



Rev. 02



Motores de Combustão Interna

Prof. Carlos Eduardo Catunda

PARTE - 1/2

Material disponível em:

<http://www.cefet-rj.br/index.php/demec-downloads>



Ementa

1. Classificação e funcionamento dos motores a combustão interna
2. Componentes básicos dos motores
3. Sistemas de alimentação
4. Sistemas de ignição
5. Sistemas de refrigeração
6. Ciclos Otto e Diesel: calculo de potencia, rendimento e diagramas.
7. Comparação entre o ciclo teórico e o real.
8. Processos de combustão nos motores ciclo Otto e Diesel.
9. Propriedades físico-químicas dos combustíveis
10. Combustão e emissão de gases.

Objetivos Gerais / Objetivos Específicos

1. Compreender o funcionamento de motores de combustão interna de ignição por centelha e por compressão sob o ponto de vista térmico.
 - Compreender, interpretar e explicar os fenômenos termodinâmicos que ocorrem durante o funcionamento do motor de combustão interna.
 - Analisar e comparar as diferenças termodinâmicas de cada ciclo padrão de ar.
2. Conhecer e analisar detalhes de construção e operação de motores de combustão interna, como sistemas de ignição, refrigeração e lubrificação.
 - Analisar as curvas características e os principais parâmetros de funcionamento de um motor.
 - Comparar o ciclo teórico com o ciclo real e explicar as diferenças

Objetivos Gerais / Objetivos Específicos

3. Conhecer a termodinâmica da combustão associada a cada fase de operação dos ciclos térmicos
 - Identificar e analisar as emissões de poluentes e o impacto ambiental provocado durante o processo de combustão.
 - Entender as reações de combustão e estequiometria.

Sumário

Capítulo 1 - Introdução ao estudo dos motores de combustão interna

Capítulo 2 – Componentes dos motores de combustão interna

Capítulo 3 – Motores

Capítulo 4 – Ciclos Motores Termodinâmicos (Padrão Ar)

Capítulo 5 – Sistemas complementares dos motores

Capítulo 6 - Propriedades físico-químicas dos combustíveis

Capítulo 7 – Reações de combustão e emissão de gases.

Bibliografia

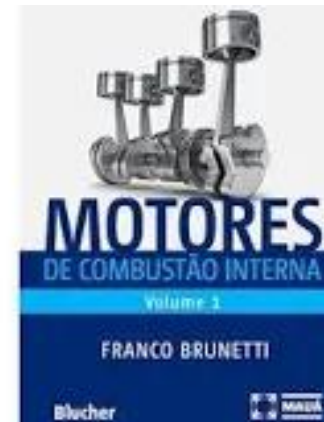
1. SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus; VAN WYLEN, Gordon John. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: E. Blücher, 2006

Bibliografia Complementar

BRUNETTI, FRANCO. Motores de combustão interna. São Paulo: E. Blücher, 2012. 2 v.

MARAN, MELSI. Diagnósticos e regulagens de motores de combustão interna. São Paulo: SENAI, 2013.

Martinelli Jr, L. C., Motores de Combustão Interna (MCI), Apostila de Máquinas Térmicas I, UNIJUÍ, 2003.



Bibliografia Complementar

1. ALMEIDA, Jason Emirick de. Motores elétricos: manutenção e testes. 3. ed. São Paulo: Hemus, 2004.
2. CHOLLET, H. M.. Mecanicos de automóveis: o motor e seus acessórios. São Paulo: Hemus, 1996.
3. PESSOA, Carlos Alberto. Controle eletrônico do motor. Rio de Janeiro: EAPAC, 19--.
4. SCHIAVO, Acyr Costa. Motores a reação. Rio de Janeiro: EAPAC, 2000
5. SCHIAVO, Acyr Costa. Motores convencionais. Rio de Janeiro: EAPAC, 1987



For Android:

<https://play.google.com/store/apps/details?id=com.thunkable.android.tonyajato.Mecanicaautomotiva>

Capítulo 1 – Introdução ao estudo dos motores de combustão interna

- ≡ 1.1. INTRODUÇÃO E CLASSIFICAÇÃO
- ≡ 1.2. DEFINIÇÕES
 - ≡ QUANTO A PROPRIEDADE DO GÁS NA ADMISSÃO
 - ≡ QUANTO À IGNIÇÃO
 - ≡ ICE
 - ≡ ICO
 - ≡ QUANTO AO MOVIMENTO DO PISTÃO
 - ≡ QUANTO AO CICLO DE TRABALHO
 - ≡ QUANTO AO CICLO DE TRABALHO
 - ≡ QUANTO À UTILIZAÇÃO
- ≡ 1.3. VANTAGENS & DESVANTAGENS

Objetivo

- O objetivo desta disciplina é introduzir conceitos para **análise, projeto e aplicação** em **Motores de Combustão**: A ênfase é, em:
 - ≡ Estudo dos motores de combustão interna
 - ≡ Componentes dos motores de combustão interna e seus sistemas complementares
 - ≡ Princípio de funcionamento dos motores
 - ≡ Avaliação dos parâmetros de desempenho, e
 - ≡ Emissões e reações de combustão / estequiometria



Motores de Combustão Interna são **máquinas térmicas** motoras nas quais a **energia química** dos combustíveis se transforma em **trabalho mecânico**

Capítulo 1 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Introdução e Classificação

Os MCI's podem ser classificados em:

a) Quanto a propriedade do gás na admissão:

- ar (Diesel)
- mistura ar-combustível (Otto)

b) Quanto à ignição

- por centelha (ICE) **spark-ignition (SI)*
- por compressão (ICO) **compression-ignition (CI)*

c) Quanto ao movimento do pistão

- Alternativo (Otto, Diesel)
- Rotativo (Wankel, Quasiturbine)

d) Quanto ao ciclo de trabalho

- 2 tempos
- 4 tempos

e) Quanto ao número de cilindros

- monocilíndricos
- policilíndricos

f) Quanto à disposição dos cilindros (caso alternativo!)

- em linha à opostos (boxer)
- em V à em estrela (radial)

Capítulo 1 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Introdução e Classificação

Os MCI podem ser classificados em: (CONTINUAÇÃO)

g) Quanto à utilização

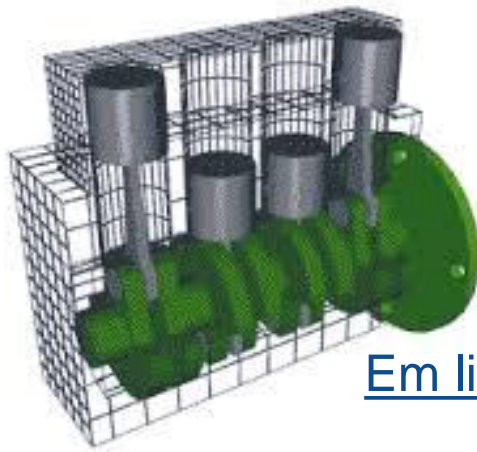
- ❑ **ESTACIONÁRIOS** - Destinados ao acionamento de máquinas estacionárias, tais como Geradores, máquinas de solda, bombas ou outras máquinas que operam em rotação constante;
- ❑ **INDUSTRIAIS** - Destinados ao acionamento de máquinas de construção civil, tais como tratores, carregadeiras, guindastes, compressores de ar, máquinas de mineração, veículos de operação fora-de-estrada e acionamento de sistemas hidrostáticos.
- ❑ **VEICULARES** - Destinados ao acionamento de veículos de transporte em geral, tais como caminhões e ônibus;
- ❑ **MARÍTIMOS** - Destinados à propulsão de barcos e máquinas de uso naval.

Capítulo 1 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

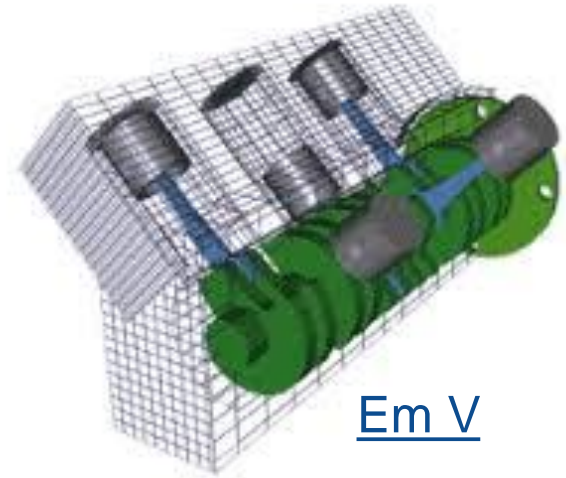
Introdução e Classificação

CLASSIFICAÇÃO (imagens)

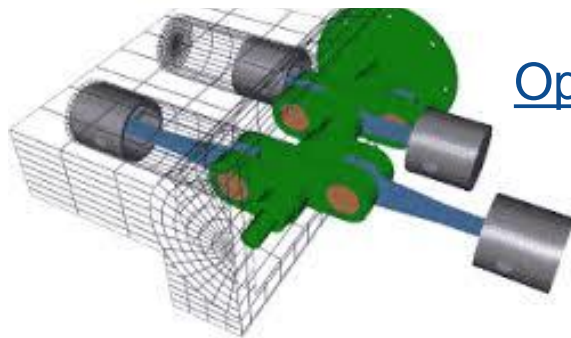
f) Quanto à disposição dos cilindros



Em linha



Em V



Opostos (boxer)



estrela (radial)

Capítulo 1 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Introdução e Classificação

Vantagens & Desvantagens

Vantagens	Desvantagens
arranque rápido trabalho em rotações relativamente baixas pequeno tamanho fácil manutenção	limitação de potência não utilização de combustíveis sólidos peso elevado para potência elevado número de peças baixa eficiência

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Referências

- ❑ Conheça o funcionamento dos motores em:

http://www.fazerfacil.com.br/carros/video_montagem_componentes_motor.htm

http://miuraclubegauchoeantigos.com.br/?page_id=2566

- ❑ Leia sobre a constituição dos motores em:

http://br.librosintinta.in/biblioteca/?ler=http%3A%2F%2Fwww.ufrrj.br%2Finstitutos%2Fit%2Fdeng%2Fvarella%2FDownloads%2FIT154_motores_e_tratores%2Fmotores%2FAulas%2Fconstituicao_dos_motores.pdf

- ❑ Conheça o funcionamento dos motores em:

http://www.fazerfacil.com.br/carros/video_montagem_componentes_motor.htm





Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

59

Os motores de combustão interna podem apresentar várias geometrias de distribuição dos cilindros.

Assim, qual a configuração geométrica dos cilindros de um motor boxer?

- (A) Em V
- (B) Em W
- (C) Em H
- (D) Em estrela
- (E) Opostos

60

Há uma configuração de motor usada em motores diesel de 2 tempos que apresenta a vantagem de ter um elevado rendimento, porém ao custo de gerar um motor muito pesado e com preço elevado.

Tal configuração é a de

- (A) cilindros opostos
- (B) cilindros em linha
- (C) pistões em W
- (D) pistões em V
- (E) pistões opostos

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2018): ENGENHEIRO DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA:.

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2018): ENGENHEIRO DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA:.

Capítulo 2 – Componentes dos Motores de Combustão Interna (MCI's)

- ≡ 2.1. COMPONENTES DOS MCI's
- ≡ 2.2. DEFINIÇÕES
 - ≡ PONTO MORTO SUPERIOR E PONTO MORTO INFERIOR
 - ≡ CILINDRADA
 - ≡ CÂMARA DE COMPRESSÃO OU COMBUSTÃO, VOLUME MORTO
 - ≡ OCTANAGEM
 - ≡ Para a Gasolina.
 - ≡ Para o Etanol
 - ≡ TAXA DE COMPRESSÃO (RELAÇÃO)
 - ≡ AUTO-IGNIÇÃO
 - ≡ AVANÇO

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

- ❑ O objetivo deste capítulo é Identificar os componentes **fixos e móveis** que compõem os motores:

Componentes fixos dos motores

- ≡ Bloco do Motor
- ≡ Cabeçote
- ≡ Carter

Componentes móveis dos motores

- ≡ Válvulas
- ≡ Eixo Comando de Válvulas
- ≡ Pistão / Biela
- ≡ Anéis de segmento
- ≡ Bronzinas ou casquilhos
- ≡ Virabrequim
- ≡ Volante
- ≡ Mancais

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

São denominados componentes, as **partes auxiliares** que trabalham em conjunto para o funcionamento do motor. Os principais componentes ou partes fundamentais segundo Mialhe (1980), são responsáveis pelo fornecimento das condições favoráveis para que o **processo de transformação da energia química dos combustíveis** nos motores se realize de forma **eficiente e contínua**.

Os principais componentes de um motor de combustão interna se dividem em dois grupos, os **componentes fixos** compostos pelos seguintes elementos: bloco do motor, cabeçote e o cárter; e **componentes móveis**: pistão ou êmbolo, camisas, biela, árvore de manivelas ou virabrequim, válvulas de admissão, válvulas de escape e árvore de comando de válvulas, guias e sede das válvulas, porcas, molas, bucha do balancim, parafuso regulador, mancais, tuchos, casquilhos ou bronzinas, compensadores de massa, volante, juntas, etc.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Bloco do motor

O bloco, é considerado a principal estrutura ou o corpo do motor. Nele, direta ou indiretamente, são acoplados os componentes que compõem o motor.

A construção do bloco envolve requisitos tecnológicos que levam em consideração o modelo do motor, as altas temperaturas, as pressões de trabalho e as características do material, tais como dilatação e contração. Após a fundição, o bloco passa por processo térmico de normalização e, após, é encaminhado para usinagem.

O bloco é usinado para permitir a passagem do óleo e da água que farão parte dos sistemas de lubrificação e de arrefecimento respectivamente e da montagem dos demais componentes que serão acoplados a ele: árvore do comando de válvulas, cabeçote, cárter, etc.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Bloco do motor

Os materiais utilizados no bloco do motor incluem o ferro fundido, alumínio fundido, alumínio forjado e aço forjado usualmente soldado. O tipo apropriado depende, principalmente, das considerações do tipo de motor e dos custos de fabricação.

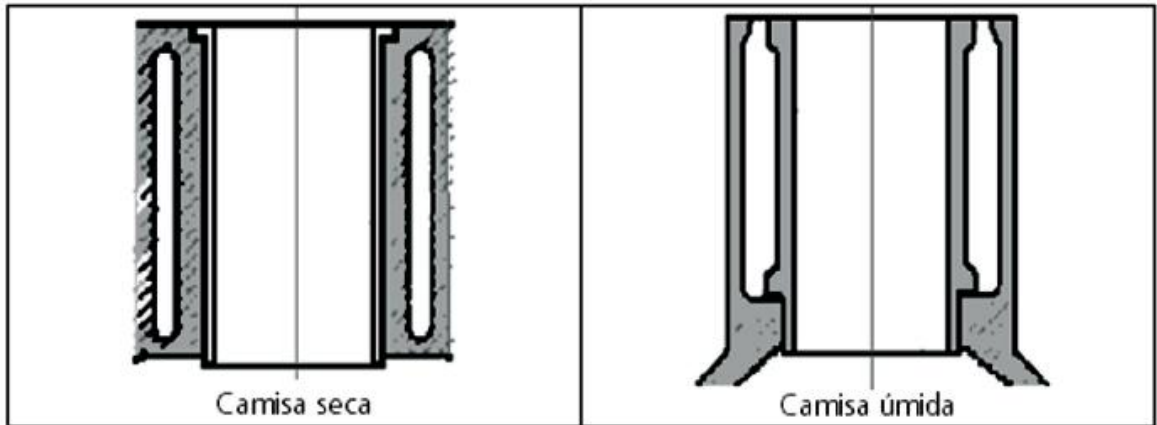


Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Bloco do motor

Motores modernos utilizam o **alumínio** e ligas em lugar do ferro fundido, obtendo como principais resultados **melhor dissipação de calor** e redução do peso. Alguns blocos possuem **cilindros removíveis** em formato de tubos os quais formam as paredes do cilindro no bloco propriamente dito, denominados **“camisas”**. As camisas podem ser **úmidas**, quando o **líquido de arrefecimento** está em contato direto com a camisa e que entre si trocam calor; ou **secas**, quando o líquido de arrefecimento não está em contato direto com a camisa.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Monobloco x Cilindros camisados

Quando os cilindros são fixos no bloco, formando uma só peça, dizemos que o **bloco é integral**, também chamado de **monobloco**. O bloco integral, quando comparado aos de cilindros substituíveis (**camisados**), apresenta desvantagem de só poder ser submetido a um número limitado de retíficas em seus cilindros, devido à diminuição da espessura de suas paredes. Em casos extremos, quando o bloco integral não suportar mais **retíficas**, pode-se efetuar o **encamisamento**, isto é, o bloco é retificado e um cilindro de menor diâmetro é prensado dentro dele, como se fosse um cilindro substituível.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Monobloco x Cilindros camisados



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Referências

Saiba mais sobre motores encamisados em:

<http://www.masterecia.com.br/master/content/encamisamentode-cilindros-para-motosespeciais-2-e-4-tempos>



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Cabeçote

É uma espécie de tampa do motor contra a qual o pistão comprime a mistura, no caso do ciclo Otto, ou o ar, no caso do Diesel. Geralmente possui furos com roscas onde são instaladas as velas de ignição ou os bicos injetores e onde estão instaladas as válvulas de admissão e escape com os respectivos dutos.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Cabeçote

- ❑ O cabeçote tem a função de tampar os cilindros, formando a **câmara de combustão** na parte superior do bloco do motor. Nele, ocorrem **altas pressões** por conta do pistão que comprime a mistura, no caso do ciclo Otto, ou o ar, no caso dos motores de ciclo Diesel.
- ❑ Geralmente, possui orifícios com roscas onde são fixadas as **velas de ignição ou os bicos injetores** e **alojadas as válvulas de admissão e escape ou descarga**. A união do bloco com o cabeçote, em razão da total vedação, requer uma junta de amianto revestida de metal.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Cabeçote

- ❑ Os motores refrigerados a **água** usam cabeçotes de **ferro fundido ou ligas de alumínio**, quando há necessidade de redução de peso ou para melhorar a condução de calor, uma vez que impedem a formação de pontos quentes nas paredes internas do cabeçote..
- ❑ Em alguns motores o cabeçote abriga o eixo de came ou comando de válvulas responsável pela abertura e fechamento das válvulas.
- ❑ O cabeçote é um dos elementos mais suscetíveis a problemas no projeto dos motores. Geralmente combina problemas estruturais, fluxo de calor e escoamento de fluido em uma forma complexa

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Cárter

Parte inferior do bloco, cobrindo os componentes inferiores do motor, e onde está depositado o óleo lubrificante.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes fixos dos motores de combustão interna

Cárter

O cárter de um motor é constituído de **ferro ou alumínio fundidos**. Forma a parte principal do bloco do motor que contém o virabrequim e a bomba de óleo.

As extremidades do cárter têm, frequentemente, garras destinadas à fixação do motor. As paredes extremas e as divisórias internas suportam os mancais do virabrequim.

A **parte inferior** do cárter forma o **depósito de óleo lubrificante**. É constituída por chapa de liga de alumínio.

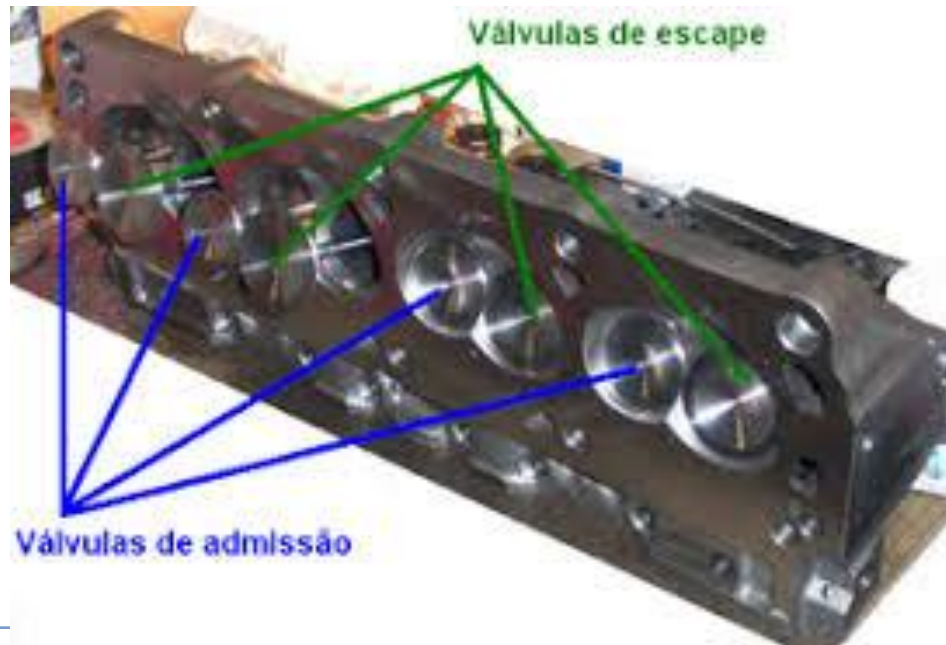
A união do bloco com o cárter, em razão da necessidade de total **vedação**, requer uma junta com material que evite vazamentos por razão do aquecimento e dilatação dos metais.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas

Existem dois tipos: de admissão e de escape. A primeira abre-se para permitir a entrada da mistura combustível/ar (ou ar puro, conforme o caso) no interior do cilindro. A outra, de escape, abre-se para dar saída aos gases queimados.

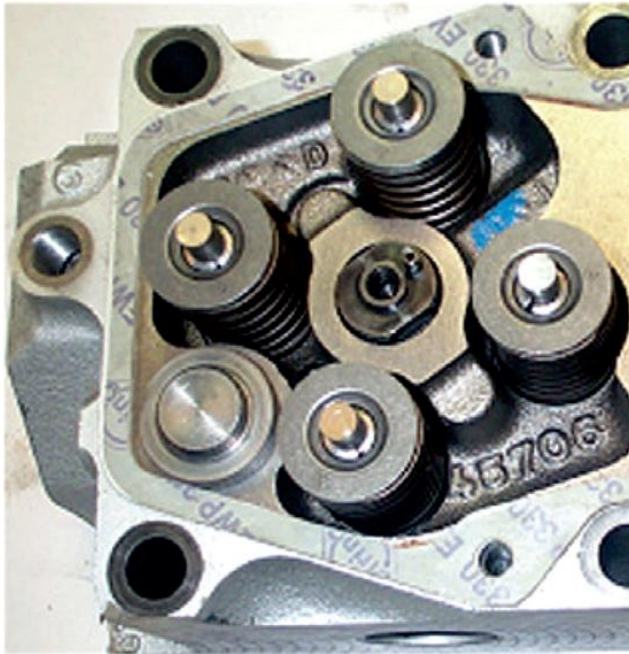


Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas

Alguns motores possuem válvulas laterais, ou seja, válvulas dispostas ao lado dos cilindros. Essa disposição clássica assegura um funcionamento silencioso.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas

A fim de que a válvula vede bem e, para permitir ajustagens, desgaste, expansão e contração devido a mudanças de temperatura, é **necessária sempre alguma folga**. Essa folga deve ser a mínima necessária para assegurar que a válvula fique ajustada na sede. Uma folga razoável deve ser aceita para erros de ajustagem, prevendo nessas condições, a dilatação dos materiais e a manutenção da lubrificação.

É fundamental considerar as consequências de uma defeituosa folga nas válvulas: as folgas pequenas provocarão, na admissão, má compressão e explosões nos condutos de admissão.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas

Nas válvulas de descarga, as consequências serão danosas para a integridade do sistema, uma vez que, além de má compressão, poderão provocar a queima da válvula ou a conseqüente deformação.

As folgas excessivas na admissão terão como resultado admissão deficiente, enquanto na descarga o escape incompleto dos gases queimados. Nas duas situações o resultado será o baixo rendimento do motor.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas (detalhes técnicos)

Atualmente, as válvulas de haste são universalmente usadas nos motores de quatro tempos. São elas que regulam a entrada e saída de gases no cilindro. As válvulas de admissão são de **aço, de aço ao níquel ou cromo-níquel** para suportar temperaturas de trabalho entre 250 e 300°C.

As válvulas de descarga são de uma **liga de aço, de forte teor de níquel, de cromo e de tungstênio**. Elas suportam passagem de gases a temperaturas elevadas de 700 a 750°C. À plena potência, elas se apresentam em vermelho escuro, incandescentes. As válvulas são resfriadas por contato com o assento e com a guia.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas (detalhes técnicos)

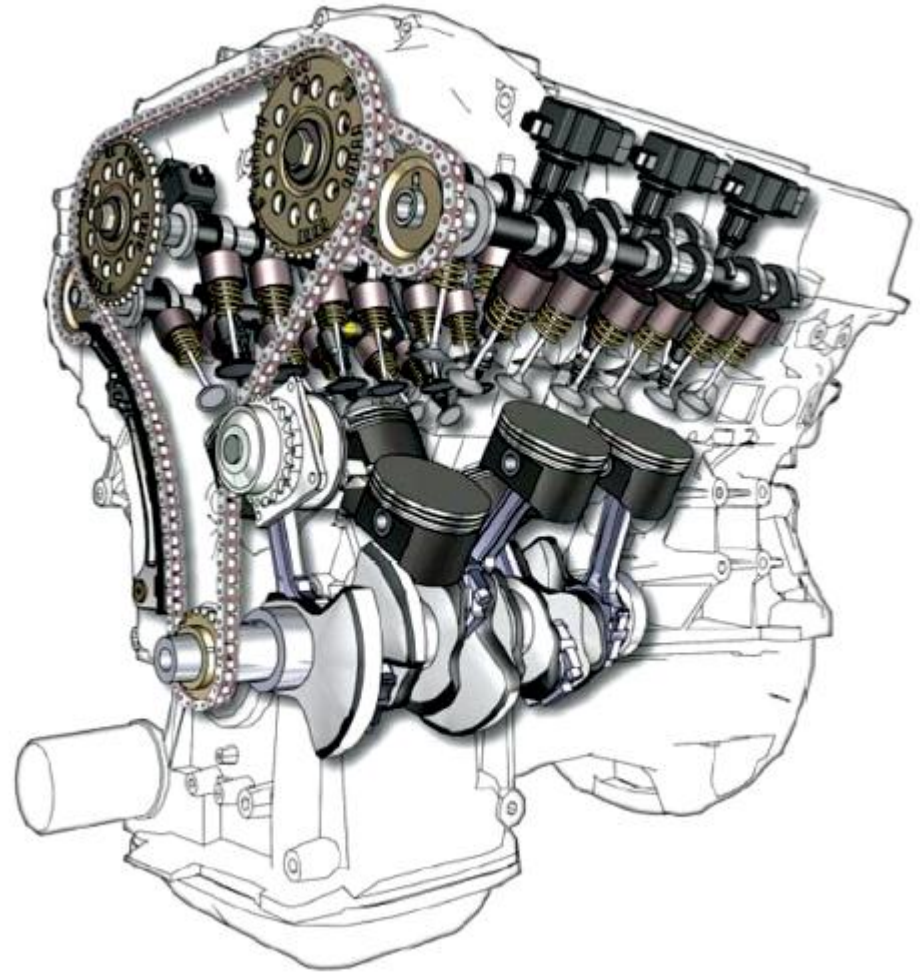
A **cabeça da válvula** comporta uma superfície de apoio retificada cujo ângulo pode ser de 30° ou 45° . Um ângulo de 45° permite uma melhor centragem da válvula sobre o seu assento cada vez que se dá o encaixe. Essas particularidades fazem com que se dê preferência a projetos com o ângulo de 45° para as válvulas de escape, mais facilmente deformáveis a altas temperaturas, e o ângulo de 30° às válvulas de admissão que devem, sobretudo, favorecer a entrada dos gases novos no cilindro.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas Suspensas

Motores com **válvulas suspensas** possuem válvulas colocadas **sobre os cilindros**. Essa disposição permite uma forma mais racional da câmara de combustão, **favorece a potência do motor e um rendimento térmico superior**. A posição das válvulas suspensas determina melhor rendimento aos altos regimes e convém aos motores potentes de relação volumétrica elevada.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Válvulas Suspensas

As válvulas suspensas mostradas na Figura podem ser acionadas:

- Por hastes e balancins com eixo de cames no cárter.
- Por balancins com eixo de cames suspenso.
- Por eixo de cames suspenso com impulsos diretos sobre as válvulas.

