per,d} = f(\varepsilon, k, \varphi) \quad (8.47)$$

$$\frac{P_{mp,d_s}}{P_1} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\varepsilon^{k-1} \left[ k \cdot (\varphi - 1) - \frac{\varphi}{\delta^{k-1}} \right] + 1}{(k-1) \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (8.48)$$

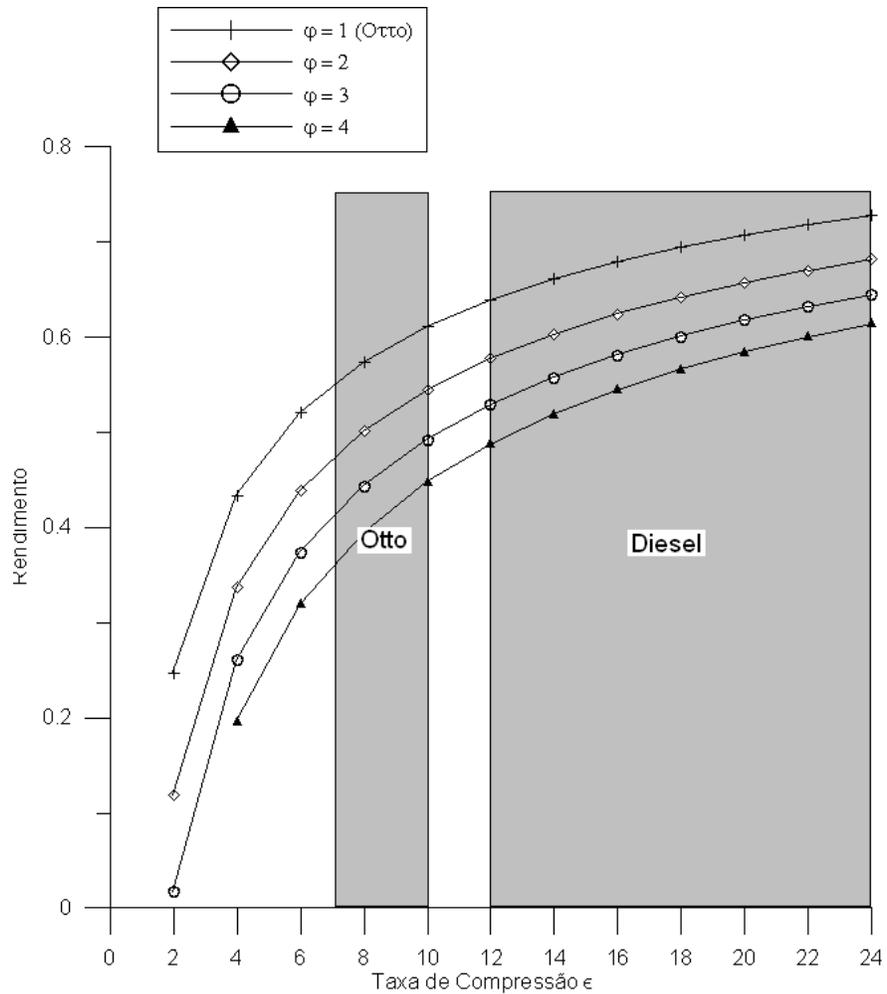
Da Equação 8.46 pode-se notar que o rendimento é inversamente proporcional a relação de injeção ou de Isopressão, o que significa que com o aumento a carga do motor tem-se uma diminuição do rendimento.

Olhando atentamente para a Equação 8.46, consegue notar-se que o rendimento Diesel

difere do Otto pela relação  $\frac{\varphi^k - 1}{k \cdot (\varphi - 1)}$  que é sempre superior que a unidade, portanto:

$$\eta_{per,O} > \eta_{per,d} \quad (8.49)$$

quando ambos os ciclos funcionam com a mesma taxa de compressão. A medida que a relação de combustão a pressão constante diminui, o rendimento do ciclo diesel aumenta como se pode ver na Figura 25 até ao limite de  $\varphi = 1$  e aí os rendimentos de ambos os ciclos tornam-se iguais.