A ligação do virabrequim e do eixo de cames é feita por meio de engrenagens, por corrente (corrente silenciosa), ou através de uma correia de borracha com arames de aço ou alma de aço denominada correia dentada. A **fixação direta das válvulas permite obter uma abertura rápida**, particularmente, em regimes muito altos, sendo reduzida ao mínimo a inércia das peças de movimento alternado.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

- ❑ Saiba mais sobre válvulas de escapamento e válvulas de admissão, acessando:

[http://pt.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1lvula_\(motor\)](http://pt.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1lvula_(motor))

- ❑ Para saber mais sobre ajuste das válvulas nos motores, acesse:

<http://aileronmodelismo.com.br/downloads/regulagendevalvulas.html>



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Eixo Comando de Válvulas

(Árvore Comando da Distribuição, eixo de cames)

O eixo de cames, ou comando de válvulas, é um eixo que tem solidário a ele ressaltos ou **excêntricos** destinados a agir sobre os elementos impulsionadores das válvulas, balancins, haste e tuchos em tempos precisos. A forma e a posição dos cames determinam, diretamente, as características de potência e de regime do motor.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Eixo Comando de Válvulas

(Árvore Comando da Distribuição, eixo de cames)

A **função deste eixo é abrir as válvulas de admissão e escape**, respectivamente, nos tempos de admissão e escapamento. É acionado pelo eixo de manivelas, através de engrenagem, corrente ou ainda, correia dentada. É dotado de ressaltos que elevam o conjunto: tucho, haste, balancim abrindo as válvulas no momento oportuno.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Pistão

É a parte móvel da câmara de combustão, recebe a força de expansão dos gases queimados, transmitindo-a à biela, por intermédio de um pino de aço (pino do pistão). É em geral fabricado em liga de alumínio.

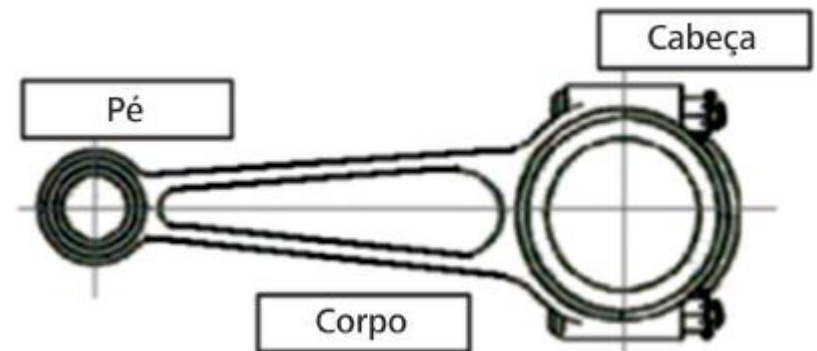
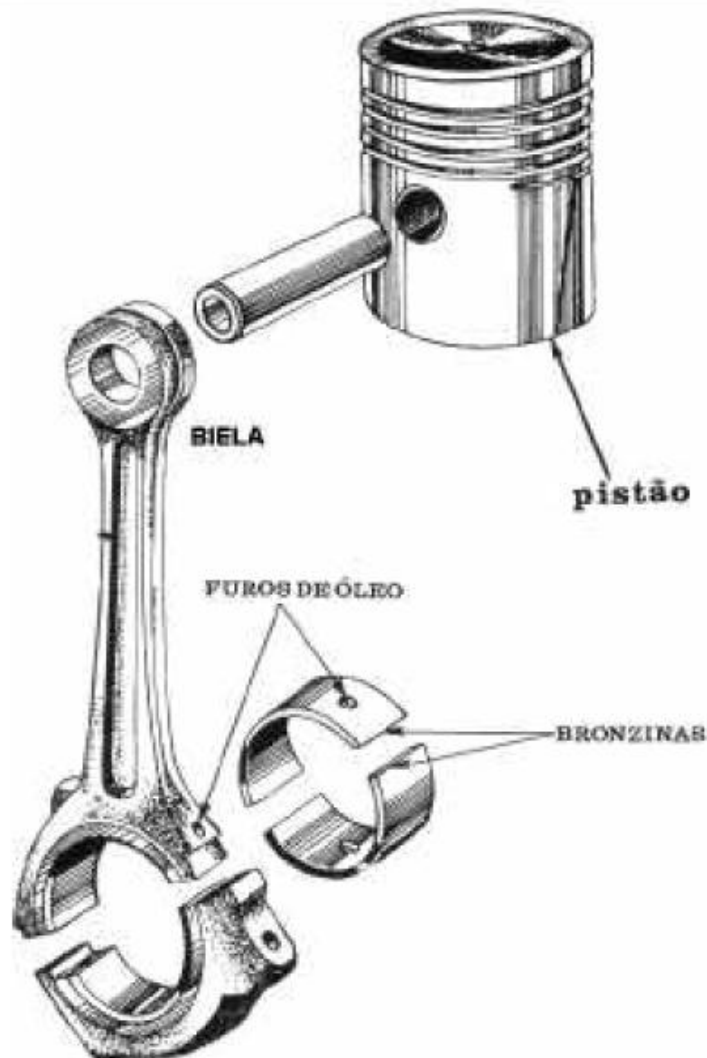
Biela

Braço de ligação entre o pistão e o eixo de manivelas; recebe o impulso do pistão, transmitindo-o ao eixo de manivelas (virabrequim). É importante salientar que o conjunto biela-virabrequim transforma o movimento retilíneo do pistão em movimento rotativo do virabrequim.

Bronzinas ou casquilhos

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Bielas

- ❑ As bielas são constituídas por **aço-liga estampado** e, por vezes, de **alumínio**. A tampa da biela, junto à cabeça, é fixa por parafusos de aço ou cromo-níquel tratado, o que lhe confere grande resistência. Seu formato apresenta detalhes denominados pelo pé, corpo e cabeça da biela. O pé de biela articula-se no pino de pistão por intermédio de uma bucha de bronze fosforoso chavetada.
- ❑ O corpo da biela é tubular ou de seção em duplo T. As bielas inteiramente usinadas asseguram um melhor equilíbrio do motor e menores vibrações.
- ❑ A cabeça de biela gira no pino por intermédio de mancais de duas partes. Os metais utilizados dependem do gênero de motores, das cargas da biela e da velocidade de rotação.

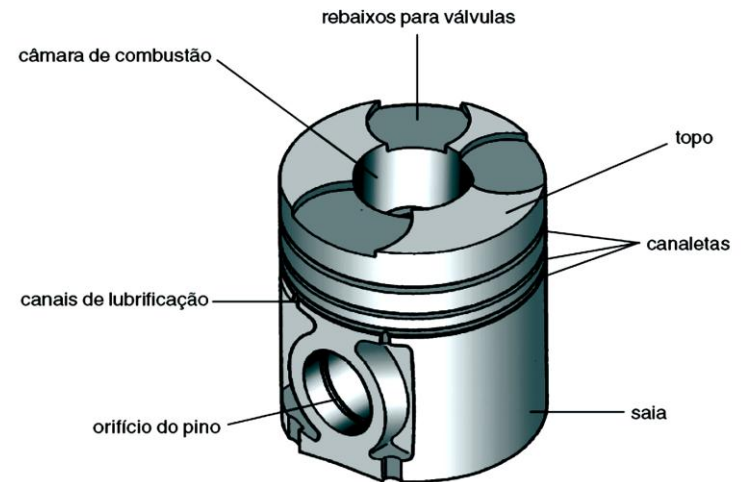
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Pistão

- ❑ É o componente responsável por **transmitir e ampliar a energia resultante da expansão dos gases** após a combustão. Nele, se apresenta a parte móvel da câmara de combustão. Ele recebe a força de expansão dos gases queimados, transmitido-a a biela, por intermédio de um pino de aço (pino do pistão).

Os pistões são de fundição maleável, de **liga de alumínio ou de aço**, o que lhes confere mais leveza. Geralmente apresentam três canaletas para alojamento dos anéis que são usinadas na parte do pistão onde há mais material e menor diâmetro. Os efeitos de inércia no final do curso são menores; há, portanto, menos vibração e uma menor frenagem em altos regimes de rotação.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Pistão (detalhes técnicos)

Os pistões de liga de alumínio são igualmente melhores condutores de calor. Essa qualidade é primordial quando se trata de motores cujo regime de rotação ultrapassa as 3500 rpm.

O pistão de um motor de combustão interna funciona em condições particularmente desfavoráveis. Para regimes de rotações de 3600 rpm, ele para 120 vezes por segundo. Entre cada parada, ele atinge uma velocidade de 70km por hora. No momento da explosão, ele recebe um impulso de mais ou menos 20000 N (2000 kg) 30 vezes por segundo. Sua temperatura sobe a 350°C, no centro da cabeça, e cerca de 150° a 200°C na extremidade final da saia.

Em marcha, a dilatação dos pistões é grande. As folgas médias têm um diâmetro maior para os pistões de liga de alumínio devido à maior dilatação dessa liga em relação à fundição ou ao aço. Nos pistões de aço, maus condutores de calor, a temperatura eleva-se mais do que nos pistões de liga de alumínio.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Pistão (detalhes técnicos)

Em temperatura ambiente, o pistão deve ser ajustado no seu cilindro com uma certa folga, para que, mesmo depois de ter atingido a sua temperatura de marcha, ainda deslize livremente.

As folgas de dilatação ocorridas na fabricação do pistão dependem das seguintes situações:

- Do diâmetro do cilindro.
- Dos metais que compõem o pistão.
- Da forma do pistão.
- Do regime de rotação do motor.
- Do sistema de refrigeração e de sua eficácia.
- Das condições de emprego do motor.
- Do tipo de combustível.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

- ❑ Para saber mais sobre formato dos pistões consulte:

<http://www.oficinabrasil.com.br/index.php/consultor-ob/1740-consultor-ob-motores-aspiradosde-alto-desempenho-parte-13>

- ❑ Para saber mais sobre ajuste das válvulas nos motores, consulte:

<http://aileronmodelismo.com.br/downloads/regulagendevalvulas.html>



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Cilindros aletados

Nos motores refrigerados a ar, geralmente cilindros opostos (Boxer), os cilindros são separados e circundados por aletas, cuja finalidade é aumentar a superfície de transferência de calor.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

❑ Para saber mais sobre cilindros aletados, consulte:

[http://www.mahle.com/C1256F7900537A47/vwContentByKey/W28HPJTN971S_TULDE/\\$FILE/Catalogo-MH-2011-2012-Pistoes-web-01.pdf](http://www.mahle.com/C1256F7900537A47/vwContentByKey/W28HPJTN971S_TULDE/$FILE/Catalogo-MH-2011-2012-Pistoes-web-01.pdf)

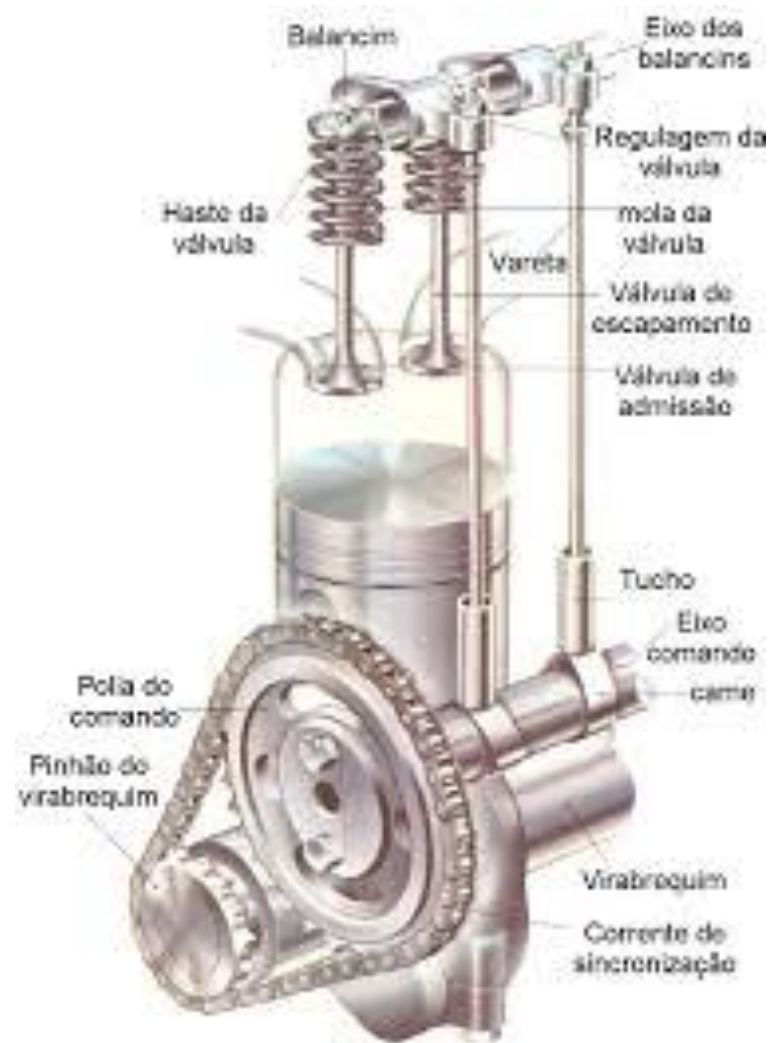


Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Conjunto de Acionamento das Válvulas

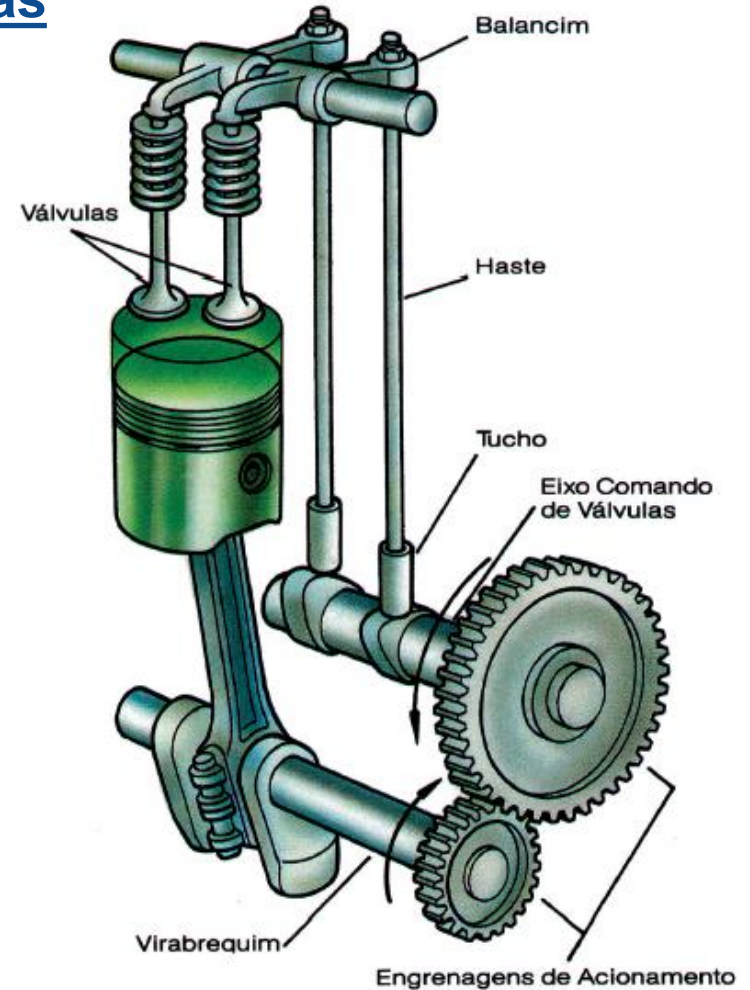
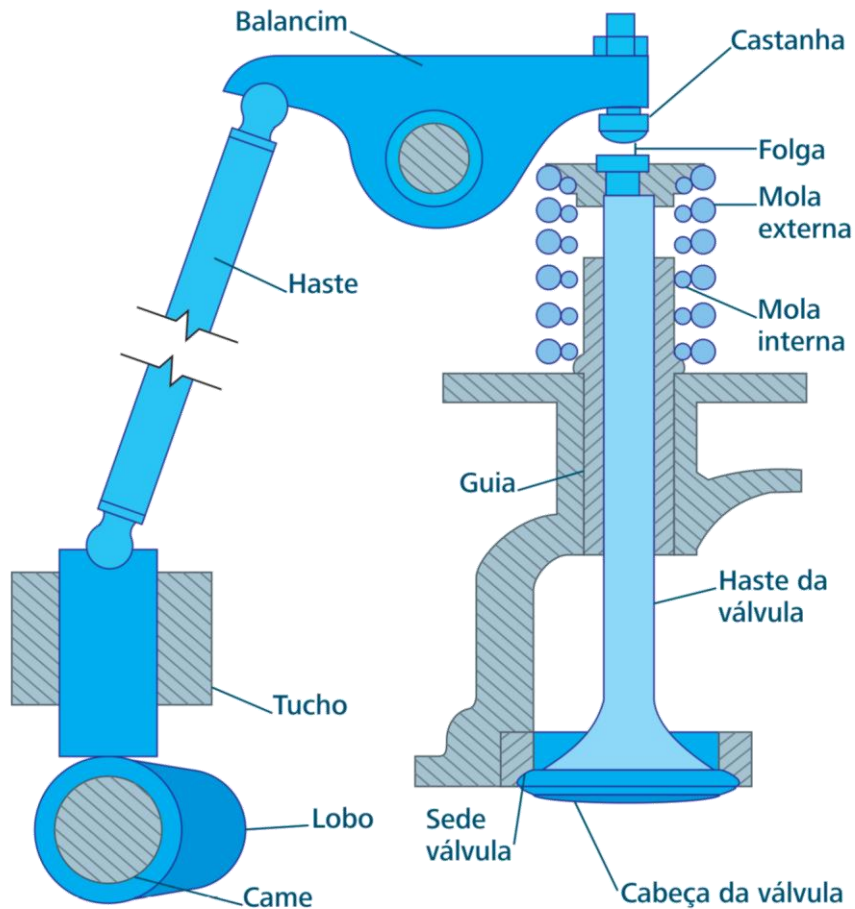
Compreende o **tucho** e uma **haste**, que o interliga ao **balancim**, apoiando-se diretamente sobre a válvula. No momento em que o eixo comando de válvulas gira, o ressalto deste aciona o tucho, que por sua vez move a haste, fazendo com que o balancim transmita o movimento à válvula, abrindo-a. Há um conjunto destes (tucho, haste, balancim) para cada ressalto, i. e., um para cada **válvula**, tanto de admissão quanto de escape.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Conjunto de Acionamento das Válvulas



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Conjunto de Acionamento das Válvulas

Tuchos

Os tuchos presentes no comando de válvulas, têm a função de transmitir o movimento do came à vareta ou haste impulsora.

Balancins

Os balancins têm a função de inverter o sentido do movimento gerado pelo came. A mola da válvula tem como função fechar a válvula, mantendo-a pressionada contra a sua sede. Quanto às cargas as quais as molas estão sujeitas, a mínima carga (com a válvula fechada) deve ser alta o bastante para manter a válvula firmemente em sua sede durante o período em que permanece fechada.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Anéis de segmento

Os anéis de segmento são componentes montados nos pistões que trabalham em contato com as camisas. Apresentam **três** funções básicas como a **vedação da compressão e combustão**, o **controle do óleo lubrificante** e a **transferência do calor** para o sistema de arrefecimento.

A maioria dos anéis de segmento é feita de **ferro fundido-cinza** dada a sua excelente resistência ao desgaste em todos os diâmetros de cilindro.

Os anéis de segmento **evitam ainda o vazamento dos gases** e **mantêm o fluxo de óleo na câmara de combustão** com vazão mínima necessária para a adequada lubrificação dos anéis e do pistão.

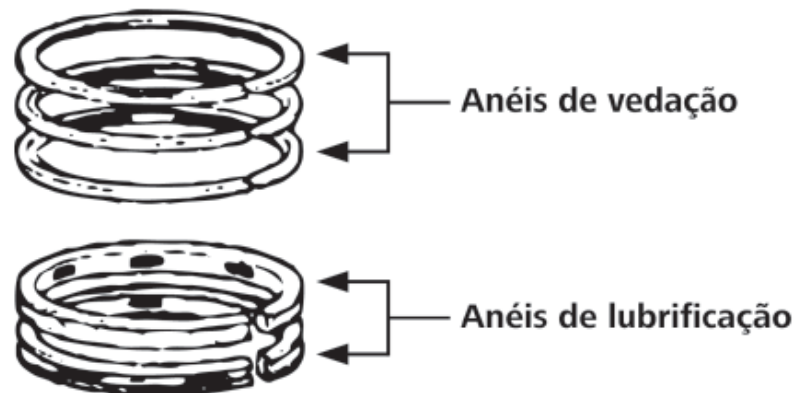
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Anéis de segmento

Nos motores modernos, a vazão de óleo através dos anéis é extremamente pequena e aproxima-se de zero para motores de pequeno e médio portes.

Todos os anéis participam do controle do fluxo de óleo, mas existe um anel cuja função principal é essa: são os anéis de controle de óleo, enquanto os outros são anéis de compressão.



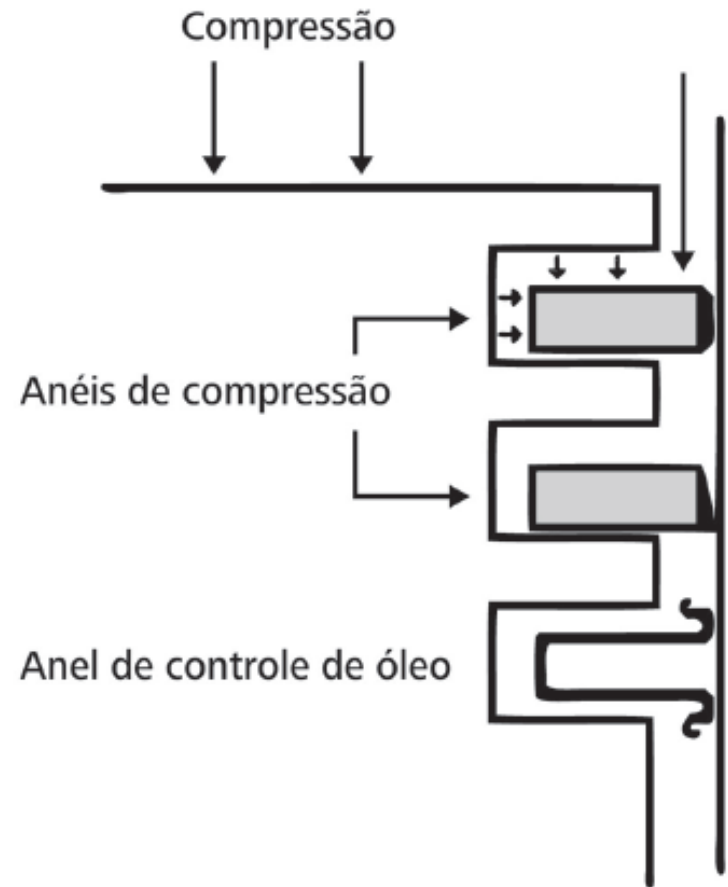
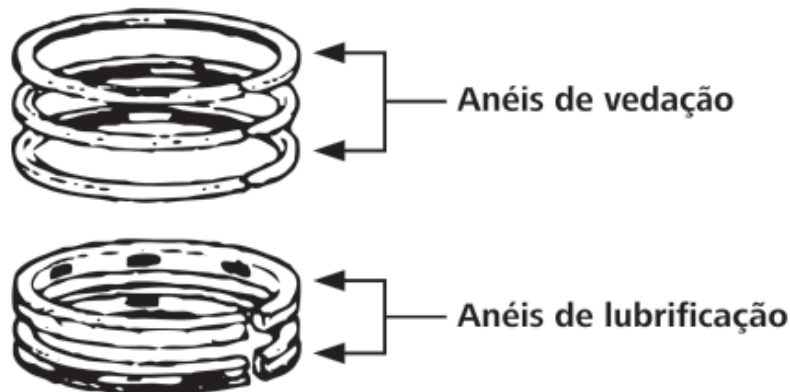
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Anéis de segmento

Considera-se desejável para os anéis:

- a) A largura da face pequena.
- b) Utilização do menor número possível de anéis, para diminuir o atrito.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Bronzinas ou casquilhos

Os casquilhos ou bronzinas são **buchas bipartidas**, geralmente trimetálicas, de **aço-cobre-estanho**, que **diminuem o atrito** entre o eixo e seu apoio, suportando cargas elevadas. As bronzinas possuem ressaltos para assegurar um posicionamento correto na montagem e impedir seu deslocamento lateral, bem como orifícios que permitem facilitar a lubrificação.