**Figura 25 Rendimentos térmicos de um ciclo a Diesel ideal em função da taxa de compressão e da relação de injeção**

Recorde-se que os motores diesel funcionam com taxas de compressão muito superiores aos que funcionam segundo o ciclo Otto, sendo mais eficientes que estes últimos. Os motores Diesel queimam o combustível de uma forma mais completa, visto que geralmente funcionam a velocidades inferiores que os a gasolina. Os rendimentos térmicos de motores de grandes dimensões encontram-se entre os 35 e os 40%, o que significa que a transformação da energia química do combustível, nos motores que funcionam segundo o ciclo Diesel faz-se de melhor forma que nos do ciclo Otto.

## 9. Equação da Energia

Para se fazer um modelo analítico de combustão em motores de combustão interna é usual dividir-se o motor em três volumes de controle bem distintos a saber: colector de admissão, cilindro e colector de escape que se encontram interligados entre si.

O cilindro como volume de controle é o mais complexo de se descrever analiticamente pois nele encontram-se envolvidos muitos processos tais como: de transferência de massa pelas válvulas de e para o cilindro, de injeção de combustível, de transferência de calor do gás para o êmbolo, válvulas e cabeça. O calor cedido pela combustão do combustível e o trabalho cedido pelo movimento do êmbolo também são factores a serem considerados. Uma aproximação da descrição analítica destes fenómenos faz-se através da equação da energia, que também pode ser usada para outros volumes de controle, os colectores, sendo para isso necessário tornar zero os termos impróprios.

A equação da energia para um sistema termodinâmico aberto, sem contar com os termos de energia potencial, pode ser escrita como:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dH_{oj}}{dt} \quad (9.1)$$

onde  $j$  representa os diferentes volumes de controle

ou

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} \quad (9.2)$$

onde:

$sf$  - são superfícies com diferentes taxas de troca de calor

$h_{oj}$  - é a entalpia específica da massa que entra ou sai do sistema

Expressando a energia do ar e dos produtos de combustão por valores absolutos, não é necessário incluir o calor da combustão como termo separado desde que seja incluído nos termos de energia acima.

Diferenciando a parte esquerda da Equação 9.2 obtém-se:

$$m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} \quad (9.3)$$

A energia interna do gás no cilindro será função da posição e de valores locais da pressão, temperatura e taxa de ar/combustível. A maior simplificação assumida acontece neste estágio a saber o conteúdo do volume de controle é homogéneo, isto é, ele é uniforme no espaço. Esta pode ser uma suposição razoável para os colectores e cilindro durante o tempo de compressão, mas, obviamente, não é certa durante o período de combustão. Se os efeitos da dissociação química forem desprezados, a energia interna reduz-se a uma função só da temperatura e da taxa de ar/combustível (ou equivalente). Daí  $u = u(T, \phi)$  e o primeiro termo da Equação 9.3 fica:

$$m \frac{du}{dt} = m \left[ \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] \quad (9.4)$$

a Equação 9.2 pode ser escrita como:

$$m \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + m \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} + u \frac{dm}{dt} = -\frac{mRT}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \cdot \frac{dm_j}{dt} \quad (9.5)$$

assumindo-se que se trata de um gás perfeito em que

$$PV = mRT \quad (9.6)$$

$$\frac{dT}{dt} = \left[ -\frac{RT}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \left( \sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} - u \frac{dm}{dt} \right) \frac{1}{m} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} \right] / \frac{\partial u}{\partial T} \quad (9.7)$$

Se a dissociação química não for desprezada ter-se-á uma equação mais complexa.

A Equação 9.3 é a forma básica da equação de energia que pode ser aplicada para cada volume de controle, junto com a seguinte equação de conservação de massa:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \quad (9.8)$$

Note-se que para cada volume instantâneo, de cada volume de controle, a massa pela Equação 9.8 e a temperatura da Equação 9.7 são conhecidas, daí a pressão pode ser calculada da lei dos gases perfeitos.

Para avaliar a Equação 9.7 é preciso conhecer vários termos do lado direito. A razão de troca do volume em função do tempo ( $dv/dt$ ) será zero para os colectores de admissão e escape. Para os cilindros ela pode ser calculada pela geometria dos êmbolos, árvore de manivela e biela.

Pode-se compor a expressão que modela a variação da massa no interior do cilindro em função do ângulo de rotação da cambota, considerando-se para tal a densidade e a razão combustível/ar constantes.