Semicojinete de bancada

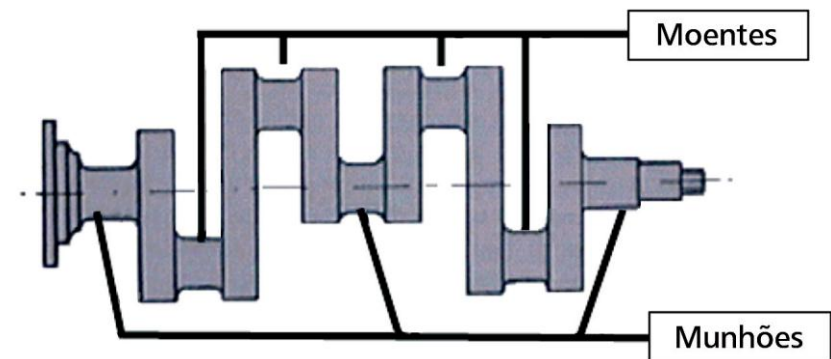
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Virabrequim

(Eixo de manivelas **EDM**, Árvore de manivelas, **ADM**)

Eixo motor propriamente dito, o qual, na maioria das vezes, é instalado na parte inferior do bloco, recebendo ainda as bielas que lhe imprimem movimento.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Virabrequim

- ❑ As cargas aparentes de um virabrequim resultam em tensões devido à **flexão, torção e cisalhamento** em todo seu comprimento. A geometria complexa envolvida tornaria muito difíceis os cálculos precisos de tensão, ainda que as cargas fossem conhecidas com precisão.
- ❑ A **linha de eixo** é a linha do conjunto de **munhões**, pontos fixos de assentamento dos mancais de fixação no bloco, nos quais gira o virabrequim apoiado no bloco do motor. Os **moentes** são as partes do virabrequim onde se apoiam as bielas.
- ❑ O interior do virabrequim contém ainda **dutos especiais** por onde circulam o óleo necessário à lubrificação dos munhões e dos moentes

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Mancais

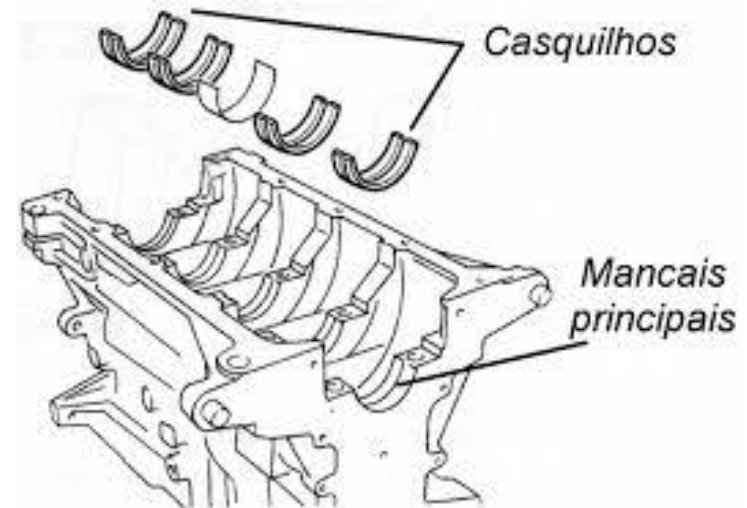
- ❑ Os mancais são utilizados para **reduzir o atrito e servir de apoio** às partes móveis giratórias do motor, aos moentes e aos munhões. Dividem-se em dois tipos principais: os **fixos**, alojados nos munhões e no bloco do motor; e os **móveis**, montados nos moentes e bielas. Podem ser ainda de deslizamento ou de rolamento (com roletes, esferas, agulhas).
- ❑ O mancal, quando constituído por duas partes iguais, para facilitar a montagem, é designado por mancal de duas **meias-buchas** e é composto por duas partes, uma externa chamada capa e outra interna composta por metal antifricção que pode ser uma liga de **estanho, de cobre e de antimônio**. Essa liga permite um deslizamento muito suave, favorecendo o funcionamento silencioso do motor.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Mancais

- ❑ Os mancais de bronze, ou seja, liga de **estanho e de cobre**, são particularmente montados nos **motores Diesel**. A boa resistência mecânica desse material é conveniente a esse gênero de motores, cujo **conjunto de biela é submetido a fortes cargas**.

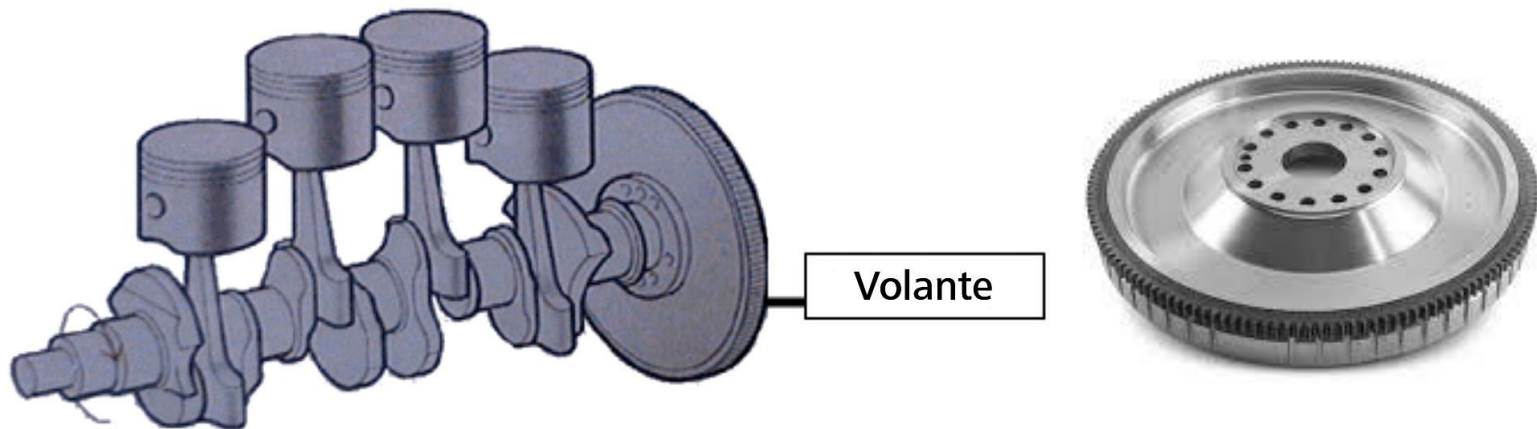


Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes móveis dos motores de combustão interna

Volante

Constituído por **fundição ou de aço moldado**, o volante destina-se a **regularizar e equilibrar a rotação do virabrequim**. No momento da explosão, o volante absorve a energia desenvolvida e a restitui nos tempos não motores. Os motores de um cilindro exigem um volante grande, enquanto os de vários cilindros são equipados com volantes tanto mais leves quanto mais elevado for o número de cilindros.





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

1. Descreva:

- a) Bloco/Monobloco
- b) Válvulas
- c) Bronzinas ou casquilhos
- d) Cáster
- e) Eixo Comando de Válvulas
- f) Pistão / Biela
- g) Anéis de segmento
- h) Virabrequim
- i) Volante

2. Relacione as colunas.

- a) Componentes fixos () Virabrequim
- b) Parte móvel da Câmara () Bloco
- c) Anéis de segmento () Vedação e lubrificação
- d) EDM () Pistão
- e) Moentes e munhões () ADM

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

- ❑ Para saber mais sobre Componentes fixos e móveis dos motores de combustão interna:

<http://youtube.com/watch?v=tohGFGoZ5Mk>



Ford - Duratec HE 4 Cilynder PFI (Port Fuel Injection)

Inline Gasoline Engine Development – Cologne (Merkenich)



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições e Nomenclatura

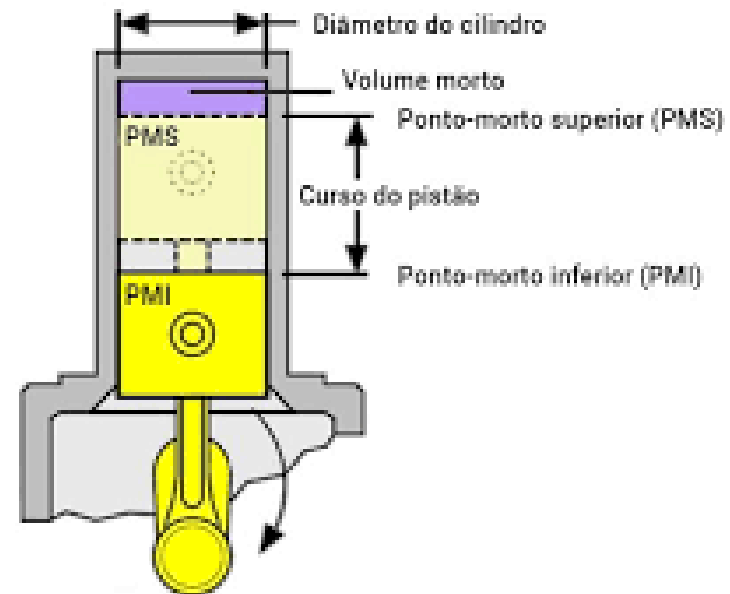
- Ponto Morto Superior e Ponto Morto Inferior
- Cilindrada
- Câmara de Compressão ou de Combustão, Volume Morto
- Octanagem
- Taxa de Compressão (Relação)
- Auto-Ignição
- Avanço
- Outras Definições e Nomenclatura

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Ponto Morto Superior (**PMS**) *{TDC - Top Dead Center}* e o Ponto Morto Inferior (**PMI**) *{BDC - Bottom Dead Center}*, são nestas posições onde o êmbolo muda de sentido de movimento estando no seu máximo (**PMS**) ou no seu mínimo (**PMI**), conforme a Figura.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Cilindrada

- É o volume total deslocado pelo pistão entre o P.M.I. e o P.M.S., multiplicado pelo número de cilindros do motor. É indicada em centímetros cúbicos (cm³) e tem a seguinte fórmula:

$$C = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \text{Curso} \right) \cdot N_{\text{cilindros}} \quad (\text{em cm}^3)$$



Exemplo 2.1 – Cálculo de cilindrada do motor de um Ômega GLS (GM)

Tomando como exemplo o motor de um Ômega GLS (GM). De seu catálogo têm-se os seguintes dados:

Motor Dianteiro Longitudinal M.P.F.I.

Número de Cilindros → 04

Diâmetro cilindro → 86,0 mm

Curso do pistão → 86,0 mm

Taxa de Compressão → 9,2:1

Assim:

$$C = \left(\frac{\pi \cdot 8,6^2}{4} \cdot 8,6 \right) \cdot 4 = 1998,229 \text{ cm}^3$$

conhecido, no mercado, como 2.0 ou 2,0 litros

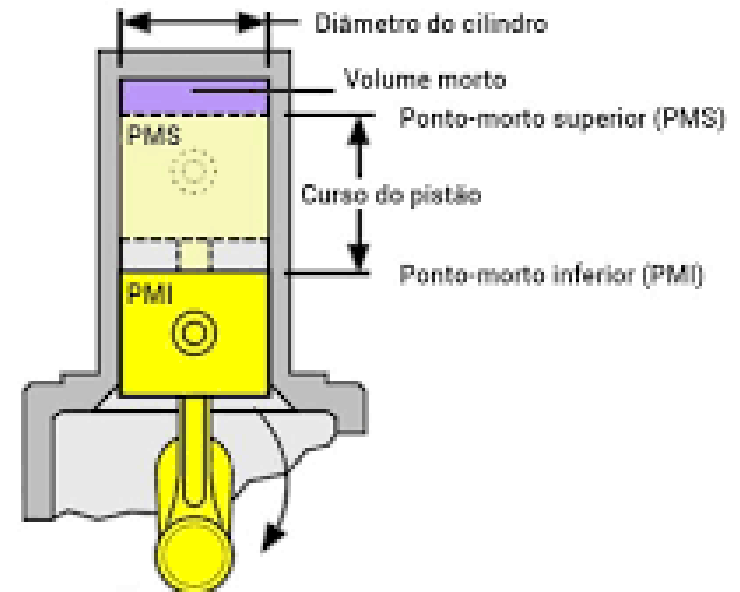
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Câmara de Compressão ou de Combustão, Volume Morto

- É o **espaço livre** que fica acima do pistão quando este se encontra no **P.M.S.** Nela, a mistura ar/combustível do motor a gasolina, que entrou pela válvula de admissão, será comprimida e, após a faísca emitida pela vela, explodirá para que a expansão dos gases movimente o pistão e dê sequência ao funcionamento do motor.



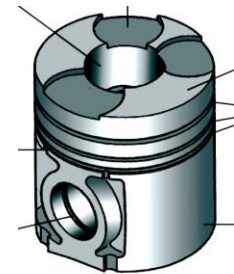
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Câmara de Compressão ou de Combustão, Volume Morto

- Dependendo do grau de modernidade do motor, a câmara pode estar inserida no cabeçote ou na **cabeça dos pistões** (mais comuns). Basicamente, o volume da câmara de combustão define a Taxa de Compressão do motor. **Quanto menor for seu volume, maior será essa relação** e, conseqüentemente, **melhor o rendimento** do motor. Todos os componentes que atuam em sua formação ou ao seu redor influenciam diretamente em sua eficiência: a posição das válvulas e o desenho dos dutos de admissão, por exemplo.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem

- ❑ A octanagem mede a **capacidade da gasolina de resistir à detonação**, ou a sua capacidade de resistir às exigências do motor sem entrar em **auto-ignição** antes do momento programado. A detonação, também conhecida como “**batida de pino**”, leva à perda de potência e pode causar sérios danos ao motor, dependendo de sua intensidade e persistência.
- ❑ Um combustível de octanagem n é aquele que se comporta como se fosse uma mistura contendo **$n\%$ de isooctano e $(100-n)\%$ de n-heptano**. Por convenção, o isooctano puro tem octanagem 100 e o n-heptano puro tem octanagem zero. Hoje, alguns combustíveis aditivados possuem octanagem superior a escala posta, **é uma nova tecnologia**.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem (Para a Gasolina)

No Brasil (com exceção do RS) é utilizada **uma gasolina única**, pois trata-se de uma mistura de **76% de gasolina e 24% de álcool etílico (etanol)**. O teor de álcool na gasolina é objeto de Lei Federal, cuja especificação final é de responsabilidade da Agência Nacional de Petróleo – ANP.

No Estado do RS, ao invés de álcool, utiliza-se o MTBE (metil-tercio-butil-etileno) como oxigenador, i.e., aditivo que contém oxigênio para aumentar a eficiência da combustão do hidrocarboneto Gasolina (C_8H_{18})_n.

Atualmente, a gasolina que compõe esta mistura é produzida, quase na totalidade, pelas 10 refinarias da Petrobras. O restante, por 2 refinarias privadas: Manguinhos (RJ) e a de Ipiranga (RS)

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem **(Para a Gasolina)**

Já o **álcool** é produzido a partir da **cana-de-açúcar** em diversas **destilarias** espalhadas pelo país. A composição final da chamada **gasolina brasileira**, ou seja, a mistura de gasolina e álcool é realizada pelas Companhias Distribuidoras (Esso, Shell, Texaco, etc...), responsáveis também pela comercialização final do produto junto aos postos de serviço.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem (Para a Gasolina)

Desde janeiro de 1992, a gasolina brasileira é isenta de **chumbo**.

O chumbo era utilizado mundialmente para aumentar a octanagem da gasolina, mas, por **questões ambientais**, vem sendo gradualmente eliminado. Atualmente, estão à disposição dos consumidores brasileiros **03 tipos de gasolina**: comum, comum aditivada e *premium*. Esta classificação é dada segundo a octanagem da gasolina.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem **(Para a Gasolina)**

A octanagem da gasolina pode ser avaliada por **dois métodos** distintos:

- ❑ **Método Motor (MON – *Motor Octane Number*)** avalia a resistência da gasolina à detonação quando o motor está operando em **condições mais severas** – alta rotação e plena carga, como acontece em subidas com marcha reduzida e velocidade alta.
- ❑ O método Pesquisa (**RON – *Reserch Octane Number***) avalia a resistência da gasolina à detonação quando o motor está operando em **condições mais suaves** – baixa rotação, como acontece em subidas com marcha alta.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem (Para a Gasolina)

As **Gasolinas Comum** e **Comum-Aditivada** têm octanagem de **86** no Brasil. A **Gasolina Premium** possui maior octanagem, **91**. Pode ser utilizada em qualquer veículo, mas não trará nenhum benefício se o motor não exigir este tipo de combustível (alta taxa de compressão, com monitoramento eletrônico, injeção multiponto e projetados para gasolinas de alta octanagem).

As Gasolinas Comum e Comum-Aditivada possuem a mesma octanagem, diferindo-se entre si apenas pela presença do aditivo, do tipo “**detergente dispersante**” que tem a função de manter limpo todo o sistema.



A octanagem das gasolinas brasileiras é dada pela média entre os dois métodos, conhecida como **Índice Antidetonante** $(MON+RON)/2$.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem (Para o Etanol)

No Brasil, o etanol (C_2H_5OH) é utilizado de duas maneiras:

- ❑ Como mistura na gasolina, na forma de **24%** de **etanol anidro**, a 99,6° Gay-Lussac (GL) e 0,4% de água, formando uma mistura “*gasohol*” com o objetivo de aumentar a octanagem da gasolina;
- ❑ Como etanol puro, na forma de etanol hidratado a 95,5° GL. Nos outros países, as misturas de “*gasohol*” contêm tipicamente apenas **10% (ou menos)** de etanol. O etanol é um excelente combustível automotivo: apresenta um **Índice de Octanagem superior ao da gasolina** e tem uma **Pressão de Vapor inferior**, resultando em menores emissões evaporativas. A combustão no ar é inferior a da gasolina, o que reduz o número e a severidade de fogo nos veículos.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Octanagem (Para o Etanol)

O etanol anidro tem poder calorífico inferior (PCI) e superior (PCS) de 21,2 e 23,4 MJ/l (mega Joule por litro), respectivamente, contra 30,1 e 34,0 MJ/l da gasolina.

As principais propriedades da gasolina e do álcool estão indicadas abaixo:

	GASOLINA	ETANOL
Calor específico (kJ/kg)	34.900	26.700
N.º de Octano (RON/MON)	91/80	109/98
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	376 ~ 502	903
Temperatura de ignição (°C)	220	420
Razão Estequiométrica Ar/Combustível	14,5	9

Fonte: Goldemberg & Macedo

<http://www.etanolverde.com.br/>



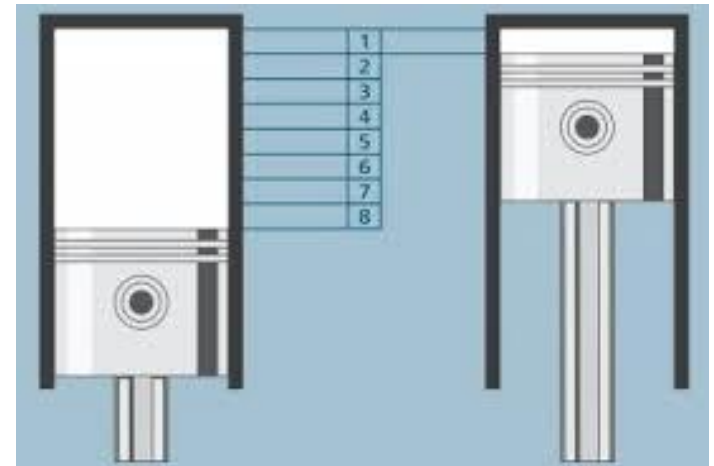
Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Taxa de Compressão (Relação)

Relação matemática que indica quantas vezes a mistura ar/combustível, ou simplesmente o ar aspirado (no caso dos diesel) para dentro dos cilindros, é **comprimido dentro da câmara de combustão antes que se inicie o processo de queima**. Assim, um motor a gasolina que tenha especificada uma taxa de compressão de 8:1, por exemplo, indica que o volume aspirado para dentro do cilindro foi comprimido oito vezes antes que a centelha da vela iniciasse a combustão.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Taxa de Compressão (Relação)

Do ponto de vista termodinâmico, a **taxa de compressão é diretamente responsável pelo rendimento térmico do motor**. Assim, quanto maior a taxa de compressão, melhor será o aproveitamento energético que o motor estará fazendo do combustível consumido. Por esse motivo é que os motores **Diesel consomem menos** que um similar a gasolina: funcionando com taxas de compressão altíssimas (17:1 nos turbodiesel e até 22:1 nos diesel aspirados), geram a mesma potência consumindo menos combustível.

Há **limitações físicas e técnicas** para a simples ampliação da taxa. No primeiro caso, ocorre a dificuldade de obtenção de **câmaras de combustão minúsculas**. Já o segundo apresenta restrições quanto às propriedades do combustível, i.e., técnicas, o quanto cada um “tolera” de compressão antes de se **autoinflamar** (octanagem).

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Taxa de Compressão (Relação)

A taxa de compressão corresponde à relação entre:

$$TC = \frac{\text{Cilindrada do Motor} + \text{Volume da Câmara de Combustão}}{\text{Volume da Câmara de Combustão}}$$

chamando de V a cilindrada do motor e v o volume da câmara de combustão (volume morto), têm-se:

$$TC = \frac{V + v}{v}$$



Exemplo 2.2 – Cálculo da taxa de compressão do motor de um Corsa Sedan GL (GM)

Tomando como exemplo o motor de um Corsa Sedan GL (GM). De seu catálogo têm-se os seguintes dados:

Motor Transversal M.P.F.I. Gasolina

Cilindrada	1.6	1600 cm ³	
Número de Cilindros	04		
Diâmetro do Cilindro	79,0 mm		para um motor de 04 cilindros → 1600 cm ³
Curso do Pistão	81,5 mm		
Taxa de Compressão	9,4:1		para um cilindro apenas → $\frac{1600}{4} = 400 \text{ cm}^3$

Como a Taxa de Compressão já é dada, pode-se calcular então o volume da câmara de combustão v .

$$\text{a Cilindrada} \quad \rightarrow \quad V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \text{Curso} = \frac{\pi \cdot 7,9^2}{4} \cdot 8,15 = 399,486 \text{ cm}^3$$

para uma Taxa de Compressão de 9,4:1

$$\text{volume morto } v \quad \rightarrow \quad v = \frac{V}{TC - 1} = \frac{399,486}{9,4 - 1} = 47,56 \text{ cm}^3$$



Exemplo 2.2 – Cálculo da **taxa de compressão** do motor de um Corsa Sedan GL (GM)

Pode-se então calcular a altura deixada no cilindro para a abertura das válvulas:

$$v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h$$
$$h = \frac{4 \cdot v}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 47,56}{\pi \cdot 7,9^2} = 0,97 \text{ cm}$$

$$h = 9,7 \text{ mm}$$

Com isso pode-se concluir que a **Taxa de Compressão** é uma **propriedade inerente ao motor** (bloco, cabeçote, pistões) e não ao combustível utilizado no mesmo.

Não se altera a **Taxa de Compressão** de um motor apenas modificando o **tipo de combustível** consumido.



Exemplo 2.3 – Cálculo da taxa de compressão do motor de um Corsa Sedan GL (GM) **com volume morto do cilindro rebaixado**

Pegando o exemplo anterior, imagine que a altura (h) do cilindro que compõem o volume morto (câmara de combustão) tenha sido rebaixada de 0,6 mm. Qual será a nova Taxa de Compressão deste motor?

Motor Transversal M.P.F.I. Gasolina

Cilindrada	1.6	1600 cm ³
Número de Cilindros	04	
Diâmetro do Cilindro	79,0 mm	
Curso do Pistão	81,5 mm	
Taxa de Compressão	9,4:1	

$$v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h = \frac{\pi \cdot 7,9^2}{4} \cdot (0,97 - 0,06) = 44,605 \text{ cm}^3$$

$$TC = \frac{V + v}{v} = \frac{399,486 + 44,605}{44,605} = 9,956$$

Assim, com a diminuição de 0,6 mm a Taxa de Compressão aumentará de 9,4:1 para aproximadamente **10,0:1**

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Autoignição

Em razão das **altas temperaturas na câmara de combustão** ou octanagem incorreta da gasolina para a taxa de compressão do motor, algumas vezes o efeito autoignição pode ocorrer. **Pontos quentes** no interior da câmara passam a fazer o papel da vela de ignição, incandescendo a mistura ar/combustível antes mesmo de a vela de ignição iniciar o processo através da centelha elétrica. Uma **vela com grau térmico muito alto** para a situação em que o motor está sendo utilizado pode também ser o motivo da auto-ignição.



Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Autoignição

Muito prejudicial ao funcionamento do motor, fazendo com que o mesmo **perca potência e corra o risco de um superaquecimento** ainda maior, a auto-ignição pode levar à **destruição da câmara de combustão** e, em casos extremos, **furos na cabeça dos pistões** ou mesmo sua **fusão com o cilindro**. Seus efeitos devastadores são idênticos aos do motor com ponto de ignição muito adiantado, o que pode acabar provocando detonações.

De uma maneira geral, o maior responsável pela auto-ignição é a **carbonização da cabeça dos pistões** e das **câmaras de combustão em motores com alta compressão**, fato que aumenta ainda mais a taxa de compressão por reduzir o volume da câmara de combustão.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Avanço

Nome empregado mais comumente para designar o quanto a centelha da vela deverá ser avançada, com relação ao P.M.S. do pistão para iniciar o processo de combustão. Faz-se o avanço para se obter a máxima pressão sobre o pistão quando o mesmo atinge o P.M.S., melhorando a performance do motor.

Num automóvel, o avanço pode ser de 03 tipos: **a vácuo**, **centrífugo** ou **eletrônico**.

Os dois primeiros, absolutamente mecânicos, atuam diretamente sobre o distribuidor, sendo passíveis de erro operacional.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Avanço

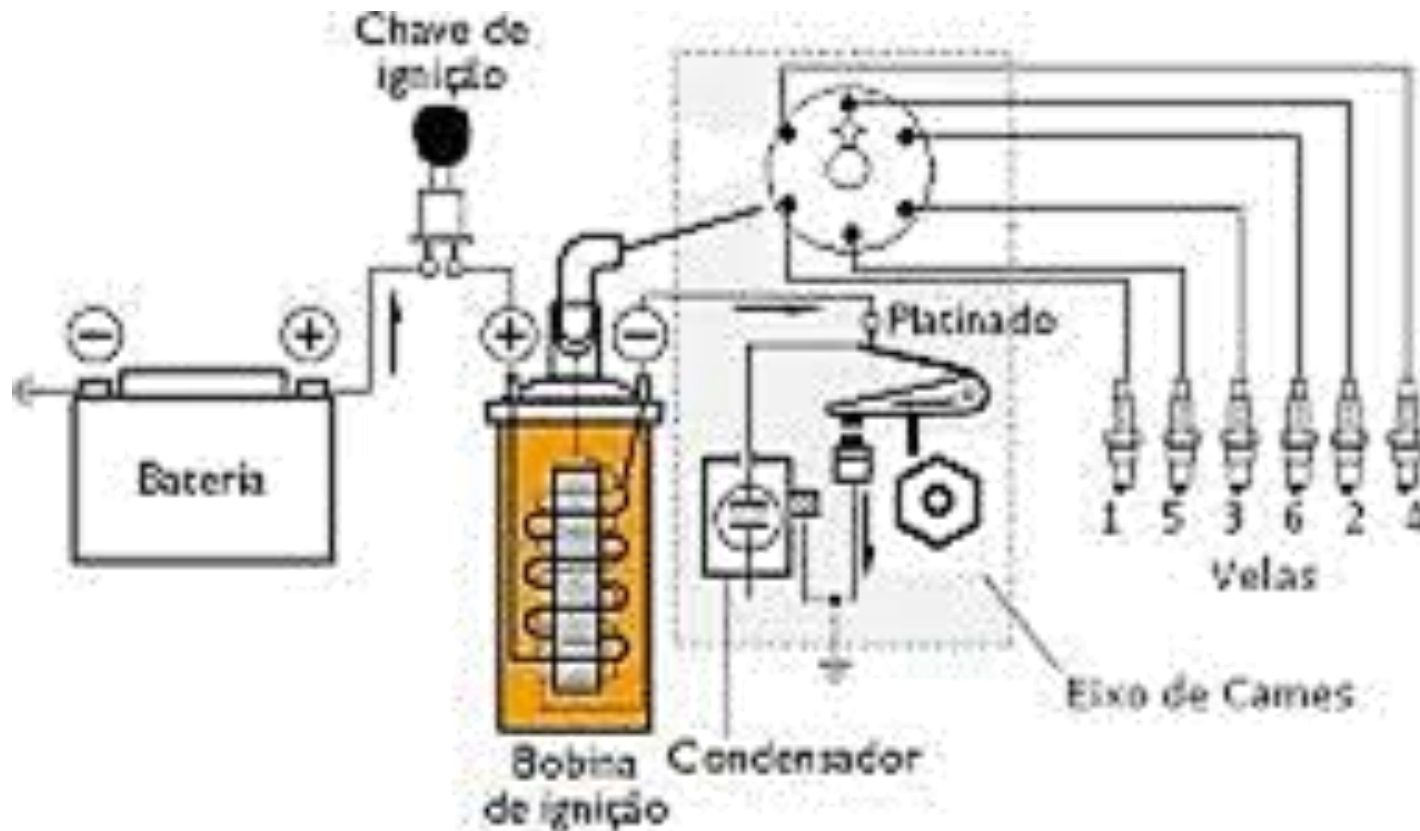
- ❑ O avanço **a vácuo** e **centrífugo** são, absolutamente **mecânicos**, atuam diretamente sobre o distribuidor.
- ❑ O avanço **eletrônico**, existe na memória do sistema de comando da ignição ou, o que é bem mais moderno e comum atualmente, na **central eletrônica** que comanda a injeção e ignição, simultaneamente.

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Avanço

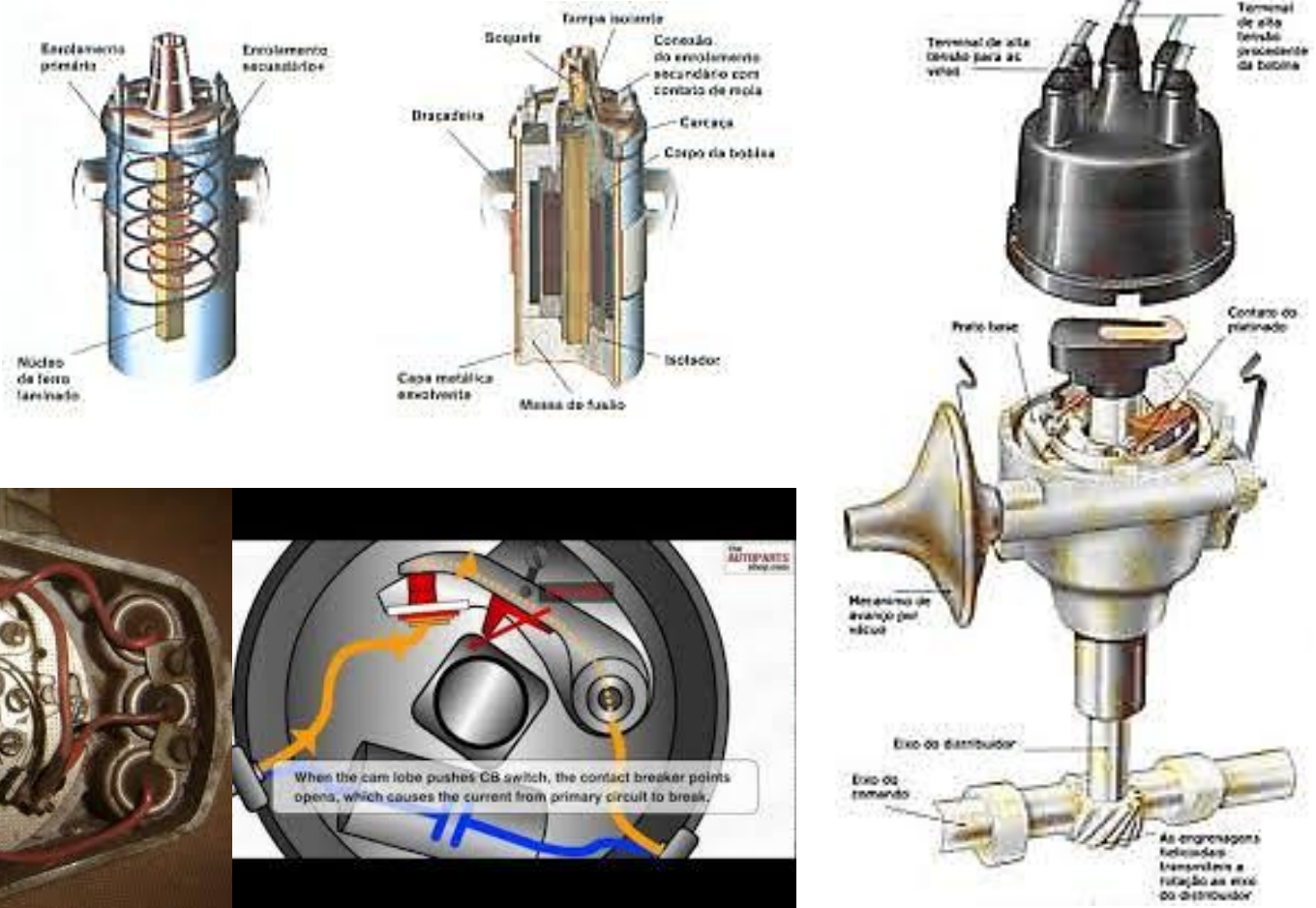


Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

Definições

Avanço





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

1. Descreva:

- a) Ponto Morto Superior
- b) Ponto Morto Inferior
- c) Curso do cilindro
- d) Cilindrada
- e) Câmara de Compressão ou de Combustão, Volume Morto
- f) Octanagem
- g) Taxa de Compressão (Relação)
- h) Auto-Ignição

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

❑ Para saber mais **Outras Definições e Nomenclatura:**

A nomenclatura utilizada pelos fabricantes de motores, normalmente encontrada na documentação técnica relacionada, obedece a notação adotada pela norma **DIN 1940**. Existem normas americanas, derivadas das normas DIN, que adotam notações ligeiramente diferenciadas, porém com os mesmos significados.





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala) Exercícios Teóricos

54

O problema da detonação que pode ocorrer no motor de ignição por centelha deixa de ocorrer no motor Diesel.

PORQUE

Somente o ar é comprimido durante o curso de compressão do motor Diesel, ao contrário do motor de ignição por centelha, no qual uma mistura ar-combustível é comprimida.

Analisando-se as afirmações acima, conclui-se que

- (A) as duas afirmações são verdadeiras, e a segunda justifica a primeira.
- (B) as duas afirmações são verdadeiras, e a segunda não justifica a primeira.
- (C) a primeira afirmação é verdadeira, e a segunda é falsa.
- (D) a primeira afirmação é falsa, e a segunda é verdadeira.
- (E) as duas afirmações são falsas.

60

O projeto de um novo motor a diesel para caminhões médios foi encomendado por uma empresa. Optou-se por utilizar ferro fundido para fabricação do bloco do motor. Observando-se a disponibilidade dos fornecedores locais, que tipo de ferro fundido deve ser selecionado?

- (A) Vermicular.
- (B) Branco ou nodular.
- (C) Nodular.
- (D) Maleável.
- (E) Nodular ou maleável.

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2011). ENGENHEIRO(A)
DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA

PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2011). ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA

Capítulo 2 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Componentes dos motores de combustão interna

- ❑ Para saber mais sobre Funcionamento de motores a combustão interna:

<http://youtube.com/watch?v=emRxXykWB3Y>



<http://youtube.com/watch?v=JQP4N9OpQ-w>





Importante!

Lista de Exercícios

Como reforço do aprendizado do conteúdo apresentado em sala de aula, são sugeridos os exercícios dispostos na lista abaixo. Bom estudo!

Martinelli Jr, L. C., **Motores de Combustão Interna (MCI)**, Apostila de Máquinas Térmicas I, UNIJUÍ, 2003.

Capítulo 1									
Leitura e Exemplos									



For Android:

<https://play.google.com/store/apps/details?id=com.thunkable.android.tonyajato.Mecanicaautomotiva>



Importante!

Lista de Exercícios

Como reforço do aprendizado do conteúdo apresentado em sala de aula, são sugeridos os exercícios em realidade virtual para montagem de motores dispostos nos links abaixo. Bom estudo! E boa diversão!

Tutorial

<https://youtu.be/YIsobMyM8rQ>

<https://youtu.be/CIHvVPc5OQQ>

<https://youtu.be/CdZCjfWkdZY>



For Virtual reality:

<http://www.wrenchgame.com/>

Free Demo (Oculus store)

<https://www.oculus.com/experiences/rift/1755851804523719/>

Capítulo 3 – Motores

- ≡ PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS
 - ≡ MOTOR QUATRO TEMPOS
 - ≡ MOTOR DOIS TEMPOS
- ≡ MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO (WANKEL)
- ≡ MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)
- ≡ MOTOR ALTERNATIVO-ROTATIVO (ANTÔNIO SANCHEZ)
- ≡ MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)
- ≡ VEÍCULOS HÍBRIDOS

Objetivo

- ❑ O objetivo deste Capítulo é introduzir o princípio de funcionamento dos motores alternativos e apresentar o **projeto e aplicação** de alguns motores tradicionais : A ênfase é, em:
 - ≡ Princípio de funcionamento dos motores
 - ≡ Projeto e aplicação de alguns motores tradicionais



O Ciclo **mecânico** é o mesmo em qualquer motor alternativo. Já o ciclo **termodinâmico**... (próx. Capítulo 4)

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

O Ciclo mecânico é o mesmo em qualquer motor alternativo.

1. Introduz-se a mistura (ar/comb) ou o somente ar no cilindro;
2. Comprime-se a mistura (ar/comb) ou o somente ar com injeção posterior de combustível, consumindo trabalho;
3. Queima-se a mistura ar/combustível;
4. Ocorre a expansão dos gases resultantes da combustão, gerando trabalho;
5. Expulsão dos gases.

Nos motores a pistão, este ciclo pode completar-se de duas maneiras:

- Ciclo de trabalho a **quatro tempos (4T)**;
- Ciclo de trabalho a **dois tempos (2T)**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T).

O ciclo se completa a cada **quatro cursos do êmbolo**, de onde vem a sua denominação

Um ciclo de trabalho estende-se por **duas rotações da árvore de manivelas**, ou seja, **quatro cursos do pistão**.

- ❑ No **primeiro tempo**, com o pistão em movimento descendente, dá-se a **admissão**, que se verifica, na maioria dos casos, por aspiração automática da mistura ar-combustível (nos motores Otto), ou apenas ar (motor Diesel). Na maioria dos motores Diesel modernos, uma ventoinha empurra a carga para o cilindro (turbocompressão).
- ❑ No **segundo tempo**, ocorre a **compressão**, com o pistão em movimento ascendente. Pouco antes do pistão completar o curso, ocorre a **ignição** por meio de dispositivo adequado (no motor Otto), ou a autoignição (no motor Diesel – 500° a 700°C e a alta pressão).

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T).

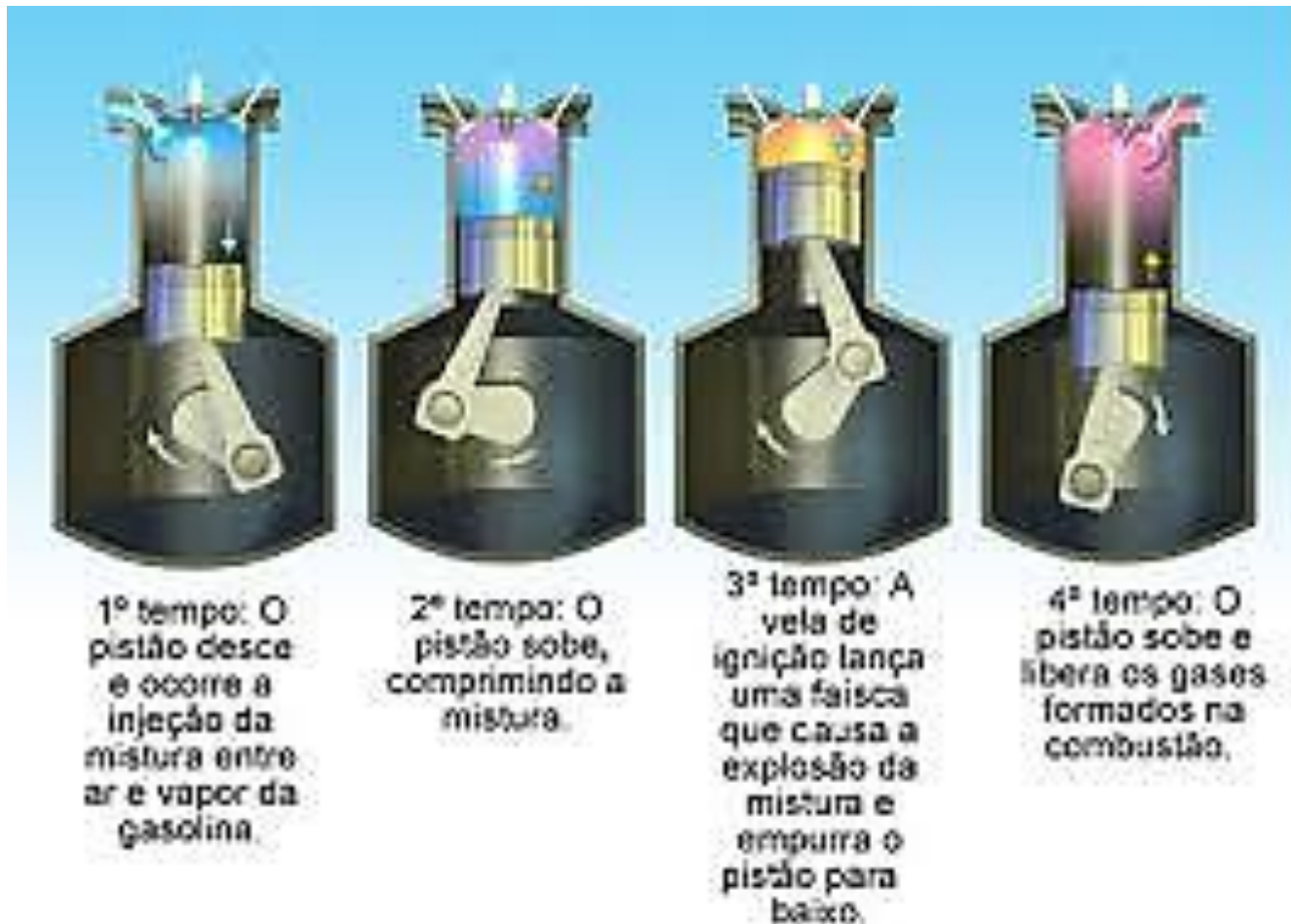
- ❑ No **terceiro tempo**, com o pistão em movimento descendente, temos a ignição, com a **expansão dos gases e transferência de energia ao pistão** (tempo motor).
- ❑ No **quarto tempo**, o pistão em movimento ascendente, empurra os gases de **escape** para a atmosfera.

Durante os quatro tempos – ou duas rotações – transmitiu-se trabalho ao pistão só uma vez. Para fazer com que as válvulas de admissão e escapamento funcionem corretamente, abrindo e fechando as passagens nos momentos exatos, a árvore de comando de válvulas (ou **eixo de cames**) gira a meia rotação do motor, completando **uma volta a cada ciclo de quatro tempos**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

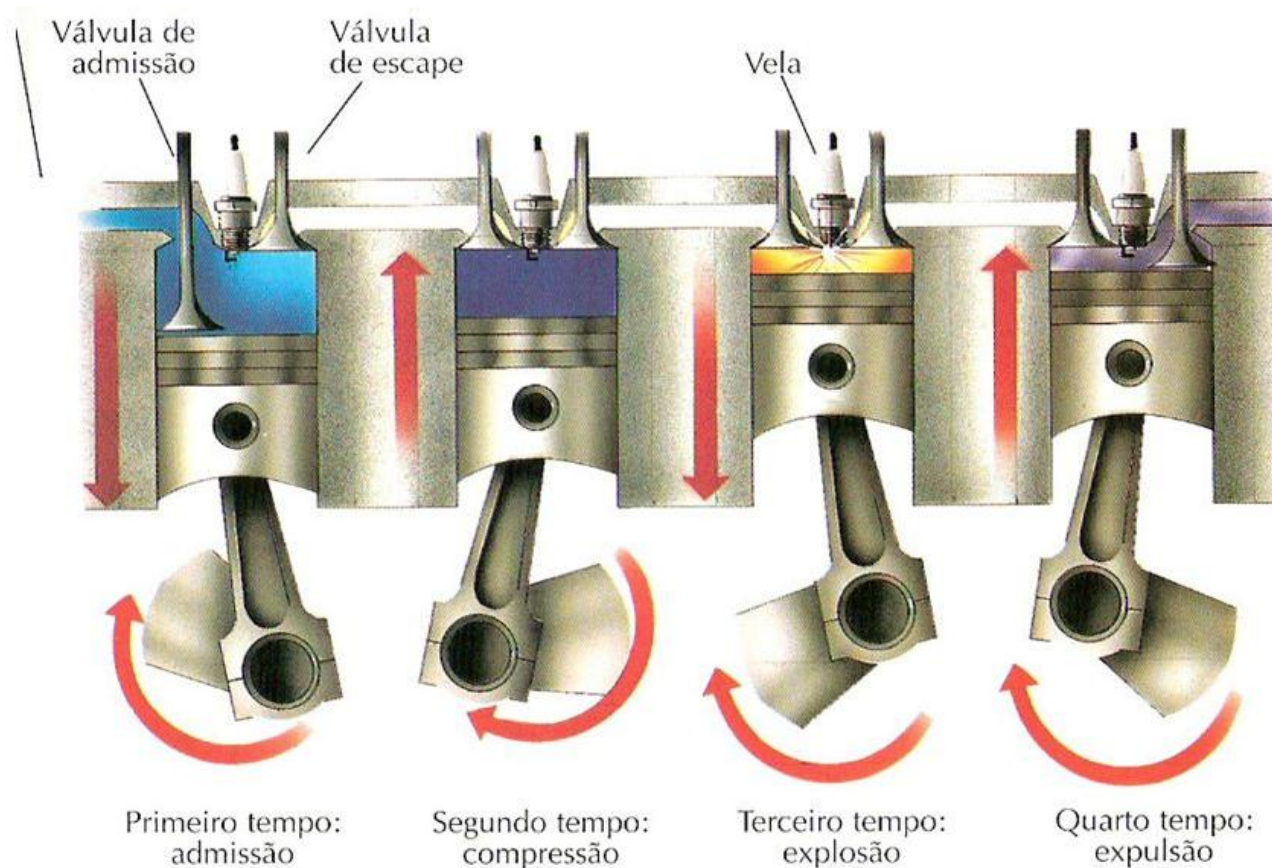
Motor a Quatro Tempos (4T)



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T)



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T). (RESUMO)

- ❑ **1º TEMPO - Curso de Admissão** - Estando o pistão no PMS, o mesmo começa a descer estando aberta a válvula de admissão (VA) e fechada a válvula de descarga (VD). O êmbolo, ao descer gera um vácuo no interior do cilindro, aspirando a mistura ar-combustível (Ciclo Otto) ou somente ar (Ciclo Diesel) até o PMI, quando a VA se fecha, cumprindo-se meia volta do virabrequim (180°).
- ❑ **2º TEMPO - Curso de Compressão** - Estando VA e VD fechadas, a medida que o pistão desloca-se para o PMS, o mesmo comprime o conteúdo do cilindro, aumentando a sua temperatura e pressão interna. O virabrequim gira outros 180° , completando o primeiro giro (volta completa - 360°).

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T). (RESUMO)

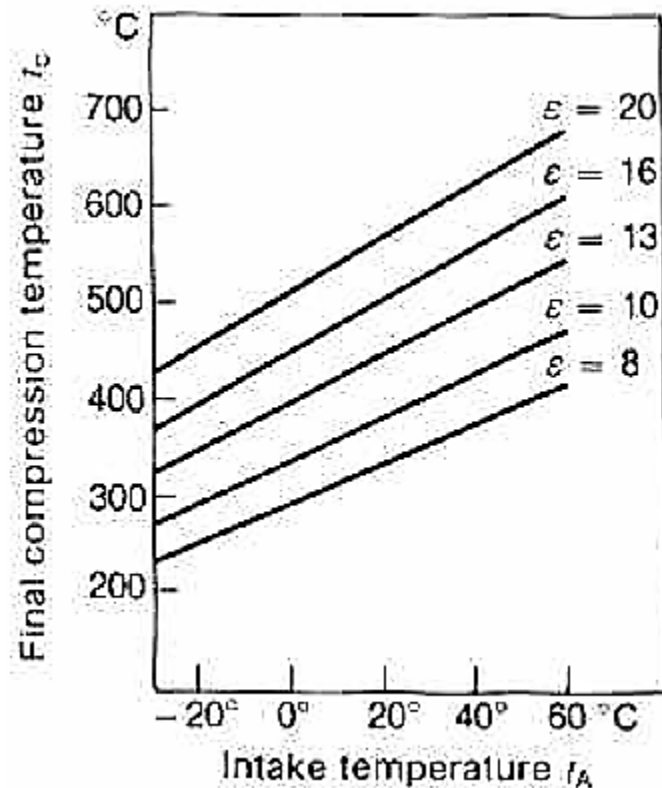
- ❑ **3º TEMPO - Curso de Combustão e Expansão** - Nesta fase produz-se a energia que será transformada em trabalho mecânico. Pouco antes do pistão atingir o PMS com VA e VD fechadas, a mistura ar-combustível é queimada. A energia liberada nesta combustão dá origem a uma força no êmbolo, deslocando-o do PMS ao PMI. Esta força é transmitida do êmbolo, através da biela, ao virabrequim girando-o (executa meia volta +180° ou 540°).
- ❑ **4º TEMPO - Curso de Escape** - Com a VA fechada e a VD aberta, o êmbolo, ao deslocar-se do PMI para o PMS, onde VD se fecha, expulsa os produtos da combustão. O virabrequim executa outra meia volta + 180°, completando o ciclo (720°).

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

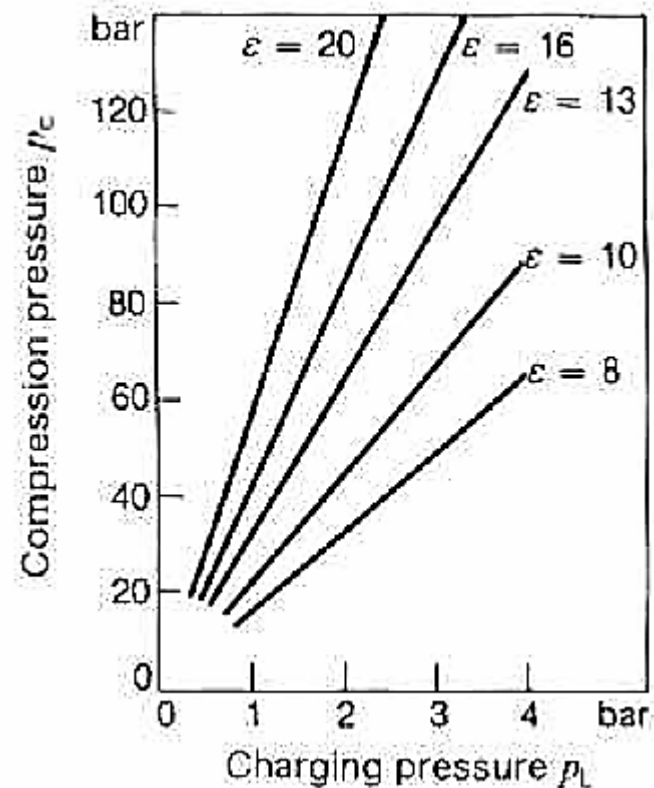
PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T).

Temperatura e Pressão no final da Compressão



$$T_c = T_c - 273.15 \text{ K}; T_c = T_A \cdot \epsilon^{\eta} - 1; \eta = 1.35$$



$$P_c = p_L \cdot \epsilon^{\eta}; \eta = 1.35$$

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Quatro Tempos (4T).



Somente no **curso de combustão** se **produz energia mecânica**, os outros **três tempos são passivos**, ou seja, absorvem energia



A **Temperatura** no final da compressão é uma função da **taxa de compressão** e da **temperatura de admissão**



A **Pressão** no final da compressão é uma função da **taxa de compressão** e da **pressão de admissão**

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Dois Tempos (2T).

Os motores deste tipo combinam em **dois cursos do êmbolo** as funções dos motores de quatro tempos, sendo assim, há um curso motor para cada volta do virabrequim. Normalmente estes motores **não têm válvulas**, eliminando-se o uso de tuchos, hastes, etc. O cárter, que possui dimensões reduzidas, recebe a mistura ar-combustível e o óleo de lubrificação. Deve ser cuidadosamente fechado pois nele se dá a pré-compressão da mistura.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

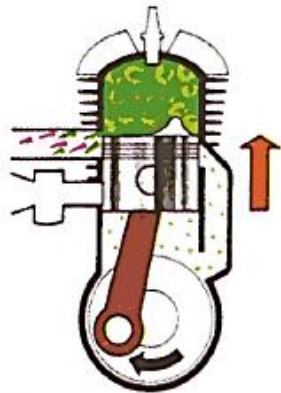
Motor a Dois Tempos (2T) - Ciclo Otto – etanol, gasolina ou GNV

- ❑ **1º Tempo - Curso de Admissão e Compressão** - O êmbolo dirige-se ao PMS, comprimindo a mistura ar-combustível. As janelas de escape da carga são fechadas, abrindo-se a janela de admissão. Com o movimento do êmbolo, gera-se uma pressão baixa dentro do cárter e assim, por diferença de pressão admite-se uma nova mistura ar-combustível-óleo lubrificante, que será utilizado no próximo ciclo. O virabrequim dá meia volta, 180° , fechando o ciclo. Pouco antes de atingir o PMS, dá-se a centelha, provocando a combustão da mistura, gerando uma força sobre o êmbolo. Inicia-se então o próximo ciclo.
- ❑ **2º Tempo - Combustão e Escape** - É o curso de trabalho. No PMS, dado início à combustão por meio de uma centelha, o êmbolo é forçado até o PMI. Durante o curso, o êmbolo passa na janela de descarga dando vazão aos gases da combustão. Ao mesmo tempo o êmbolo abre a janela de carga permitindo que uma nova mistura ar combustível entre no cilindro e forçando os gases provenientes da combustão para fora (lavagem). O virabrequim dá meia volta, 180° .