## 10. Potências e rendimentos

### 10.1. Cinemática do Motor

O deslocamento do êmbolo do PMS ao PMI em função do ângulo de rotação da árvore de manivela é dado por:

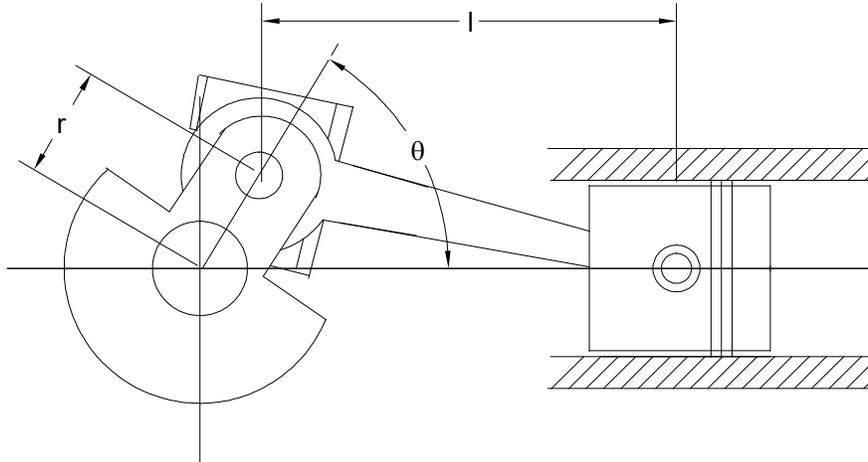
$$S = r + l - r \cdot \cos \theta - \sqrt{(l^2 - r^2 \cdot \text{sen}^2 \theta)} \quad (10.1)$$

Onde:

S - é o deslocamento

r - é o raio da árvore de manivela

$\theta$  - é o ângulo de rotação da árvore de manivela medido desde o PMS



**Figura 26** Esquema do mecanismo biela manivela

O volume aspirado pelo cilindro em função do ângulo de rotação da árvore de manivela é obtido de:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (10.2)$$

Onde:

D - é o diâmetro do cilindro

Substituindo a Equação 10.1 na 10.2 obtém-se:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left( r + l - r \cdot \cos \theta - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} \right) \quad (10.3)$$

O volume para intervalos pequenos de tempo dt calcula-se pela derivação da Equação 10.3 que resulta em:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left( r \cdot \sin \theta \frac{d\theta}{dt} - \frac{1}{2\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta}} \cdot 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \right) \quad (10.4)$$

De onde finalmente se obtém:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[ r \cdot \sin \theta \frac{d\theta}{dt} + (l^2 - r^2 \sin^2 \theta)^{-1/2} r^2 \sin \theta \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \right] \quad (10.5)$$

## 10.2. Parâmetros de desempenho do motor

Na posse dos dados relativos a variação de pressão, temperatura e massa no interior do cilindro, durante todo o ciclo termodinâmico, é possível caracterizar-se as condições de operação do motor, pelo cálculo dos seus parâmetros de desempenho. Assim, os parâmetros calculados são: a potência indicada, a potência de atrito, a potência efectiva e o consumo específico de combustível.

A potência térmica é o produto entre o fluxo mássico de combustível “B” e o poder calorífico inferior do mesmo “Q<sub>i</sub>”. Esta potência é a maior potência entre estas três já mencionadas.

A potência indicada é a potência total desenvolvida dentro dos cilindros e pode ser obtida através da soma das potências efectiva e de atrito, ambas à mesma velocidade angular e condições de ensaio.

A potência indicada que é desenvolvida no interior do ciclo, como resultado da combustão de mistura de ar e combustível também pode ser obtida por meio de pressão média indicada:

$$P_i = P_{mi} \cdot V_c \cdot n' = P_{mi} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n' \quad [kW] \quad (10.6)$$

Com:

$P_{mi}$  – Pressão média indicada [kPa]

$V_c$  - Volume do cilindro [m<sup>3</sup>]

$n'$  - Número de rotações da cambota [1/s]