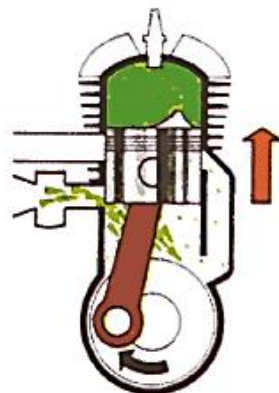
Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

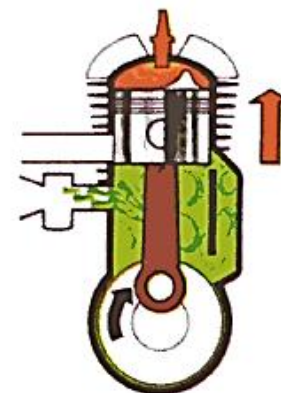
Motor a Dois Tempos (2T) - Ciclo Otto – etanol, gasolina ou GNV



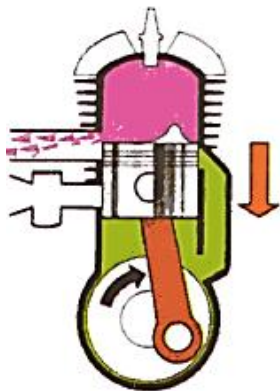
1º tempo: o pistão sobe e fecha as janelas de admissão e lavagem



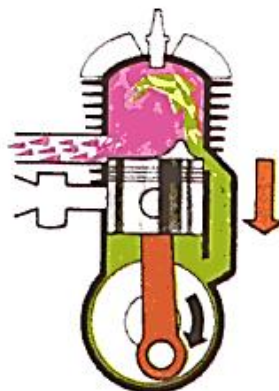
1º tempo: ele inicia a compressão e já abre a janela de admissão



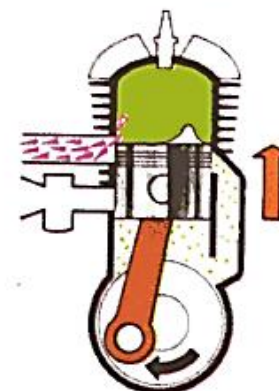
1º tempo: ocorre a explosão e a nova mistura já entrou



2º tempo: ele desce, abre a janela de escape e fecha a de admissão



2º tempo: a nova mistura ajuda a expulsar os gases



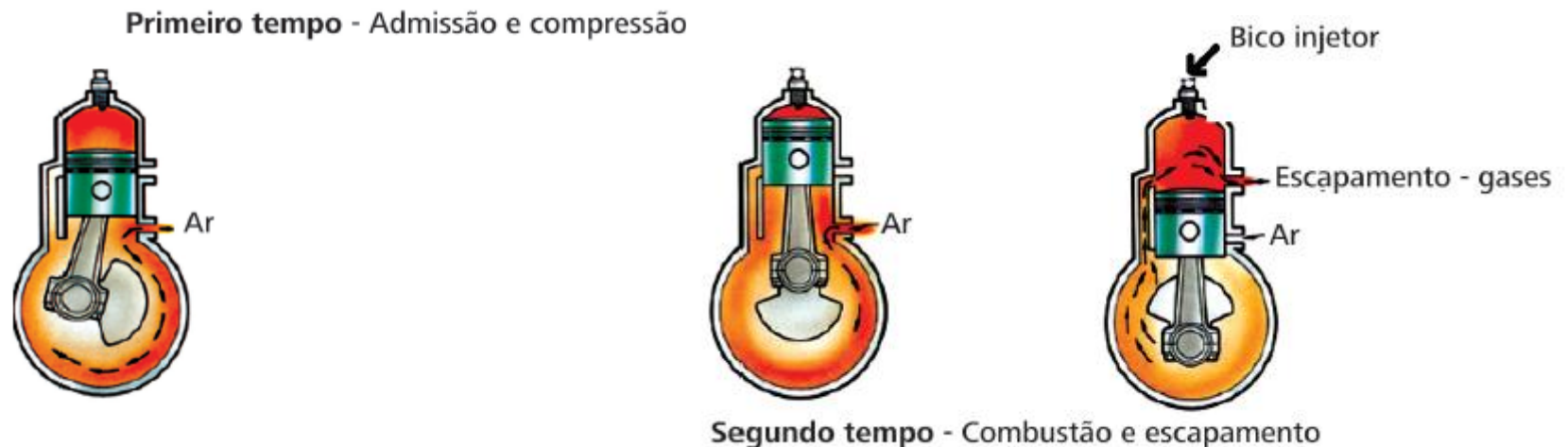
2º tempo: os gases saíram e a mistura prepara-se para novo ciclo

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Motor a Dois Tempos (2T) - Ciclo Diesel – diesel ou biodiesel

Os motores **Diesel**, de **dois tempos**, têm funcionamento semelhante ao motor de dois tempos a gasolina ou a álcool. Porém, **aditem apenas ar puro**, geralmente forçado no interior do cilindro por um compressor de baixa pressão (volumétrico). Possui também, um sistema de lubrificação forçada idêntica à dos motores de quatro tempos.



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

- ❑ Para saber mais sobre o princípio de funcionamento dos motores a combustão interna de 2 e 4 tempos:

<http://youtube.com/watch?v=UA9H2WLV9M0>



4 tempos

<http://youtube.com/watch?v=LkGP3BXYsxo>



2 tempos



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Ciclos de Potência (PRÓXIMO CAPÍTULO)

- Ciclo de Carnot
 - Ciclos de Otto
 - Ciclo de Diesel
 - Ciclo Misto
-
- Para saber mais sobre o princípio de funcionamento dos motores à Gasolina e a Diesel:

<http://youtube.com/watch?v=pVddyY7VJ9Y>





Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

1. Marque a alternativa verdadeira (V) ou falsa (F).

() Os motores ICE podem ser classificados segundo o ciclo termodinâmico em ciclo Otto e ciclo Diesel.

() Motores Otto utilizam gasolina, álcool e biodiesel como combustível.

() Os motores Diesel possuem ignição de explosão pela compressão dos gases de admissão em altas temperaturas.

() O motor convencional a gasolina é um motor de combustão interna no qual a mistura ar e gasolina, após ser comprimida, é inflamada por uma centelha elétrica.

() Nos motores Diesel não há mistura; o ar é admitido e comprimido antes da explosão.



Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

1. Marque a alternativa verdadeira (V) ou falsa (F).

() Nos motores Diesel a mistura ar + combustível é injetada em uma câmara de combustão, não necessitando de centelha elétrica para inflamar a mistura.

() Nos motores alternativos de êmbolos, o tempo correspondente ao de expansão, após a combustão, é considerado o responsável por gerar trabalho pelo sistema.

() Nos motores de combustão interna, dois tempos são correspondentes à produção de energia e dois são passivos, absorvem energia produzida.

() Os motores do ciclo Diesel, inicialmente, aspiram e comprimem o ar de admissão.



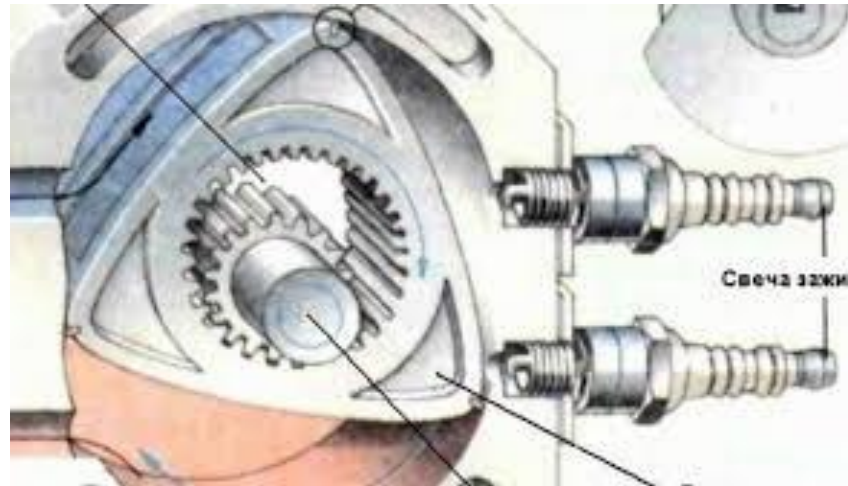
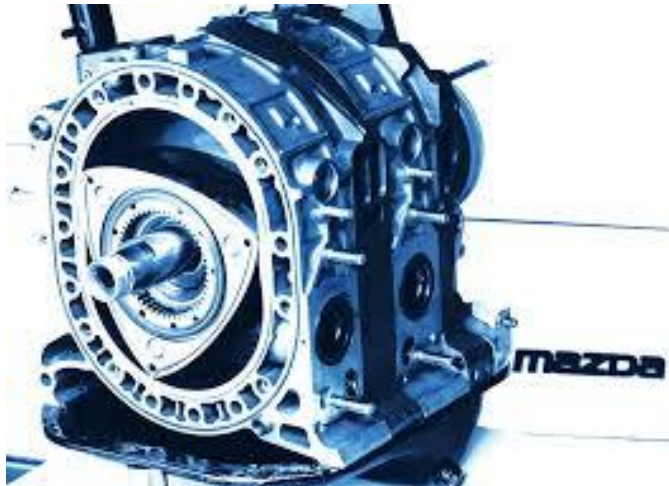
Estudo Dirigido Atividade em grupo (em sala)

2. Diferencie um motor de 2 tempos de um de 4 tempos para ciclo Otto.
3. Como ocorre o processo de ignição nos motores de ciclo Diesel?
4. Como ocorre o processo de ignição nos motores de ciclo Otto?
5. Qual é a função do carburador nos motores de ciclo Otto?
6. Por que os motores ICO não podem operar com etanol?

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

O **motor Wankel**, consta apenas de câmara com duas partes rotativas: árvore com respectivo excêntrico e pistão rotativo adicionados de volantesse massas de compensação, que gira engrenado a um pinhão fixo. Desde os primeiros dias da invenção do motor a gasolina, milhares já foram construídos baseados em princípios e ciclos diferentes dos que caracterizaram os motores clássicos de dois ou quatro tempos. Entre eles, um tipo desenvolveu-se satisfatoriamente, após anos de estudos e experiências. Trata-se do motor de **pistão rotativo** ou, como é atualmente conhecido, motor Wankel.



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Descrição básica:

Ele consiste essencialmente em:

- ❑ uma **câmara** cujo formato interno se aproxima da forma de um **oito**.
- ❑ Dentro dela, um **rotor** mais ou menos **triangular** – o **pistão** – gira excentricamente com relação ao virabrequim ou eixo principal do motor.



As formas destes dois elementos são tais que enquanto os cantos do **pistão** estão sempre **equidistantes das paredes da câmara** - e muito próximos a elas, formando uma vedação - eles sucessivamente aumentam e diminuem o espaço entre os **lados convexos do triângulo** - o rotor - e as paredes da câmara.

<http://youtube.com/watch?v=6BCgl2uumll>



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Assim, se uma mistura for injetada numa das câmaras, quando está aumentando de tamanho, será comprimida na redução subsequente de volume, enquanto o rotor, ou pistão, gira. Deste modo, o **ciclo clássico de quatro tempos** - injeção, compressão, explosão e exaustão - é produzido e, além disso, as **três faces do rotor estão em três fases diferentes do ciclo, ao mesmo tempo**.

As **vantagens** do motor Wankel sobre os motores de pistão convencional são muitas. Em primeiro lugar, **não existem vibrações** devido ao fato de que só há um movimento rotativo, e isso significa ainda menor desgaste e vida mais longa. O motor Wankel não tem nada de complicado: ao contrário, tem poucos componentes, é **bem menor** e **consome bem menos** do que os outros motores.

Entre suas **desvantagens** incluem-se uma curva de potência não muito elástica e problemas em manter uma perfeita **vedação** entre os cantos do rotor e as paredes da câmara, o que causa algumas dificuldades devido ao rigor das especificações do projeto e às tolerâncias mínimas na produção.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Esse motor, de um modo geral, apresenta as seguintes **vantagens** relativamente aos congêneres alternativos:

1. Eliminação dos mecanismos biela-manivela com redução dos problemas de compensação de forças e momentos, e vibratórios;
2. **Menor número de peças móveis**, o que poderá ocasionar construção e manutenção mais simples e de menor custo;
3. **Maior concentração de potência**, logo menor volume e peso.

Por outro lado, o motor apresenta problemas, em parte já sanados e em parte ainda para serem resolvidos. Entre essas **desvantagens**:

1. **Alta rotação**: o primeiro protótipo experimental girava a 17.000 rpm. Atualmente essa rotação encontra-se na faixa das 4.000 rpm.
2. Problemas de **vedação** entre pistão e cilindro;
3. Problemas de **lubrificação**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

O primeiro automóvel produzido em série a utilizar um desses motores foi o **carro esporte NSU** de dois lugares, que atraiu muito interesse nos círculos automobilísticos por seu **tamanho reduzido, suavidade** e a espantosa força desenvolvida por seu motor com meio litro de capacidade.

Histórico

Em 1951, Felix Wankel, encarregado do Departamento de Pesquisas Técnicas em Lindau, fez os primeiros contatos com os engenheiros da NSU para estudar os problemas da vedação de espaços irregulares. Esses estudos resultaram na descoberta de que um motor mais ou menos triangular (mas com lados convexos), girando em uma câmara que tivesse, aproximadamente, a forma de um oito, poderia desenvolver um verdadeiro ciclo de quatro tempos.

A primeira aplicação desse princípio foi um compressor para o motor NSU de **50cc**, com dois tempos, que estabeleceu novos recordes mundiais em Utah, em 1956. O compressor rotativo capacitou este pequeno motor a desenvolver **260HP/litro**, dando ao carro a velocidade de **~160km/h**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Histórico

Em 1958, Wankel fez um acordo com a companhia norte-americana Curtiss-Wright para que unissem seus esforços nas tentativas de fabricação de um grande motor baseado nestes princípios. Mais tarde começaram os testes com carros dotados de motores Wankel, diferentes uns dos outros. Dessa época até 1963, o motor foi gradualmente tomando forma definitiva e então adaptado a um pequeno NSU de dois lugares, apresentado no Salão do Automóvel em Frankfurt, no outono de 1963. A partir daí, foi concedida licença, entre outras, para a Mazda, no Japão.

Talvez o melhor exemplo seja o magnífico NSU RO 80, com dois rotores, que começou a ser produzido em série em outubro de 1967, sendo que a versão com a direção do lado direito foi introduzida no mercado inglês em fins de 1968.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Histórico



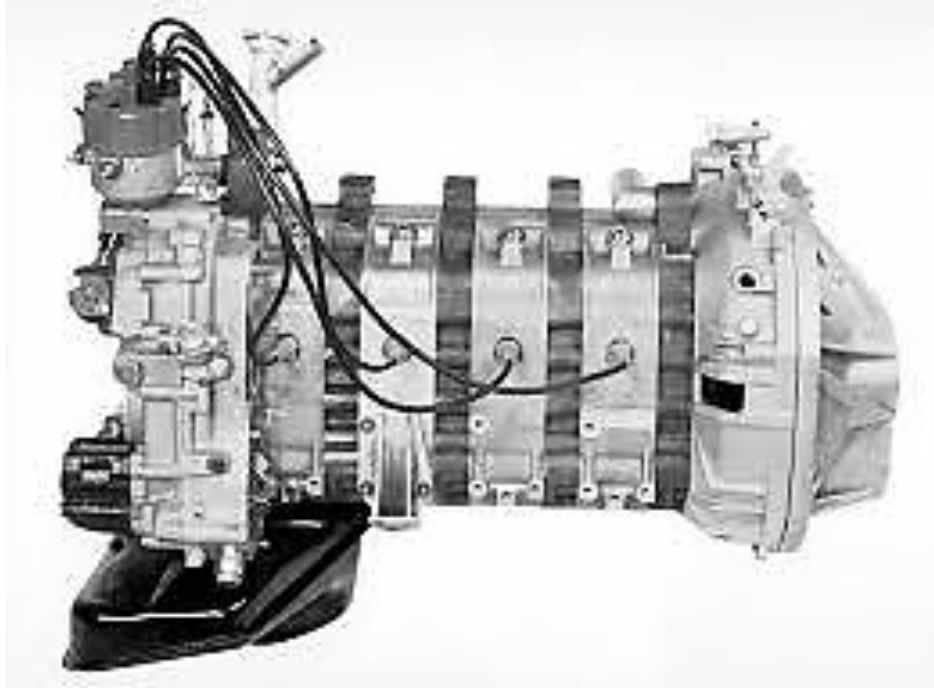
Motor Rotativo do NSU Spider (1964)



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Histórico



Motor Rotativo de 4 rotores utilizado no Mercedes C-111



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Histórico



Mazda RX-7 1979

Mazda RX-7 1.3, 1995

2 cilindros-rotos em linha, 2 turbocompressores e intercoolers, injeção multiponto, gasolina - 255 cv a 6.500 rpm



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Histórico



Mazda RX 2000 Evol 1.3

2 cilindros-rotor em linha, 2 turbocompressores e intercoolers, injeção multiponto, gasolina

280cv a 9.000 rpm / 215,3 cv/l



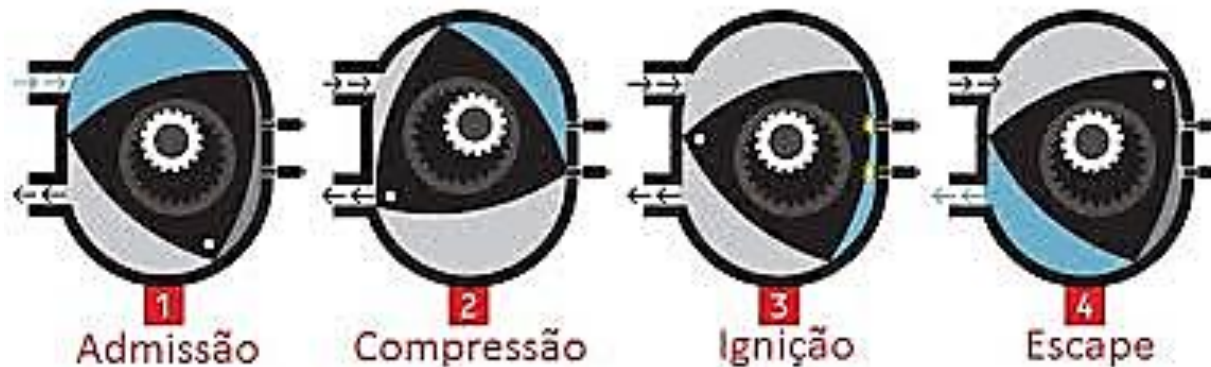
Mercedes Benz C-111 com motor rotativo

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Motor Wenkel – Fases do Ciclo

- ❑ **Primeira fase – Admissão** – No diagrama, a face CA do rotor pode ser vista nas posições 1 e 4, passando gradualmente através dos sucessivos estágios da primeira fase - injeção, na qual a mistura explosiva de ar e gasolina é introduzida na câmara.
- ❑ **Segunda fase – Compressão** – Vejamos o lado AB. Ele agora começa a fase que AC tinha atingido na figura IV - fase de compressão. Esta fase pode ser seguida nas posições 5, 6 e 7.

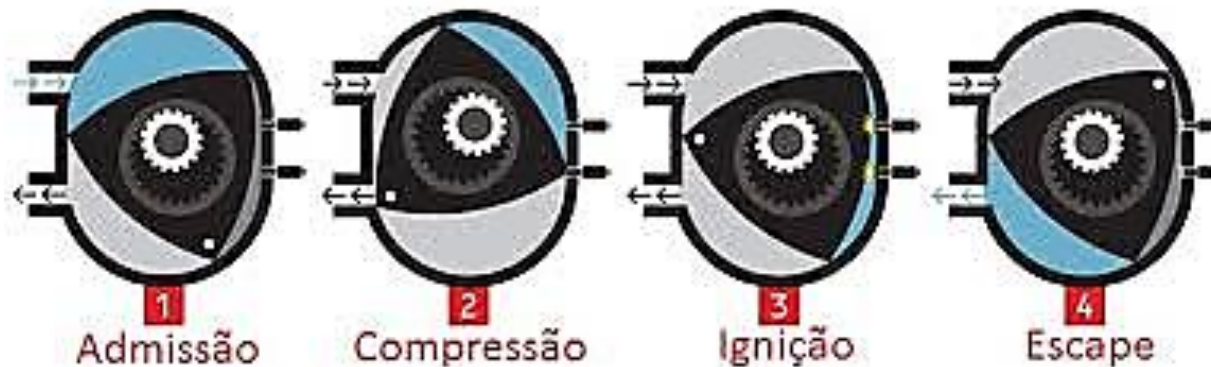


Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Motor Wenkel – Fases do Ciclo

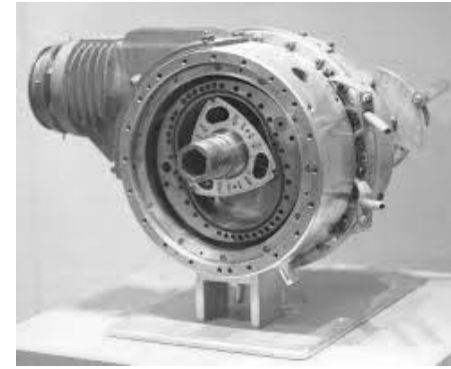
- ❑ **Terceira fase – Ignição** – Assim que este ponto é atingido, a única vela de ignição produz centelha, e os gases de explosão podem ser vistos na posição 8 produzindo a força para mover o rotor.
- ❑ **Quarta fase – Escape** – Nas posições 9 e 10, pode-se ver o lado BC nas fases de explosão e expansão. Nas posições seguintes (11 e 12), ele expulsa a mistura queimada para fora da câmara de exaustão, caracterizando a etapa de exaustão do ciclo.



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR WANKEL (MOTOR DE PISTÃO ROTATIVO)

Motor Wenkel – Fases do Ciclo



Assim, **três fases** do ciclo realizaram-se **sucessivamente em três lados do rotor**, afastados 120° uns dos outros. Isto explica como um motor Wankel de 50cc pode facilmente desenvolver 260HP. Os volumes entre a câmara e um lado do rotor é multiplicado por três, pelos três lados do rotor.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Referências

❑ Conheça o funcionamento dos motores em:

http://www.fazerfacil.com.br/carros/video_montagem_componentes_motor.htm

http://miuraclubegauchoeantigos.com.br/?page_id=2566

http://pt.wikipedia.org/wiki/Motor_Wankel



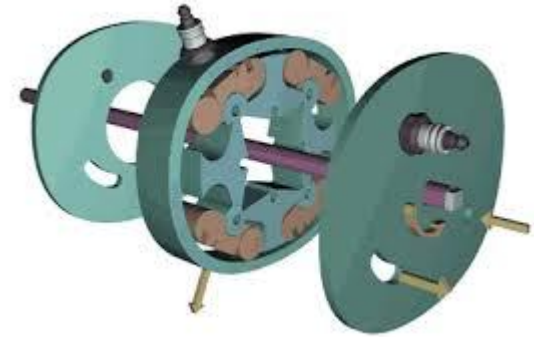
Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

O Quasiturbine (QT) é um **motor rotativo** com características inéditas e avançadas que está sendo desenvolvido no Canadá.

Criado por um grupo encabeçado pelo físico **Gilles Saint-Hilaire**, o Quasiturbine recebeu este estranho nome por funcionar de forma **semelhante a uma turbina**. As turbinas **geram energia de forma contínua**, sem interrupção. Em cada rotação, ou seja, 360° , o **QT gera energia durante 328°** .

Para comparar, num motor normal, de quatro tempos, cada pistão gera energia apenas uma vez a cada duas rotações e, assim mesmo, no máximo por 90 graus.

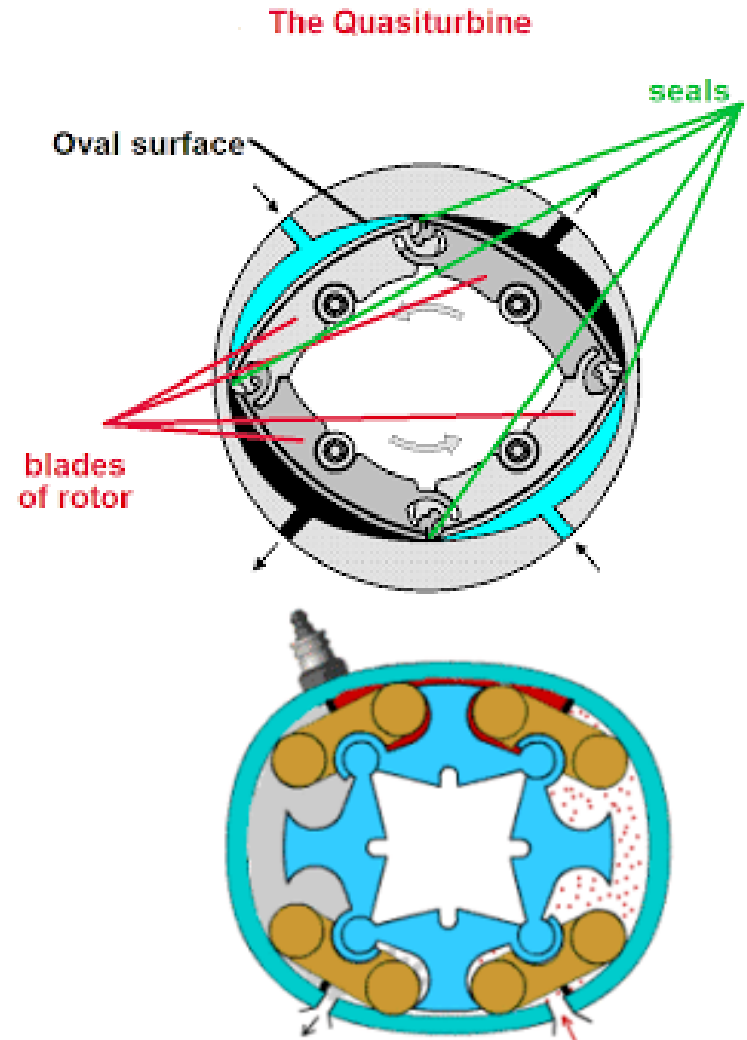


Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

Funcionamento

O Quasiturbine tem quatro "carruagens", ligadas numa cadeia por um rotor flexível, que percorrem o contorno interior de um retângulo de cantos arredondados, chamado pelos fabricantes de "ringue de patinação". As carruagens funcionam como elementos de vedação para as câmaras formadas entre o rotor e o contorno do compartimento interno. Essa cadeia se posiciona, alternadamente, como um retângulo ou um losango, criando câmaras de volume variável entre si e o perímetro do "ringue".



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

Funcionamento

A entrada da mistura ar-combustível se dá por uma janela, da mesma forma que o escapamento (essas aberturas podem ficar no contorno externo ou nas coberturas laterais). Há uma vela, que só é acionada na partida: depois de entrar em funcionamento, **a ignição é contínua** como numa turbina, sendo transferida por fendas ou orifícios. A alimentação pode ser feita por um carburador simples ou por injeção contínua.

<http://youtube.com/watch?v=NaPMaFSsgrk>

<http://youtube.com/watch?v=1WRXHyFD1j8>

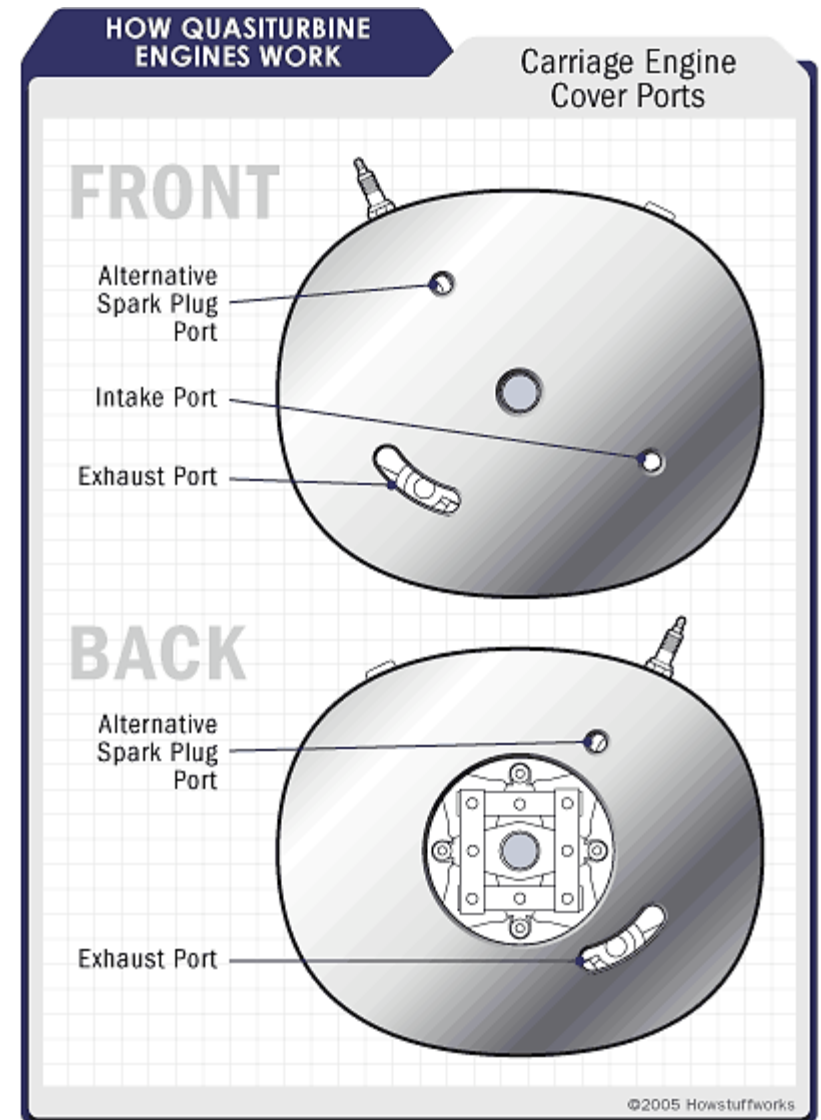
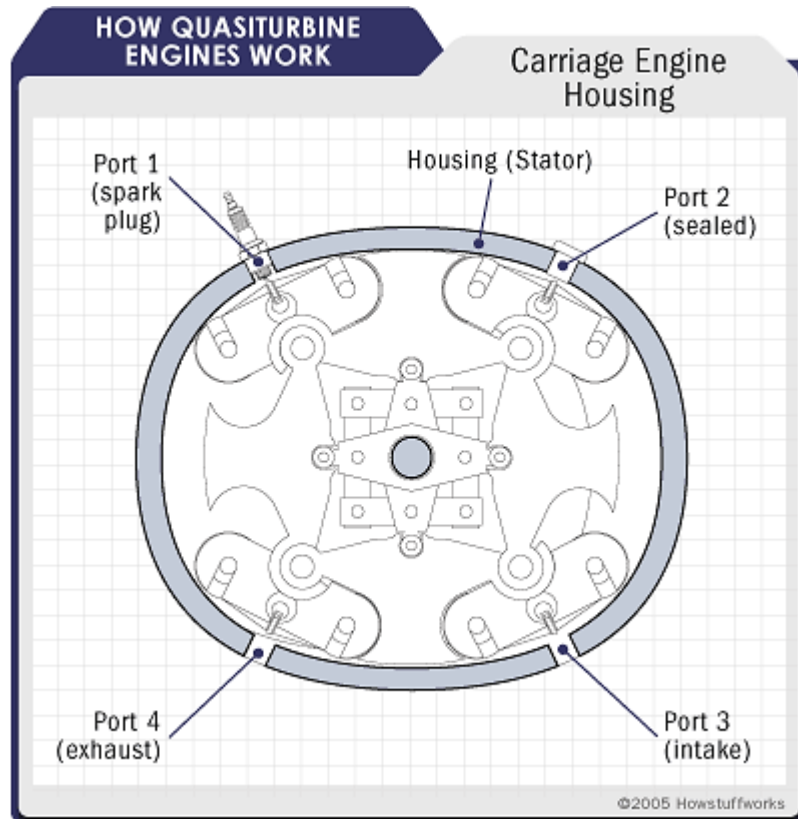
<http://youtube.com/watch?v=ZogU6avkSEo>



Evolution 2T

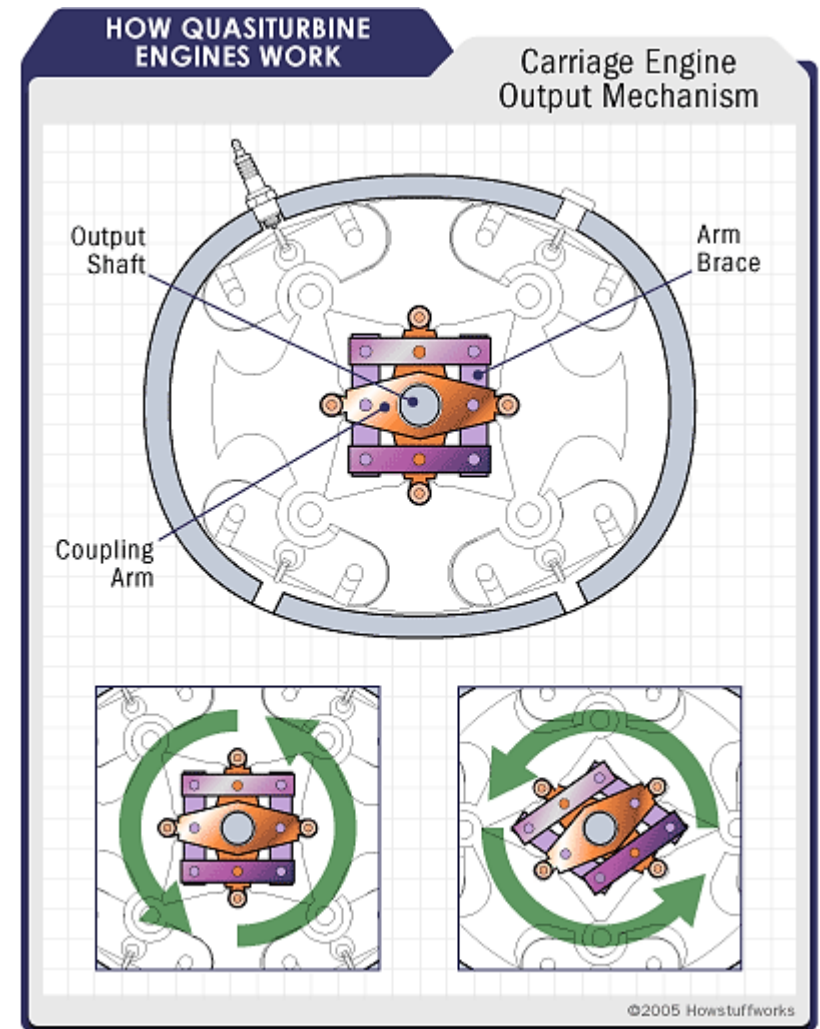
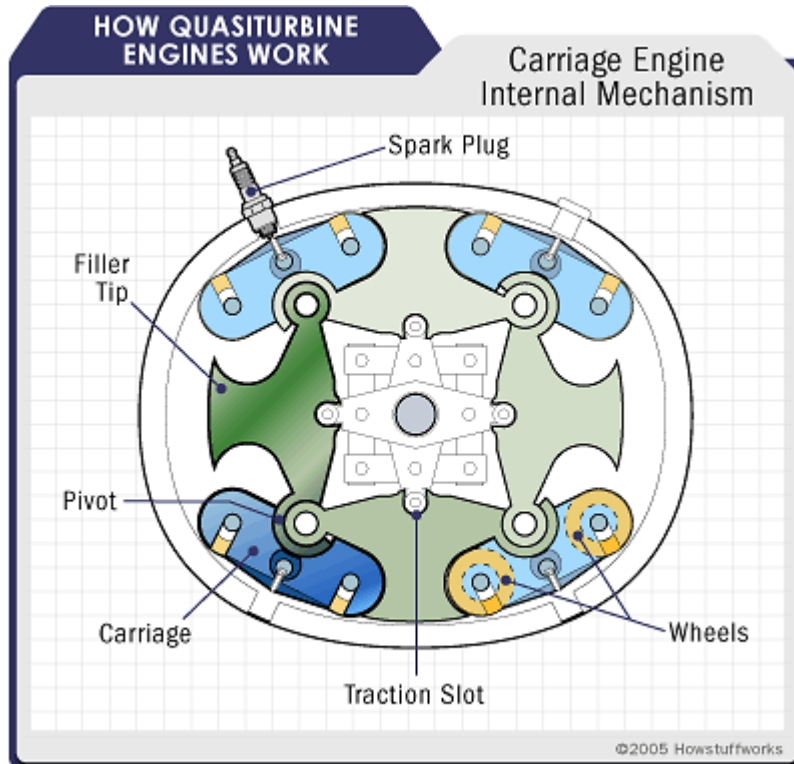
Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

Vantagens

Muita potência, torque uniforme, baixa vibração, pouco consumo, peso reduzido.

Comparação entre QT e Wankel

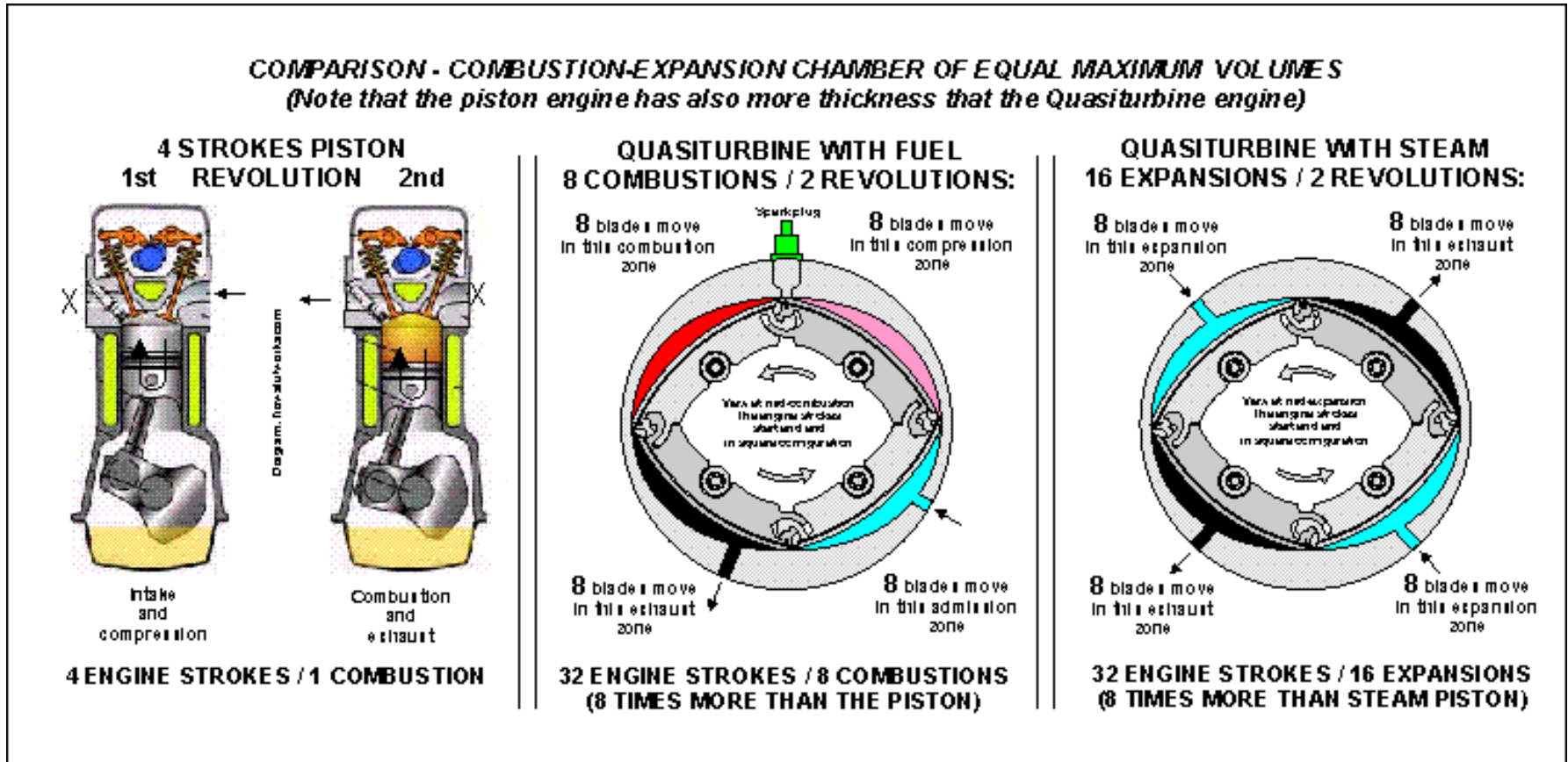
Por ser um motor rotativo, é inevitável comparar o **QT com o Wankel**, o único desse tipo que chegou a ser usado em escala comercial com relativo sucesso, principalmente pela Mazda. O **Wankel** tem um desenho bem mais complexo: a cada giro de seu rotor, por exemplo, o eixo de transmissão vira três vezes. E, a **cada volta do eixo, há uma explosão, contra quatro do QT** que, por isso, oferece uma maior uniformidade de torque.

E, embora menor do que os motores a pistão, o **Wankel** também tem um período "morto": a cada volta do rotor, há três **interrupções de 30 graus na geração de energia**; o **QT gera energia durante 328 graus**

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

Comparação entre QT e Alternativo 4T



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

- ❑ Como **não tem virabrequim**, o QT elimina, em boa parte, o problema das **vibrações**.
- ❑ E, sem necessitar de válvulas de admissão ou escapamento, tem um **número de peças móveis bastante reduzido**.
- ❑ Como o torque é quase constante, ele **dispensa o uso de volante** para armazenagem de energia, o que contribui para a rapidez na aceleração e reduz seu peso.
- ❑ Outra característica importante é **não necessitar de um cárter para óleo**, o que possibilita sua montagem em qualquer posição.



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

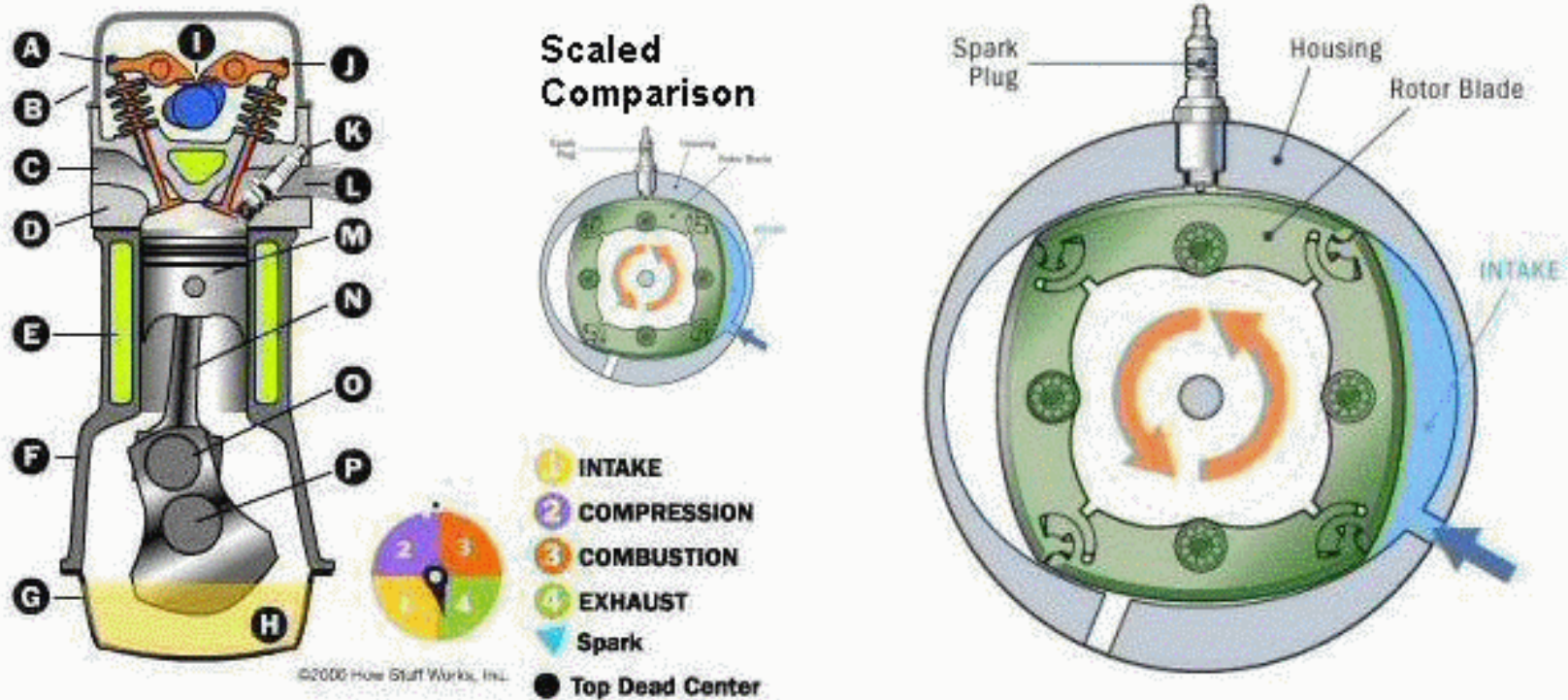
MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)

Possibilidades do conceito QT

- ❑ Por suas características, o **QT funciona em baixa rotação** (3.000 rpm parece um limite razoável).
- ❑ Para uma mesma potência, ele **ocupa 30% menos espaço do que um motor a pistão**, economizando ainda mais em peso.
- ❑ O QT pode **usar vários tipos de combustível**, variando do **diesel** ao **hidrogênio**. Pode funcionar, também, a **vapor** ou **ar comprimido** ou ser usado como compressor. Se alimentado por um compressor, ele pode ser convertido de quatro para dois tempos, praticamente duplicando sua potência específica
- ❑ Como tem o **centro vazio**, ele **permite a montagem interna de um gerador elétrico**, o que o torna muito apropriado para o uso em **aplicações híbridas**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR QUASITURBINE (GILLES SAINT-HILAIRE)



The piston engine compared to the Quasiturbine www.quasiturbine.com

The insert view is a scaled comparison: Same 4-Stroke, same displacement, same torque, same rpm, and same power. The QT thickness is half a blade length. The piston engine volume is 15 times the QT one! (A comparison base among others)

Animação em GIF

ou acesse www.quasiturbine.com



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR ALTERNATIVO-ROTATIVO (ANTÔNIO SANCHEZ)

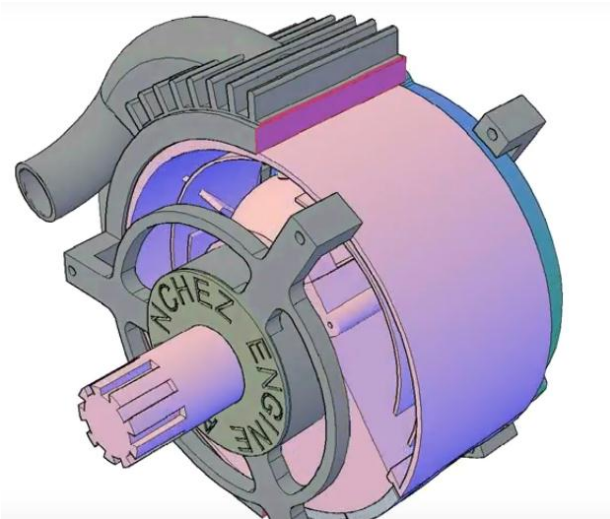
Idealizado por Antônio Sanchez como motor híbrido (patente n° P9701056). A célula deste motor consiste em um **estator**, que abriga um **rotor cilíndrico** que contém, por sua vez, **cilindros transversais opostos**. Cada cilindro desloca um pistão conectado a um eixo.



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR ALTERNATIVO-ROTATIVO (ANTÔNIO SANCHEZ)

Funcionamento



<http://youtube.com/watch?v=ziKxOuW2P7g>



<http://youtube.com/watch?v=8-IBodisj2g>



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)



Inventado pelo engenheiro Carrão Macedo (patente PI 9401401-9 B1), a invenção do MCI com utilização de **rotores helicoidais** para combustíveis do tipo gasolina, álcool, GLP, hidrogênio, etc.

O motor utiliza **parafusos rotativos (rotores helicoidais)** com seção de compressão (1), câmara de combustão (2) e seção motora (4), complementados por equipamentos periféricos dos motores convencionais, funcionando com **qualquer tipo de combustível líquido ou gasoso** e obtendo-se **altos rendimentos térmicos** com **baixos ruídos e atritos** e excelente relação custo/benefício de construção e manutenção. Dotado de construtividade simples, com **número reduzido de peças** o motor de parafusos helicoidais supera os inconvenientes e desvantagens de desgaste prematuro de peças, alto custo operacional e de manutenção dos motores convencionais.



Documentário Gurgel - Sonhos Enferrujam
<https://www.youtube.com/watch?v=iBcA8ap7iHY>
<https://www.youtube.com/watch?v=CVHCXxd3XRo>

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)

Motores de combustão interna, se dividem basicamente em **alternativos** (Motor Ciclo Otto e Motor Ciclo Diesel) e em **rotativos** (Motor a Jato e Motor Wankel)

- ❑ Os primeiros apresentam médio rendimento Térmico, construção cara, geram muito ruído e muito atrito com desgaste prematuro de peças e apresentam pouca durabilidade e alto custo operacional e de manutenção.
- ❑ Os motores a jato apresentam alto rendimento térmico, porém sua construtividade é cara e complexa e sua relação custo/benefício é alto, limitando-o a algumas aplicações.

Vantagens

Motores de parafusos helicoidais possuem um **número de peças reduzido** e conseqüentemente **menor custo de construção** e de manutenção, proporciona **altos rendimentos térmicos, baixos ruídos e atritos, menos desgaste de peças.**

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)

Vantagens

- ❑ Podem utilizar todos os equipamentos periféricos (velas nos motores à gasolina ou álcool, bombas e bicos injetores nos motores a óleo diesel ou vegetal, bomba de combustível, radiadores, baterias, filtros, etc.) atualmente utilizados nos motores convencionais.
- ❑ Adicionalmente, o motor, sendo **rotativo contínuo**, proporciona maior flexibilidade na utilização de **altas rotações de trabalho**.
- ❑ Utiliza qualquer combustível líquido ou gasoso convencional.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)

Constituído de:

(1) câmara de compressão

(1-A) bocal de admissão de ar e combustível que funciona através de carburador ou injeção direta

(1-B) de duto de saída de ar e combustível comprimidos

(1-C) rotor macho

(1-D) mancais

(1-E) engrenagem

(1-F) engrenagem acionadora

(1-G) rotor fêmea

(1-H) mancais

(1-I) engrenagem

(2) câmara de combustão

(3) vela de ignição

(4) câmara de expansão

(4-A) bocal de admissão de gases

(4-B) bocal de descarga

(4-C) rotor

(4-D) mancais

(4-E) engrenagem movida

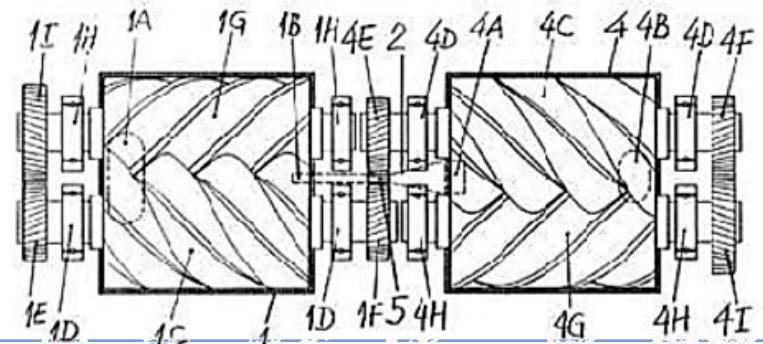
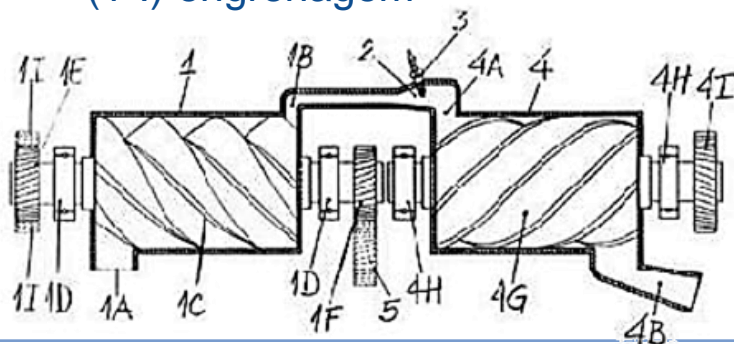
(4-F) engrenagem pequena

(4-G) rotor

(4-H) mancais

(4-I) engrenagem

(5) engrenagem livre externa



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)

Funcionamento

O princípio de funcionamento do motor **baseia-se no funcionamento dos compressores de ar com rotores helicoidais** e se dá pela seguinte sequência: dá-se a partida através do motor de arranque elétrico acionado por uma bateria, acionando a engrenagem (1-E), o rotor macho (1-C) e a engrenagem (1-F). o rotor macho (1-C) gira no sentido anti-horário (observador à esquerda), o rotor (1-G) gira no sentido horário e as engrenagens (1-E) e (1-F) giram no sentido anti-horário, a engrenagem (5) é acionada pela engrenagem (1-F) e transmitirá o movimento à engrenagem movida (4-E), que gira no sentido anti-horário, acionando o rotor (4-C) e a engrenagem (4-F), que também giram no sentido anti-horário, que finalmente aciona a engrenagem (4-I) e o rotor (4-G) no sentido anti-horário.

http://youtube.com/watch?v=stjvbAO_6JQ



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)

Funcionamento a gasolina

No caso de motor a gasolina, o ar e o combustível são admitidos através do bocal (1-A). Ao girarem os rotores macho (1-C) e fêmea (1-G) ocorre a compressão progressiva da mistura ar-combustível até o duto de saída (1-B). Na câmara de combustão (2), ocorre a centelha gerada pela vela (3), que provoca a explosão da mistura ar-combustível, saindo os gases pelo bocal de admissão (4-A). Os gases de combustão pressurizados provocam o giro dos rotores (4-C) e (4-G) e conseqüentemente transformam energia térmica em trabalho. Finalmente, os gases de combustão serão descarregados pelo bocal de descarga (4-B).

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

MOTOR DE PARAFUSOS HELICOIDAIS (CARRÃO MACEDO)

Funcionamento a Diesel

Para combustíveis do tipo óleo diesel, óleo vegetal, etc., o motor utilizará câmara de compressão de dois ou mais estágios de compressão de ar, câmara de combustão com bico injetor de combustível ao invés da vela de ignição e câmara de expansão de dois ou mais estágios, devido às altas taxas de compressão necessárias para combustão do óleo.