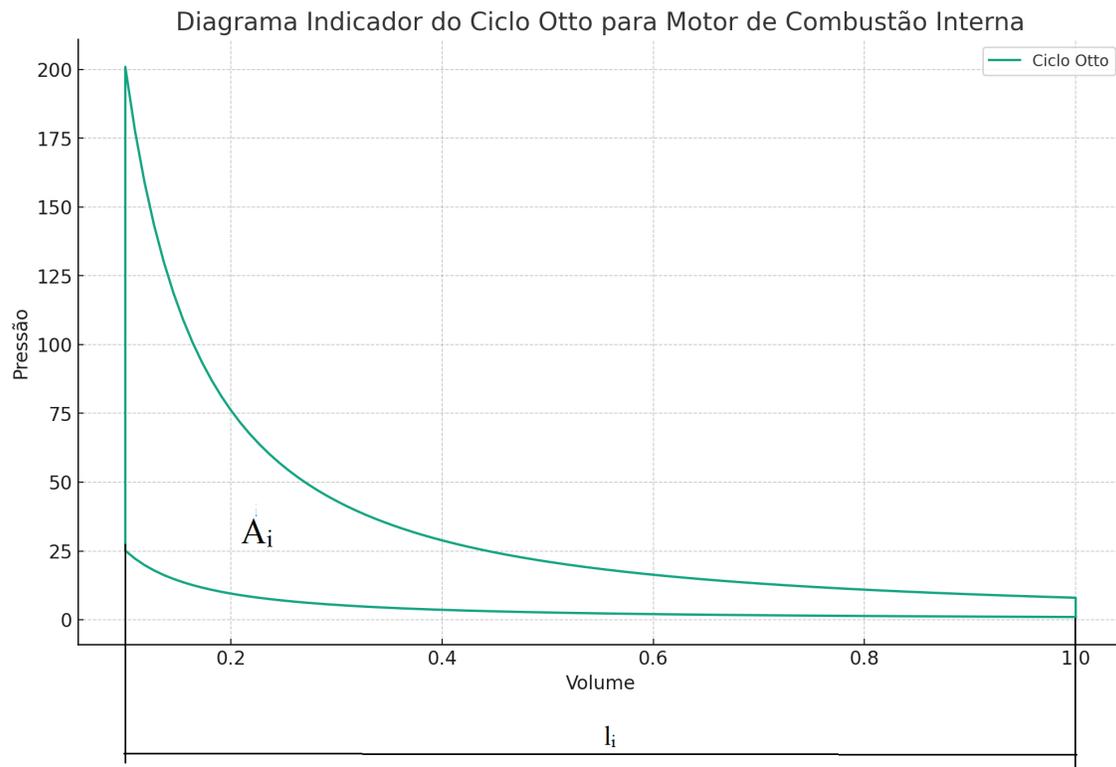
- para motores de 2 tem-se  $n' = n$
- para motores de 4 tempos  $n' = \frac{n}{2}$

### Pressão Média Indicada

O diagrama indicado de um motor, também conhecido como diagrama PV (Pressão-Volume), é um gráfico que representa a pressão dentro do cilindro de um motor de combustão interna em relação ao volume do cilindro ao longo de um ciclo de operação completo.

A área dentro do laço do diagrama PV corresponde ao trabalho líquido realizado em um ciclo. A diferença entre o trabalho de expansão (quando o motor realiza trabalho) e o trabalho de compressão (quando o motor consome trabalho) é o trabalho líquido produzido pelo motor.

Esse diagrama é obtido utilizando um instrumento chamado indicador, que pode ser mecânico ou electrónico. O diagrama fornece informações valiosas sobre o desempenho do motor, incluindo:



**Figura 27 Diagrama indicador de um motor**

Do diagrama indicador calcula-se a Pressão média indicada pela equação seguinte:

$$P_{mi} = \frac{A_i}{l_i \cdot f_i} \quad [kPa] \quad (10.7)$$

$f_i$  – é o coeficiente de escala do instrumento de medição [mm/kPa]

$A_i$  – área do diagrama [mm<sup>2</sup>]

$l_i$  – comprimento do diagrama [mm]

Os **instrumentos mecânicos** para medir a pressão indicada em motores de combustão interna são conhecidos como indicadores de pressão mecânicos ou manómetros indicadores. Eles foram muito usados antes do advento dos sistemas electrónicos. Um instrumento mecânico típico para esta função seria composto pelos seguintes elementos:

**Cilindro Indicador:** Um pequeno cilindro que contém um pistão livre para se mover com as variações de pressão no cilindro do motor.