No caso de motor a óleo diesel, o ar será admitido através do bocal (1-A). Ao girarem os rotores macho (1-C) e fêmea (1-G), com dois ou mais estágios, ocorrerá a compressão progressiva do ar até o duto de saída (1-B). Na câmara de combustão (2), ocorrerá a injeção de óleo através de bico injetor, ocasionando a explosão da mistura ar e combustível, saindo os gases pelo bocal de admissão (4-A).

Os gases de combustão pressurizados provocarão o giro dos rotores macho (4-C) e fêmea (4-G), com dois ou mais estágios, e conseqüentemente transformarão energia térmica em trabalho. Finalmente, os gases de combustão serão descarregados pelo bocal de descarga (4-B).

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Um veículo híbrido é um veículo que **utiliza duas fontes de energia** para se movimentar. Uma baseada em um **motor elétrico** e outra baseada em um **motor térmico** qualquer (turbina a gás, motor diesel, gasolina, Stirling e todos os modelos existentes no mercado).

O **modo que armazena a energia elétrica** é também uma das suas características principais e uma das que mais está se trabalhando nos últimos anos. Devido ao estado da tecnologia atual, é complicado armazenar grandes quantidades de energia elétrica, sendo que, devido a isso, a fonte principal de energia será o combustível que alimenta o motor térmico. O combustível armazena grande quantidade de energia em um volume pequeno, a qual é liberada pela combustão.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Vantagens

O veículo híbrido possui algumas vantagens interessantes, vindas da origem elétrica do movimento, como por exemplo:

- ❑ **Frenagem regenerativa**, que contribui para minimizar a energia perdida nas frenagens habituais na condução do veículo;
- ❑ **Motor elétrico é menor**, de acordo com a carga média conduzida, já que o este é o que suporta os picos de carga como nas acelerações ou simplesmente no percurso normal;
- ❑ Grande **diminuição do consumo**, que pode chegar a 50% do consumo normal de um veículo;
- ❑ Grande **diminuição das emissões**, já que o motor térmico trabalha em regimes altamente eficientes e consome menos combustível;
- ❑ Emprego de **combustíveis alternativos**, reduzindo a dependência dos combustíveis fósseis devido a grande variedade de motores térmicos que se pode usar.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA VEÍCULOS HÍBRIDOS



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

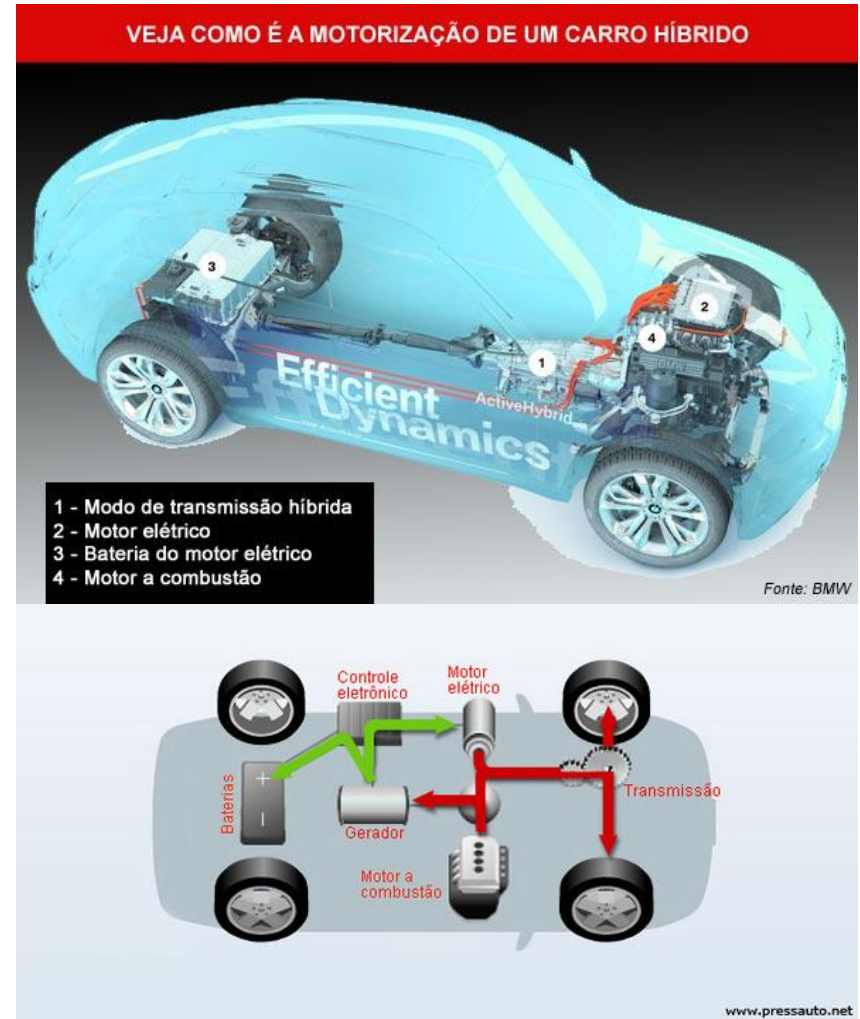
VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

A seleção dos componentes de um veículo híbrido é feita sobre todas as opções viáveis, atendendo a configuração escolhida para o automóvel.

Deve-se definir as características, dando-se prioridade para a potência ou a economia, na hora de escolher a configuração e os componentes do veículo.

- Motor **elétrico**
- Armazenamento** da Energia Elétrica
- Motores **térmicos**



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

O motor elétrico

O motor elétrico e seu mecanismo de controle é uma das peças fundamentais de qualquer veículo híbrido. Deve ser capaz de gerar eletricidade ou de gerar potência mecânica de maneira que se ajuste rapidamente as necessidades do veículo de forma que sua eficiência seja a mais alta possível. As duas possibilidades existentes para motores elétricos são: **corrente contínua** ou **corrente alternada**.



Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

O motor elétrico

Motores de Corrente Contínua. São os motores utilizados no passado para as aplicações de velocidade variável em motores elétricos. No entanto, graças aos avanços da eletrônica de potência hoje pode-se utilizar os motores de corrente alternada. O controle dos motores de corrente contínua é feito de forma fácil e simples e seus **controles são muito baratos**. Mas por um outro lado, os motores de corrente contínua são **grandes e pesados**.

Motores de Corrente Alternada. Este tipo de motor necessita para sua utilização e controle em velocidades variáveis, instrumentos de eletrônica de potência que podem variar a frequência da energia que chega ao motor. Devido a isso, os controladores desse tipo de motor, são em geral **mais caros** que os de corrente contínua mas esse tipo de motor possui a vantagem de ser **pequeno e rápido**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

Armazenamento da Energia Elétrica

- Baterias
- Volantes de Inércia
- Ultracondensadores



Baterias. As baterias constituem o sistema clássico de armazenamento de energia. Nelas ocorrem **reações químicas reversíveis**.

Vantagens: A tecnologia de fabricação das baterias é uma **tecnologia consolidada** (“madura”), em comparação com as outras opções.

Desvantagens: As baterias formadas por novas ligas são **extremamente caras** e completamente inviáveis para sua comercialização na atualidade. E ainda, a maioria das baterias possui um **ciclo de vida muito mais curto** que o tipo de veículo que necessitamos, o que necessitaria de uma substituição muito onerosa.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

Armazenamento da Energia Elétrica

Volantes de Inércia. Os volantes de inércia são discos com uma alta massa específica nos quais armazena-se energia cinética em forma de rotação. Funcionam como um rotor de um motor gerando eletricidade pelo uso da energia cinética de rotação. Os discos armazenam energia quando se aumenta a velocidade de giro dos mesmos.

Vantagens: Essa forma de armazenar energia é **muito eficiente**. Além disso é capaz de **entregar a energia** que possui armazenada de forma **mais rápida que as baterias**.

Desvantagens: Atualmente esses tipos de sistemas têm uma baixa energia específica e existem problemas de **segurança** devido a possibilidade de que se perca o controle sobre o **disco** que permanece girando a **altas rotações**. Outros tipos de problemas gerados são os relativos aos **efeitos giroscópicos** do disco que podem **desestabilizar o veículo**.

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

Armazenamento da Energia Elétrica



Si-C



Ultracondensadores. Armazenar a energia por meio de condensadores permite uma **descarga muito rápida da mesma**, que é o ideal para as mudanças bruscas de velocidade.

Vantagens: Os condensadores **não possuem partes móveis** e, por isso, tem uma grande vida. Além disso, têm a capacidade de **armazenar energia rapidamente**, o que faz que sejam o sistema ideal de armazenamento de energia durante as frenagens bruscas e acelerações.

Desvantagens: Os condensadores tem **pouca capacidade** e a tecnologia para grandes condensadores se encontra muito **pouco avançada**.

https://www.youtube.com/watch?time_continue=132&v=9FGSOK5l6s0

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Seleção de componentes

Motor Térmico

O motor térmico de um veículo híbrido converte a energia química liberada na combustão de um combustível em energia cinética que aproveitamos para mover as rodas ou para gerar energia elétrica

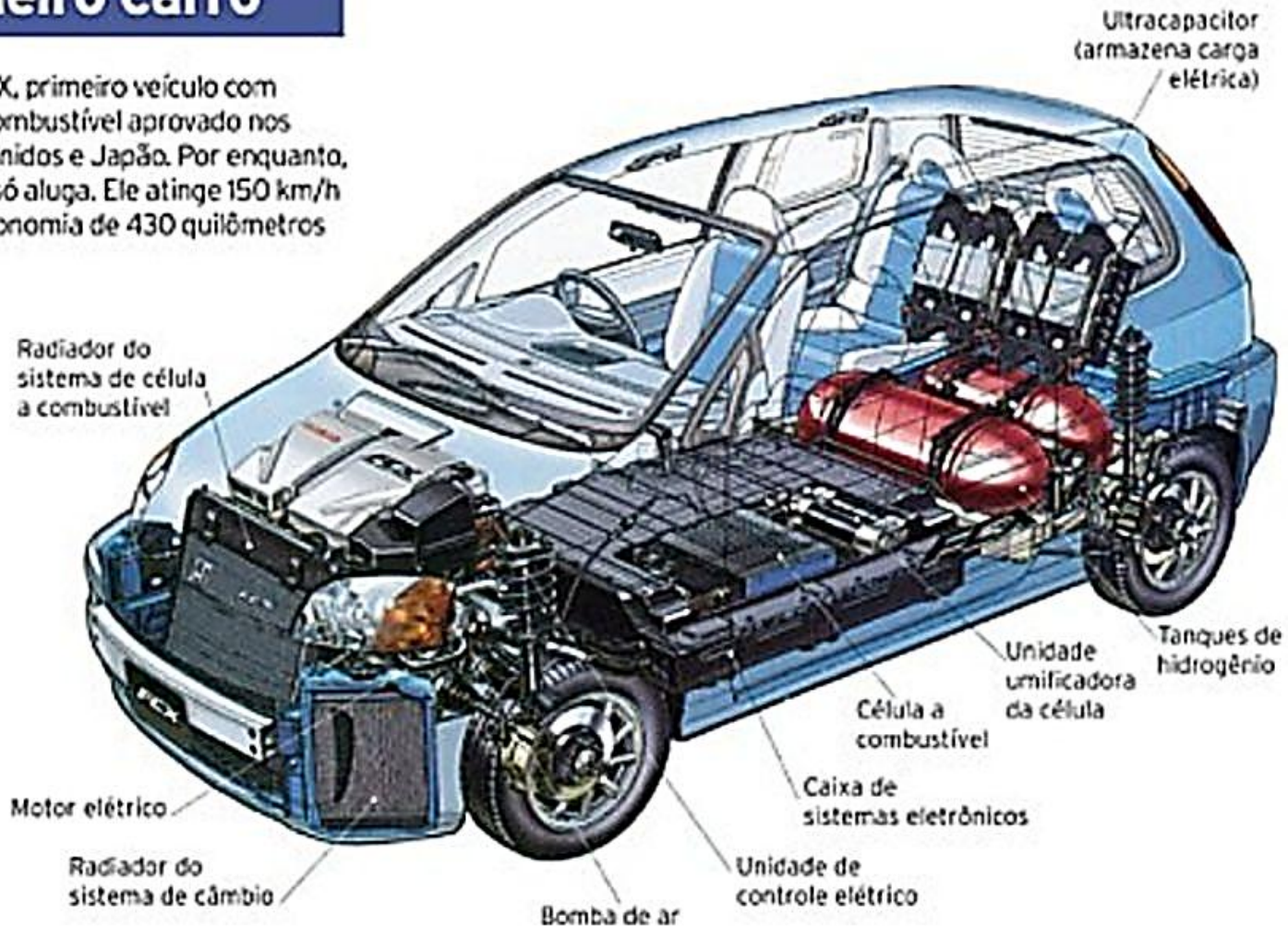
...PRÓXIMO CAPÍTULO...CICLOS MOTORES TERMODINÂMICOS !!!

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Primeiro carro

Honda FCX, primeiro veículo com célula a combustível aprovado nos Estados Unidos e Japão. Por enquanto, a fábrica só aluga. Ele atinge 150 km/h e tem autonomia de 430 quilômetros

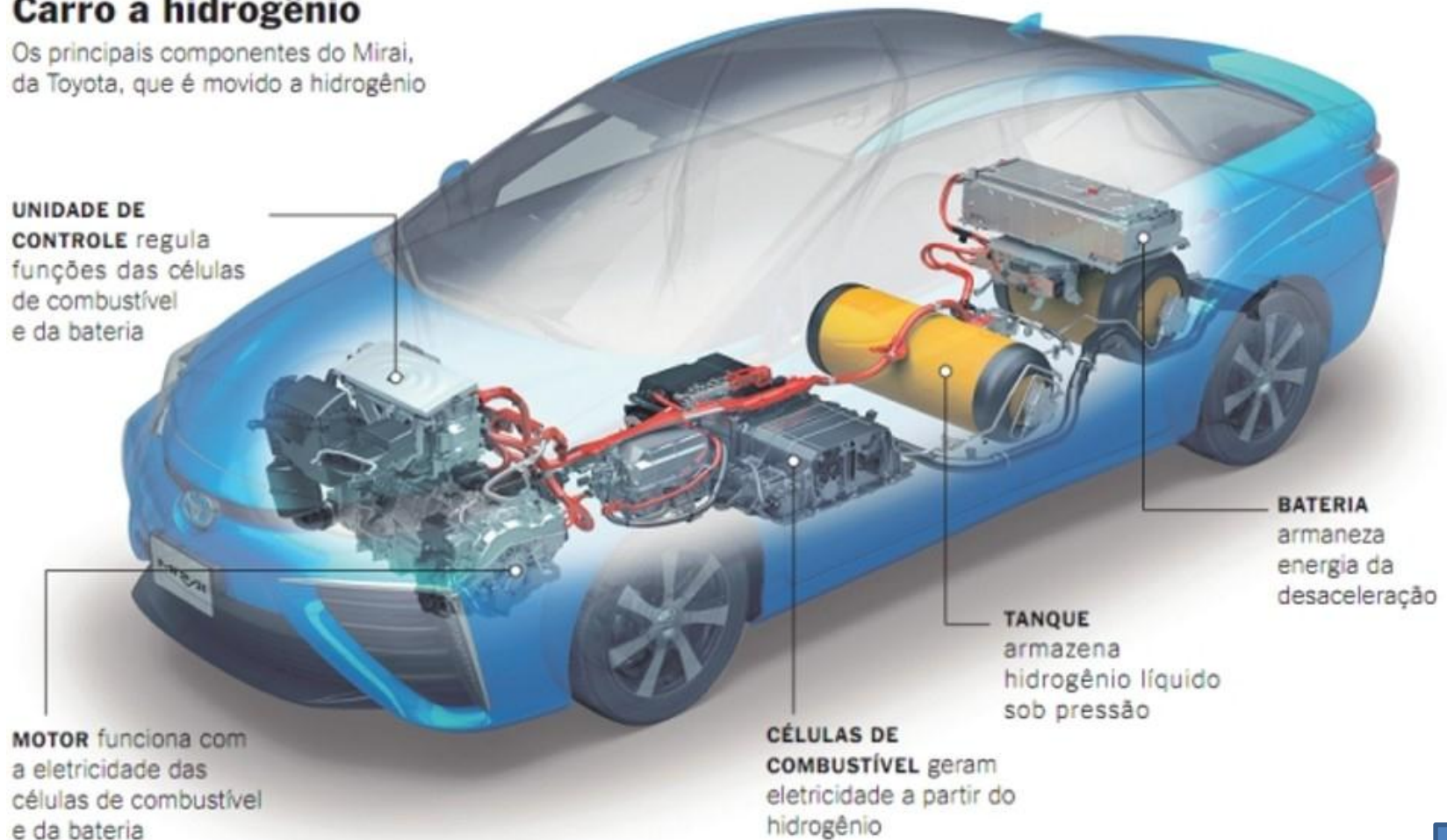


Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

VEÍCULOS HÍBRIDOS

Carro a hidrogênio

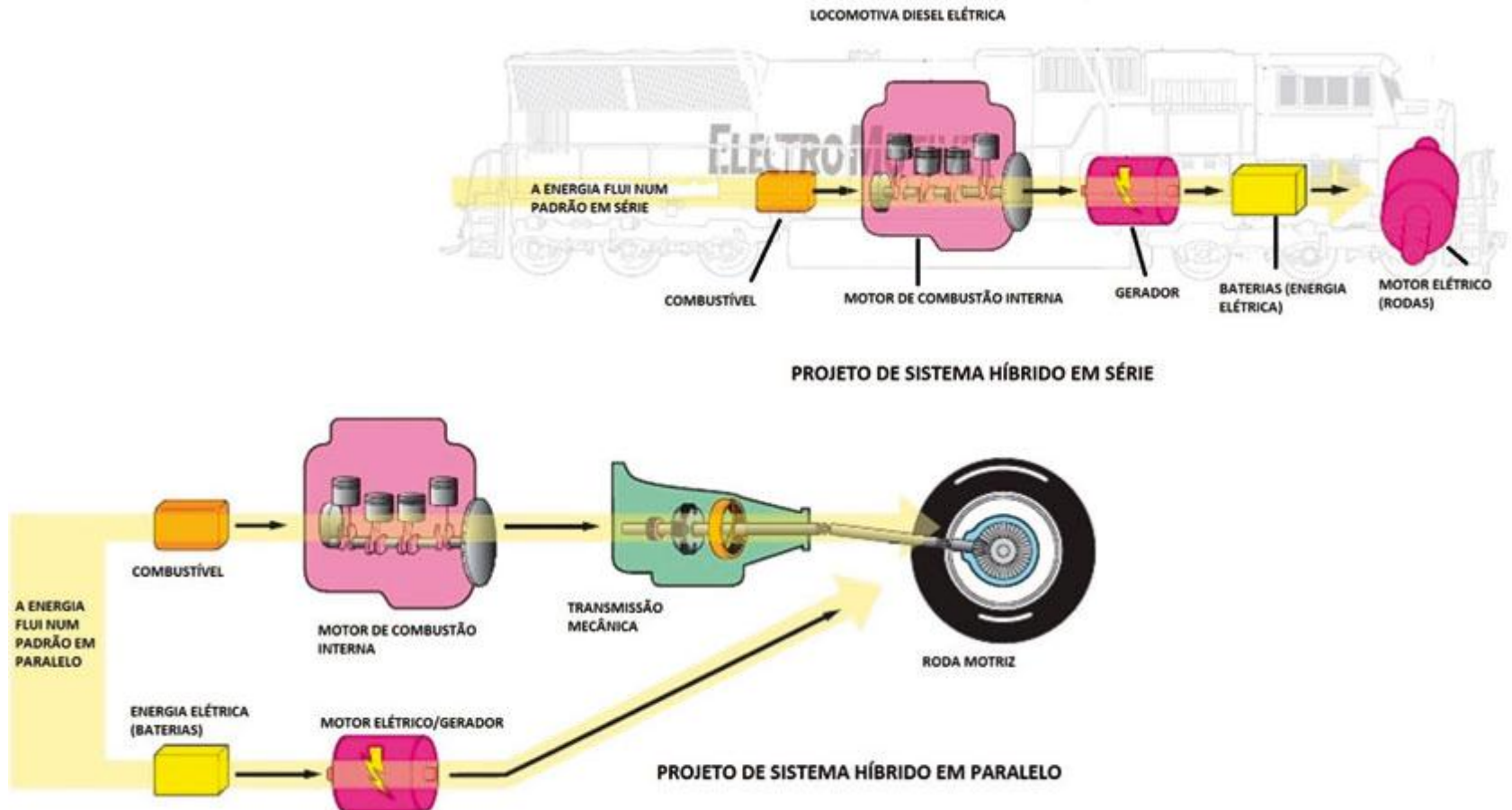
Os principais componentes do Mirai, da Toyota, que é movido a hidrogênio



<http://youtube.com/watch?v=MbpcUAhFODw>

Capítulo 3 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA VEÍCULOS HÍBRIDOS

Projeto de sistemas híbridos **em série** x **em paralelo**





Importante!

Lista de Exercícios

Como reforço do aprendizado do conteúdo apresentado em sala de aula, são sugeridos os exercícios dispostos na lista abaixo. Bom estudo!

Martinelli Jr, L. C., **Motores de Combustão Interna (MCI)**, Apostila de Máquinas Térmicas I, UNIJUÍ, 2003.

Capítulo 2									
Leitura e Exemplos									
Capítulo 3									
Leitura									



For Android:

<https://play.google.com/store/apps/details?id=com.thunkable.android.tonyajato.Mecanicaautomotiva>

Capítulo 4 – Ciclos Motores Termodinâmicos

- ≡ CICLO RANKINE, RANKINE SUPERCRÍTICO, RANKINE REGENERATIVO
- ≡ MÉTODOS DE AUMENTO DO RENDIMENTO DO CICLO
- ≡ AFASTAMENTO DOS CICLOS IDEAIS EM RELAÇÃO AOS REAIS
- ≡ CICLOS DE REFRIGERAÇÃO PADRÃO VAPOR
- ≡ CICLO DE CARNOT (PADRÃO –AR)
- ≡ CICLO OTTO
- ≡ CICLO DIESEL
- ≡ CICLO STIRLING
- ≡ CICLO BRAYTON
- ≡ CICLO ERICSSON
- ≡ CICLO COMBINADO, REGENERATIVO, JATO-PROPULSÃO
- ≡ CICLOS DE REFRIGERAÇÃO PADRÃO AR

Padrão Vapor

Padrão Ar
(MCI's)

Padrão Ar
(Turbinas)

Padrão Ar

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar

Os ciclos padrão a ar **utilizam um gás como fluido de trabalho**, e são os ciclos usados para a modelagem de **turbinas a gás e motores automotivos**.

Esses equipamentos são chamados de **motores de combustão interna**, pois há mudança na composição do fluido de trabalho. Operam na realidade segundo um **ciclo aberto**, mas **são modelados segundo ciclos fechados** que se aproximam do ciclo aberto real. Obedecem as seguintes hipóteses:

- ≡ O fluido é uma massa fixa de ar e um gás perfeito;
- ≡ O processo de combustão é substituído pela transferência de calor de uma fonte externa
- ≡ O ciclo se completa a partir da transferência de calor ao meio envolvente;
- ≡ Todos os processos são internamente reversíveis e o ar apresenta calor específico constante.

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar

O principal mérito do ciclo-padrão ar consiste em nos permitir examinar qualitativamente a influência de várias variáveis no desempenho.



Os ciclos padrão a ar utilizam um **gás** como **fluido de trabalho**

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Máquinas Térmicas e Rendimento

As máquinas térmicas são equipamentos que **convertem o calor em trabalho**. Elas trabalham em **ciclos** que se utilizam de **duas fontes de temperaturas distintas**. Uma **fonte quente** através da qual se recebe o calor e outra **fria** para a qual, o calor rejeitado é direcionado.

O **rendimento** dessas máquinas é estabelecido pela razão entre a potência útil, decorrente de todo trabalho produzido pelo equipamento, e a potência total, constituída pela taxa de calor fornecida pela fonte quente. As máquinas térmicas não são capazes de transformar todo o calor em trabalho. Seu rendimento nunca alcança 100%.

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{\text{Energia pretendida}}{\text{Energia gasta}}$$

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot Padrão-Ar

Até o século XIX, muitos acreditavam que seria possível a construção de uma **máquina térmica ideal**, capaz de transformar toda a energia fornecida em trabalho. Ou seja, seu **rendimento seria igual a 100%**.

Com o objetivo de demonstrar a sua inviabilidade, o engenheiro francês Nicolas **Carnot** (1796-1832) propôs uma **máquina térmica teórica**, isenta de irreversibilidades, cujo ciclo termodinâmico lhe conferia as características de uma **máquina de rendimento total**. Mais tarde, passou a se chamar Ciclo de Carnot.

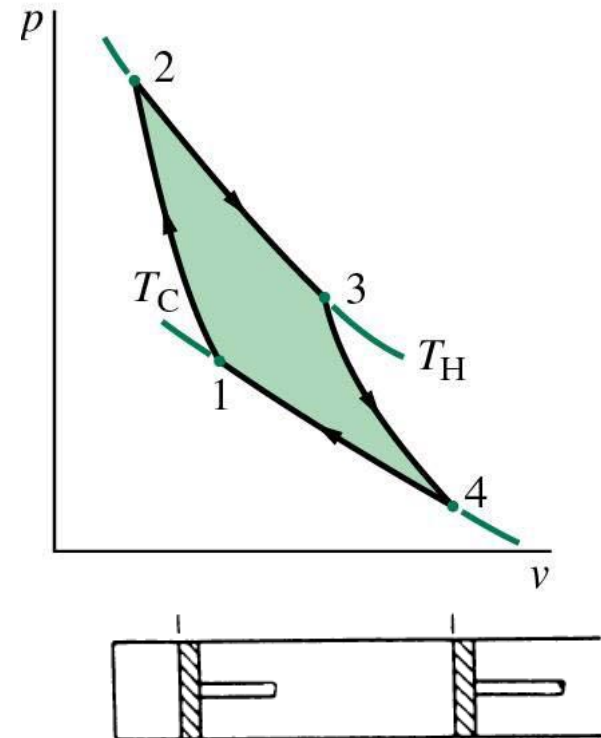
O ciclo de Carnot é composto de quatro processos básicos, **todos reversíveis**. Se cada processo é reversível, o ciclo também é reversível, e se for invertido, o motor térmico passa a funcionar como refrigerador

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot Padrão-Ar

O Ciclo de Carnot demonstra que o maior rendimento teórico para uma máquina térmica operando entre dois reservatórios térmicos se realizaria em um ciclo de **duas transformações adiabáticas reversíveis e duas transformações isotérmicas reversíveis**:

1. Processo isotérmico reversível . O sistema recebe calor da fonte quente (2-3);
2. Uma expansão adiabática reversível. O sistema não troca calor com as fontes térmicas (3-4);
3. Processo isotérmico reversível. O sistema cede calor para a fonte fria(4-1);
4. Uma compressão adiabática reversível. O sistema não troca calor com as fontes térmicas (1-2).