**Mola Calibrada:** Uma mola de precisão que oferece resistência ao movimento do pistão no cilindro indicador. A deflexão do pistão contra a mola é proporcional à pressão dentro do cilindro do motor.

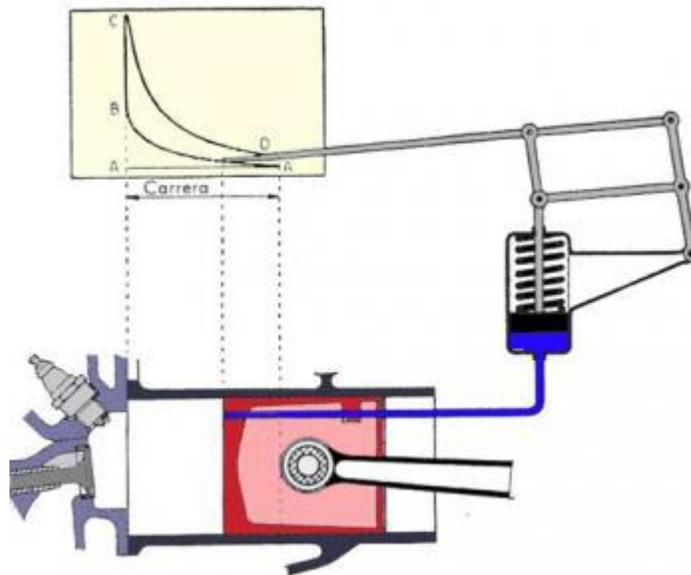
**Sistema de Alavanca ou Linkagem:** Um mecanismo que amplifica o movimento do pistão para que possa ser registrado mais facilmente. Isso era frequentemente necessário porque as deflexões reais do pistão podem ser muito pequenas.

**Papel Indicador ou Tambor Rotativo:** Um sistema para registrar a pressão, onde um tambor revestido com papel de gráfico é acoplado ao motor e se move sincronizado com o ciclo do motor. O papel é marcado por uma ponta de gravação ligada ao sistema de alavanca que registra a deflexão da mola.

**Estilete ou Ponteiro de Gravação:** Uma caneta ou estilete, muitas vezes com uma ponta de diamante para durabilidade, que grava o movimento da mola no papel, produzindo um gráfico de pressão versus volume.

Conexão ao Cilindro do Motor: Uma tubulação ou passagem que leva a pressão do cilindro do motor ao cilindro indicador. Esta conexão deve ser feita de forma a minimizar atrasos ou amortecimentos do sinal de pressão.

A operação desses dispositivos é bastante directa: o movimento do pistão do cilindro indicador, causado pelas variações de pressão no cilindro do motor, é transferido para a caneta que registra as variações em um gráfico. O papel é então analisado para determinar a pressão média indicada ao longo do ciclo do motor. A área sob a curva no gráfico dá trabalho realizado no ciclo, que pode ser dividido pelo comprimento do ciclo (volume deslocado) para obter a PMI.



**Figura 28 Instrumento mecânico para medir a pressão indicada**

**O aparato electrónico** utilizado para medir a pressão média indicada (PMI) em um motor de combustão interna é geralmente chamado de indicador de pressão ou analisador de cilindro. Este dispositivo pode ser composto pelos seguintes componentes principais:

**Sensor de Pressão:** Um transdutor piezoeléctrico ou outro tipo de sensor é usado para medir as variações de pressão dentro do cilindro durante cada ciclo do motor.

Encoder de Posição do Pistão ou Sensor de Ângulo da Cambota: Um sensor que mede a posição exacta do pistão ou o ângulo de rotação da Cambota. Isso é necessário para correlacionar a pressão medida com o volume específico dentro do cilindro em qualquer ponto do ciclo.

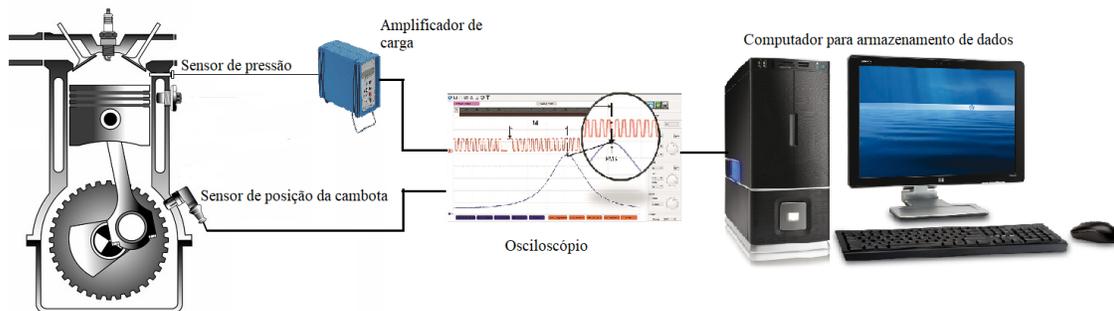
Unidade de Aquisição de Dados: Uma unidade electrónica que colecta os sinais dos sensores de pressão e de posição, geralmente em alta frequência, para capturar a dinâmica rápida do motor.

Software de Análise: Um programa de computador que interpreta os dados colectados e calcula a pressão média indicada. O software também pode exibir o diagrama indicador (diagrama PV) para análise visual.

Módulo de Condicionamento de Sinal: Antes que os sinais possam ser analisados, eles precisam ser condicionados apropriadamente. Isso inclui amplificar os sinais do sensor, filtrar ruídos e converter os sinais analógicos em digitais, se necessário.

Display ou Interface: Uma tela ou interface para o utilizador visualizar os resultados e interagir com o dispositivo. Pode ser parte do software de análise num computador ou um display integrado no próprio dispositivo.

O aparato pode também incluir outras funcionalidades, como a capacidade de ajustar a sincronização da colecta de dados com o ciclo do motor e a integração com outros sistemas de diagnóstico do motor.



**Figura 29** Aparato electrónico para medir a pressão média indicada

Define-se potência de atrito como sendo a potência necessária para accionar o motor sem carga. Como pela modelagem do cilindro conhece-se a pressão no interior do cilindro a cada instante, pode-se determinar o valor máximo de pressão atingido. Com o valor máximo da pressão, pode-se determinar a pressão média efectiva de atrito pela expressão

$$P_{me} = \frac{M_t}{V_c} \quad [kPa]$$

Onde:

$M_t$  é o Momento Torsor [kNm]

$V_c$  – é o volume do cilindro [m<sup>3</sup>]

(10.8)

Na posse do valor da pressão média efectiva calcula-se a potência de atrito pela expressão:

$$P_{at} = \frac{n \cdot V_d \cdot P_{me}}{120} \quad [kW] \quad (10.9)$$

A potência efectiva é a disponível no motor para a realização de trabalho útil ela também é chamada potência ao freio e é resultado da diferença entre as potências, medida num ciclo e em um cilindro, e a de atrito utilizada para vencer o atrito entre as partes móveis:

$$P_e = M_t \cdot \omega \quad [kW] \quad (10.10)$$

A relação entre o Momento Torsor do Motor  $M_t$  e a potência efectiva do motor determina-se pela razão:

$$M_t = \frac{716,2 \cdot P_e}{N} \cdot 9,81 \quad [Nm] \quad (10.11)$$

Também pode-se calcular o momento torsor pela expressão:

$$M_t = F \cdot L \quad [Nm] \quad (10.12)$$

Onde:

F é a força medida no acoplamento do motor [N] e

L o braço da sua medição [m].

O consumo específico de combustível reflecte a eficiência com que a energia do combustível está sendo transformada em energia disponível na saída do motor e determina-se por:

$$b_e = \frac{\dot{B}}{P_e} \quad [g / kW \cdot h] \quad (10.13)$$

$b_e$  – é conhecido também como fluxo mássico efectivo relativo de combustível

Consumo interno ou fluxo mássico interno relativo de combustível

$$b_i = \frac{\dot{B}}{P_i} \quad [g / kW \cdot h] \quad (10.14)$$

Pode-se exprimir também pela equação:

$$b_e \cdot \eta_e = b_i \cdot \eta_i = \frac{1}{Q_i} \quad (10.15)$$

O rendimento volumétrico define-se como a relação entre o peso de ar aspirado pelo motor no curso de aspiração de um cilindro e peso de ar que, nas condições de pressão e temperatura ambiente seria necessário para ocupar o mesmo volume e representa-se pela expressão:

$$\eta_v = \frac{(m_{fim_{adm}} - m_{inicio_{adm}}) \cdot R_{reag} \cdot T_{col_{adm}}}{P_{col_{adm}} \cdot V_d} \quad (10.16)$$

A diferença entre o poder calorífico inferior e o trabalho indicado, ou interno, escapa-se na forma da energia calorífica contida no gás de escape e no meio refrigerante.

Pelo facto anunciado pode-se dizer que a diferença entre potência interna e potência efectiva resulta do atrito mecânico e devido à propulsão da bomba de água, da bomba de injeção, da bomba de óleo, do ventilador, etc.

Rendimento mecânico:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (10.17)$$

### **Rendimento indicado ou interno:**

O rendimento indicado, também conhecido como eficiência indicada ou rendimento interno, de um motor de combustão interna é uma medida da eficiência com que o motor converte a energia libertada pela combustão do combustível em trabalho mecânico dentro do cilindro. Este rendimento é essencialmente teórico, pois considera apenas o trabalho realizado sobre o pistão, ignorando outras perdas mecânicas e térmicas que ocorrem no motor.

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{cal}} = \frac{P_i}{\dot{B} \cdot Q_i} \quad (10.18)$$

### **Rendimento efectivo:**

O rendimento efectivo de um motor de combustão interna, também conhecido como eficiência térmica, é uma medida da capacidade do motor de converter a energia contida no combustível em trabalho mecânico útil. Este rendimento não é apenas uma indicação de quão eficientemente um motor pode realizar essa conversão, mas também reflecte a quantidade de energia perdida principalmente devido ao calor, atrito, e outros factores ineficientes durante o processo de combustão.

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = \frac{P_e}{\dot{B} \cdot Q_i} \quad (10.19)$$

### **Rendimento perfeito:**

O "rendimento perfeito" de um motor de combustão interna é uma noção teórica que se refere à máxima eficiência térmica que um motor poderia teoricamente alcançar, assumindo que não existem perdas de energia de qualquer tipo (como calor desperdiçado, atrito mecânico, entre outros). Este cenário idealizado raramente é alcançado na prática devido às várias ineficiências inerentes aos processos reais de conversão de energia.

$$\eta_{per} = \eta_p = \frac{P_p}{\dot{B} \cdot Q_i} \quad (10.20)$$

Onde:

$P_p$  = potência do motor perfeito em dependência do processo de comparação escolhido

Grau de qualidade:

$$\eta_q = \frac{\eta_i}{\eta_p} = \frac{P_i}{P_p} = \frac{P_{mi}}{P_{mp}} \quad (10.21)$$

Onde:

$P_{mi}$  – pressão média indicada [kPa]

$P_{mp}$  – pressão média do motor perfeito [kPa]

Relacionado com as potências e rendimentos existem também as perdas da energia ou potência que podem ser calculadas das seguintes expressões sabendo-se que:

Perda de energia = energia admitida (1 -rendimento).

A perda interna do motor é a diferença entre o trabalho máximo ou a potência química e o trabalho indicado ou a potência indicador,

**Perdas internas:**

$$Per_i = \dot{B} \cdot Q_i \cdot (1 - \eta_i) \quad (10.22)$$

Perdas do motor perfeito:

$$Per_p = \dot{B} \cdot Q_i \cdot (1 - \eta_p) \quad (10.23)$$

Perdas do motor real em relação do motor perfeito:

$$Per_{real} = \dot{B} \cdot Q_i \cdot \eta_p (1 - \eta_q) = \eta_p - \eta_p \cdot \eta_q = \eta_p - \eta_i \quad (10.24)$$

Neste contexto pode-se escrever que o rendimento efectivo é:

$$\eta_e = 1 - \frac{\sum Perdas}{\dot{B} \cdot Q_i} \quad (10.25)$$

São os seguintes os valores habituais dos rendimentos:

$\eta_q = 0,74 \dots 0,88$  estes valores dependem do tipo do motor;

$\eta_m = 0,73 \dots 0,90$  os valores maiores servem para motores grandes;

$$\eta_e = 0,275 \dots 0,42 \quad (D_c = 800 \text{ mm}, \quad n = 115 \text{ min}^{-1} \quad v_{em} = 4,5 \text{ m/s})$$

Na Figura 30 apresenta-se a relação existente entre as potências, o momento tursor e o número de rotações do motor. Como pode se notar o momento tursor atinge o seu máximo muito aquém da velocidade máxima de rotação do motor, enquanto que a potência do motor alcança o seu máximo quase na velocidade máxima de rotação do motor.

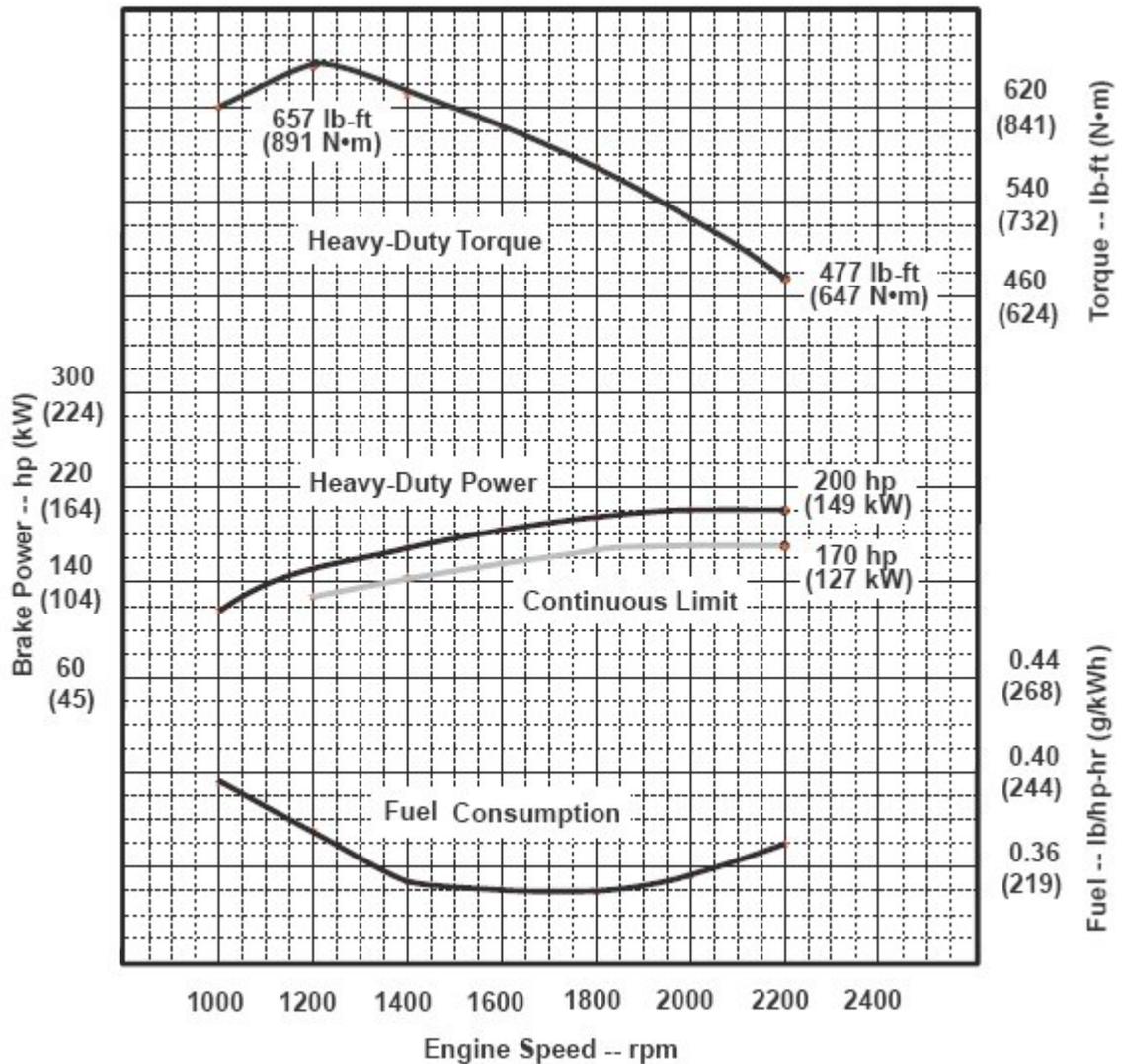


Figura 30 Gráficos de Potência e Momento Torsor de um motor