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot Padrão-Ar (Corolários de Carnot)

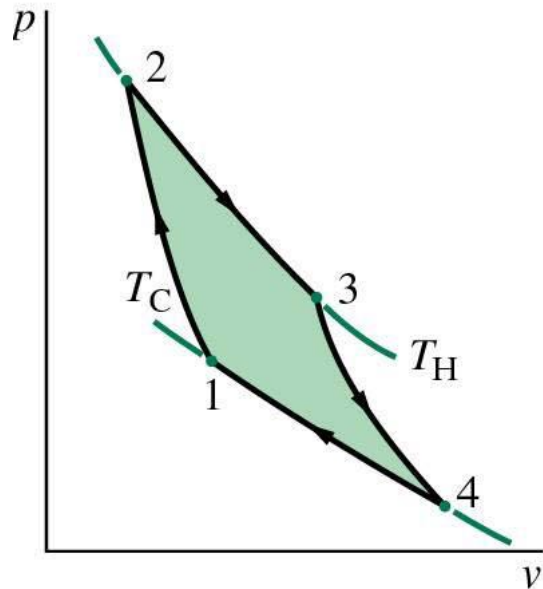
Há dois teoremas relativos ao rendimento térmico do ciclo de Carnot:

- I. A máquina de Carnot tem rendimento maior do que qualquer outro equipamento do tipo, operando entre as mesmas fontes (mesmas temperaturas);
- II. Todas as máquinas deste modelo teórico têm o mesmo rendimento, desde que também operem com as mesmas fontes. Ou seja, mesmas temperaturas.

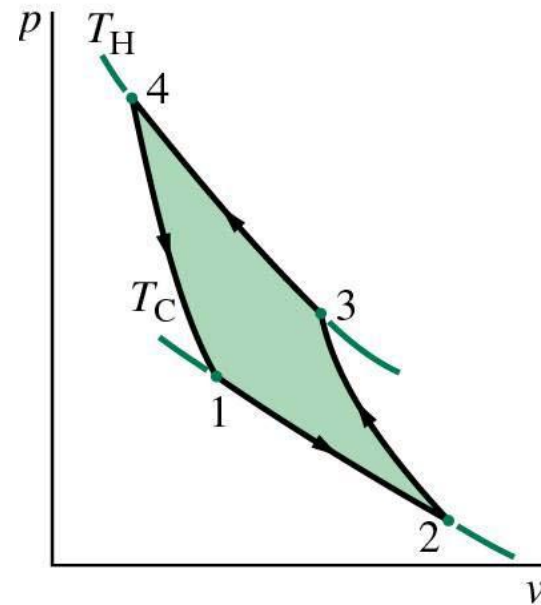
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot (Padrão Ar)

É um sistema que executa um **ciclo** em uma série de **quatro** processos **internamente reversíveis**: dois processos **adiabáticos** alternados com **dois processos isotérmicos**.



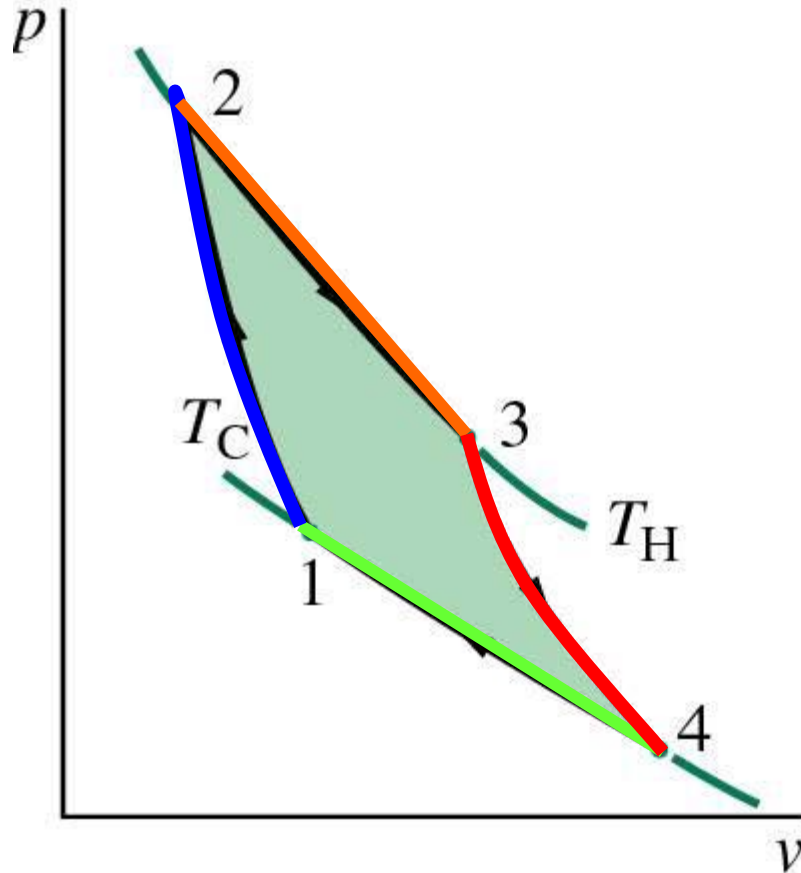
Ciclo de potência Carnot



Ciclo de refrigeração/bomba de calor Carnot

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

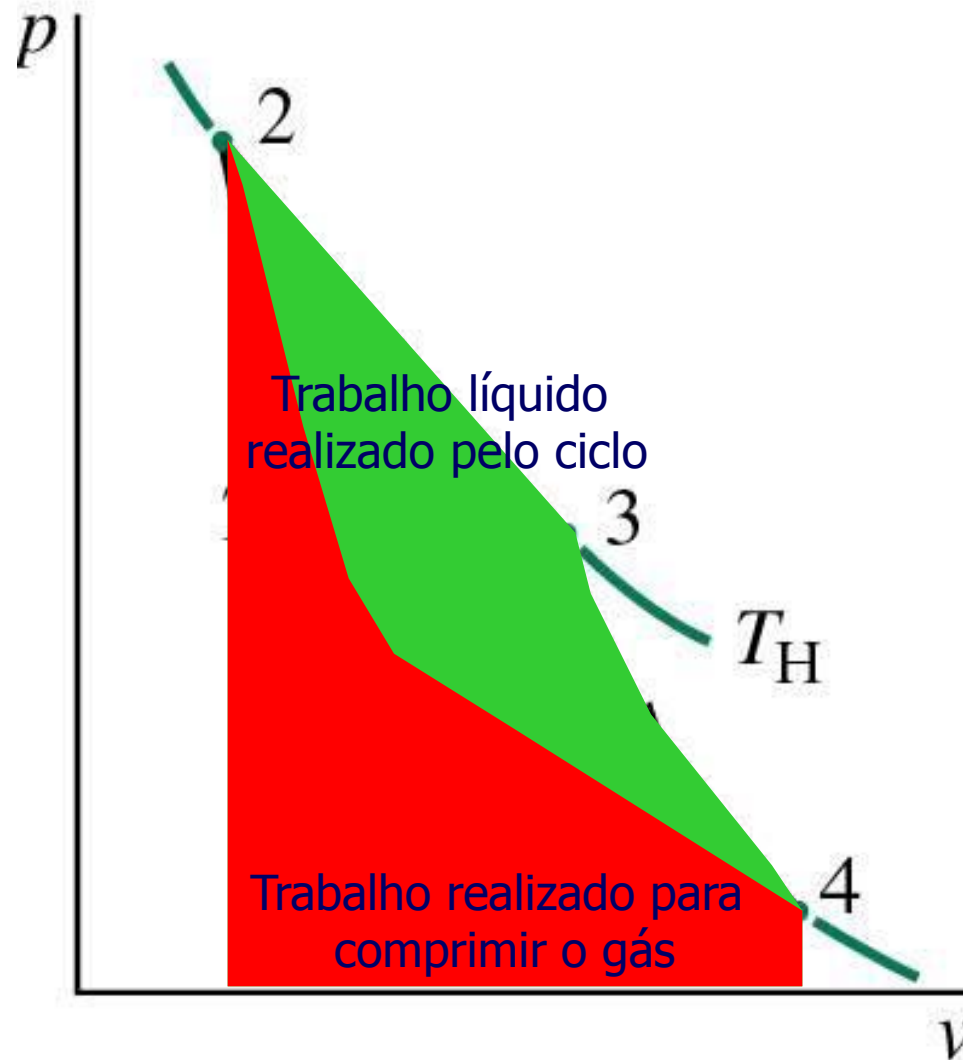
Ciclo de Carnot (Padrão Ar)



1-2: Compressão adiabática até 2, onde temperatura é T_h ;
2-3: Expansão isotérmica, recebendo energia do reservatório quente à T_h ;
3-4: Expansão adiabática até a temperatura cair para T_c ;
4-1: Compressão isotérmica, cedendo energia ao reservatório frio à T_c .

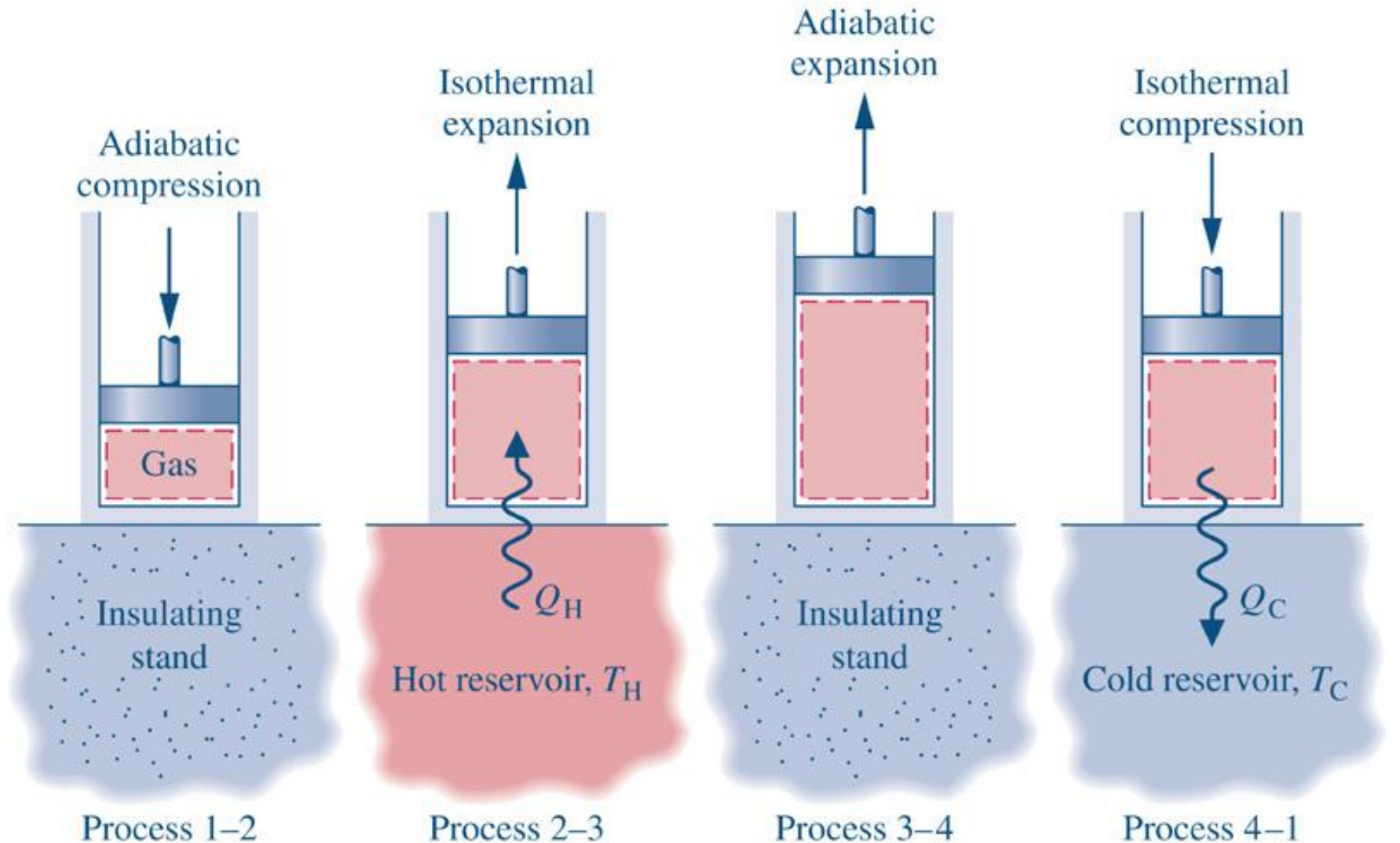
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot (Padrão Ar) - Diagrama p-v



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Potência em Cilindro-Pistão



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Ciclo de Carnot - Enunciado de Clausius da 2ª Lei

É **impossível** para qualquer sistema operar de maneira que o **único efeito** seja uma transferência de energia sob a forma de calor de um corpo **mais frio** para um corpo **mais quente**.



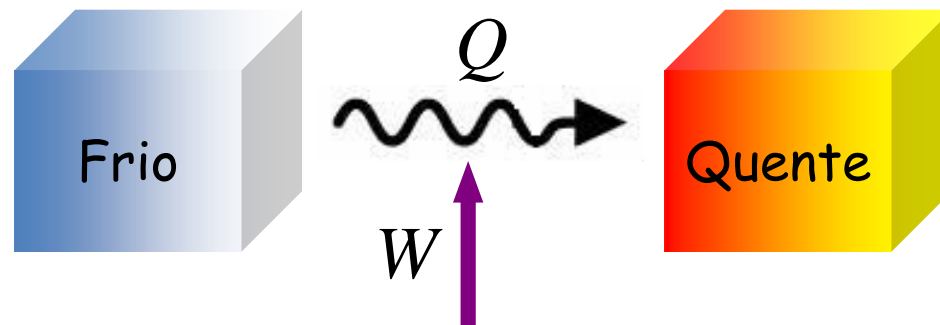
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Ciclo de Carnot - Analisando o enunciado de Clausius

O enunciado de Clausius **não exclui** a possibilidade da transferência de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente (isso ocorre nos **refrigeradores**).

Entretanto as palavras “**único efeito**” sugerem que isso **possa** ocorrer, desde que seja **fornecida energia (trabalho)** ao sistema.

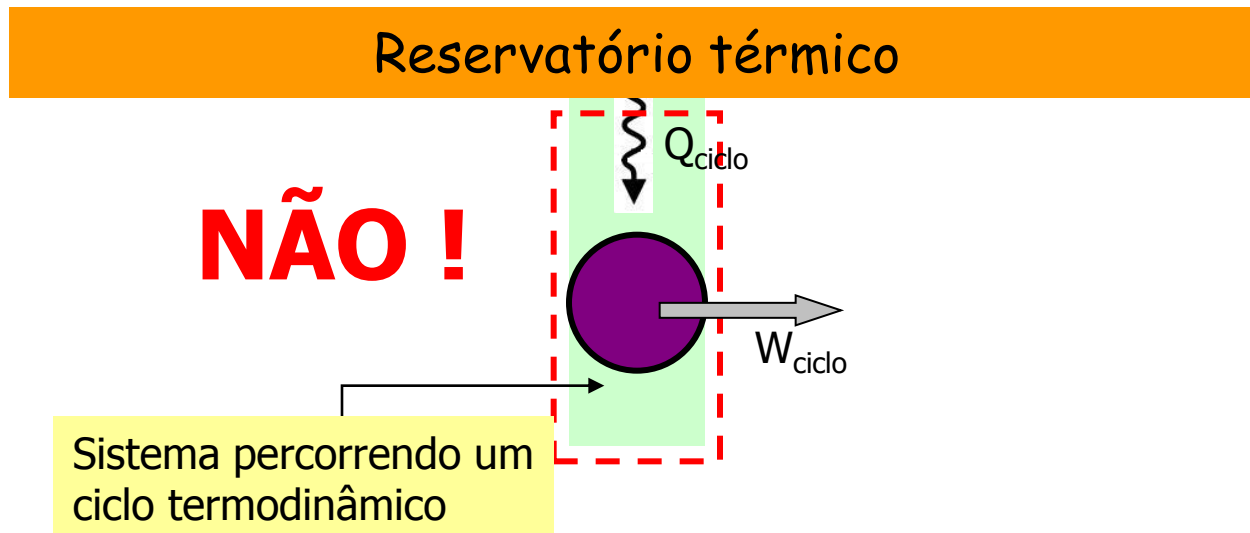


Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Ciclo de Carnot - Enunciado de Kelvin-Planck da 2º Lei

É impossível para qualquer sistema **operar em um ciclo termodinâmico** e fornecer uma quantidade “**líquida**” de trabalho para as suas vizinhanças, enquanto recebe energia, por **transferência de calor**, de um **único reservatório térmico**.



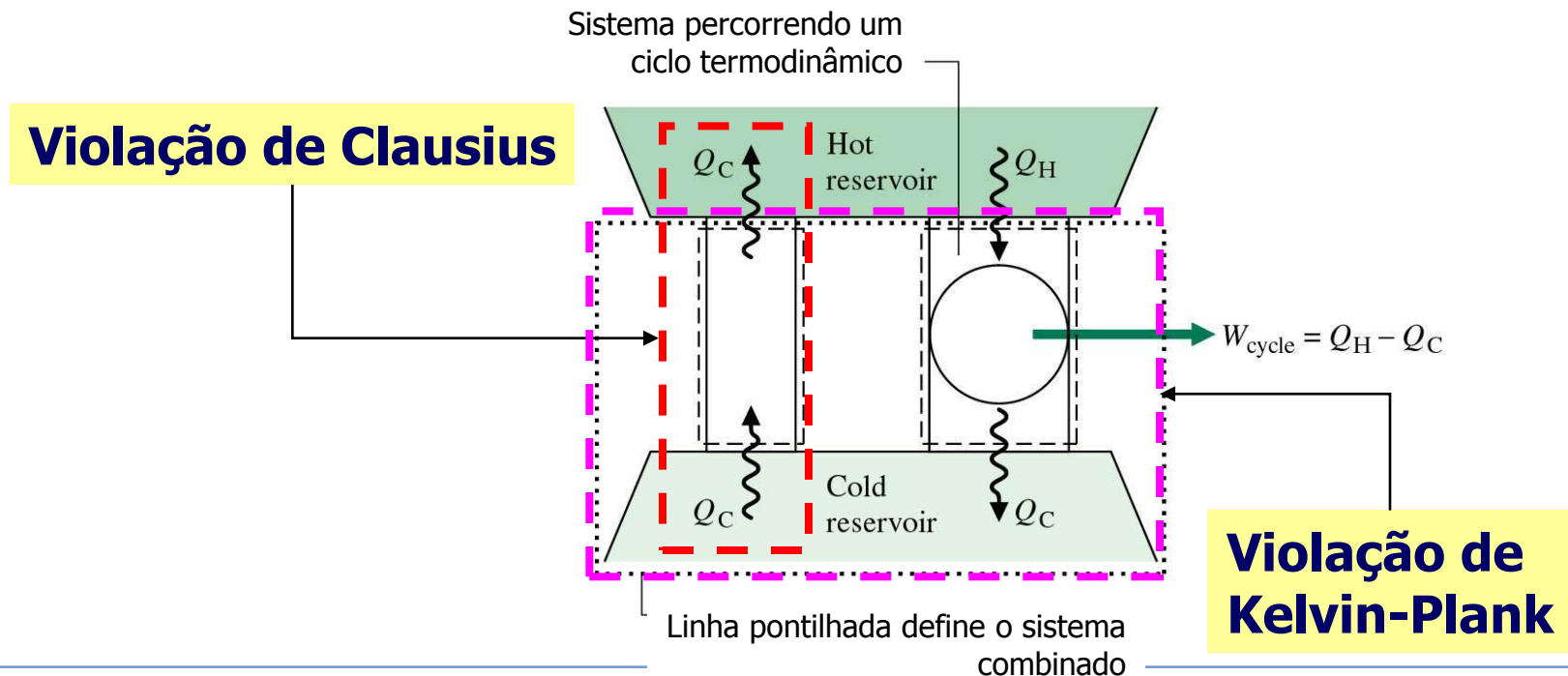
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Ciclo de Carnot - Equivalência dos Enunciados

A equivalência é demonstrada pelo fato de que quando se **viola um enunciado**, conseqüentemente o **outro enunciado** é **violado**.

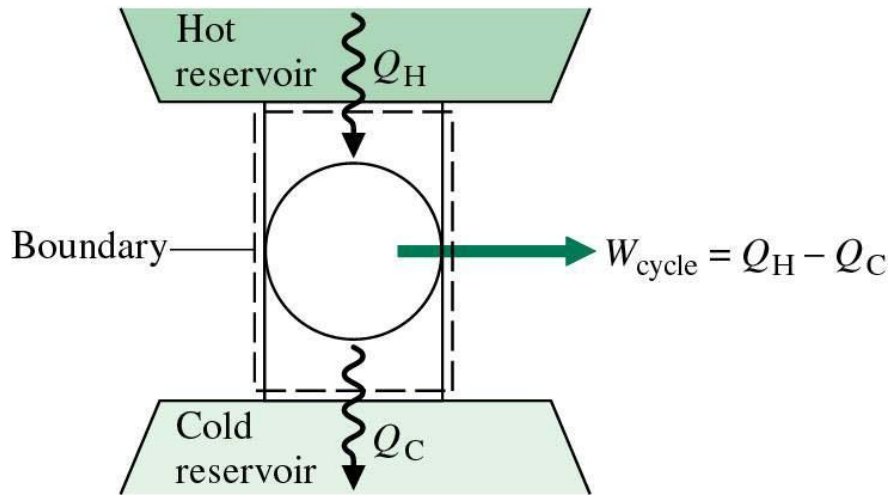
Imagine um reservatório térmico quente, um reservatório térmico frio e dois sistemas entre os reservatórios.



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Ciclo de Carnot - Eficiência de Ciclos de Potência



Sistema percorrendo um ciclo de potência

Eficiência térmica do ciclo

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H}$$

Se **não houvesse** a transferência de calor para o reservatório frio, a eficiência seria de **100%**;

Porém, sem o reservatório frio **viola-se** o enunciado de Kelvin-Planck;

Decorre daí um **corolário de Carnot**, que diz: **todos** os ciclos de potência têm eficiência **menor** que 100%.

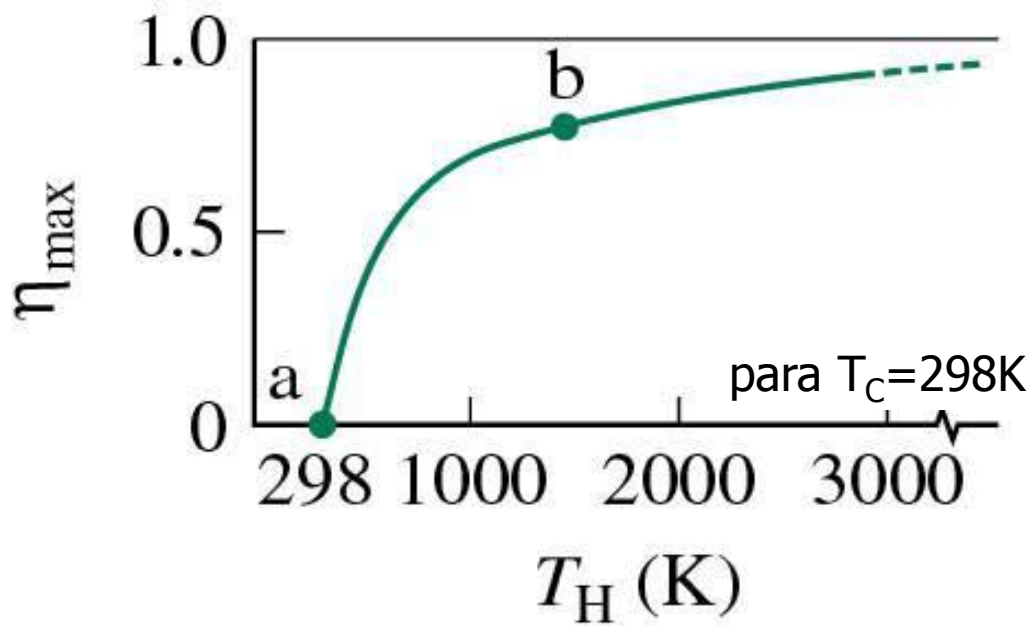
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

(REVISÃO TERMODINÂMICA)

Ciclo de Carnot - Eficiência Máxima

Para ciclos de potência:
Eficiência de Carnot

$$\eta_{m\acute{a}x} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$



De a para b: pequeno aumento em T_H , grande aumento na eficiência

Maior que b: torna-se muito oneroso aumentar a eficiência

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot Padrão-Ar (Corolários de Carnot)



A **eficiência do ciclo de Carnot** depende **somente** da **temperatura dos reservatórios**.



Quanto **maior** for a **temperatura da fonte quente**, **maior** será o **rendimento da máquina térmica** (para uma substância que se comportasse como um gás ideal).

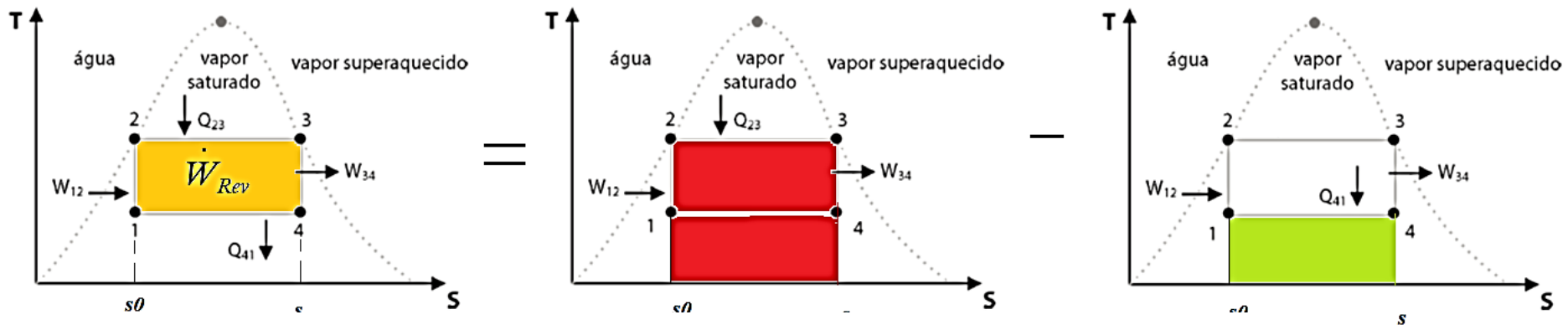


Daí a importância do Ciclo de Carnot. Apesar de **inatingível**, a partir dele teremos a **referência teórica máxima** a partir da qual aprimoram-se outros ciclos.

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot **Padrão-vapor** (REVISÃO TERMODINÂMICA)

Como se demonstra no ciclo de Carnot, pela primeira lei da Termodinâmica, a eficiência máxima teórica de uma máquina térmica depende da diferença de temperaturas em que se dão a entrada e saída de calor do ciclo.



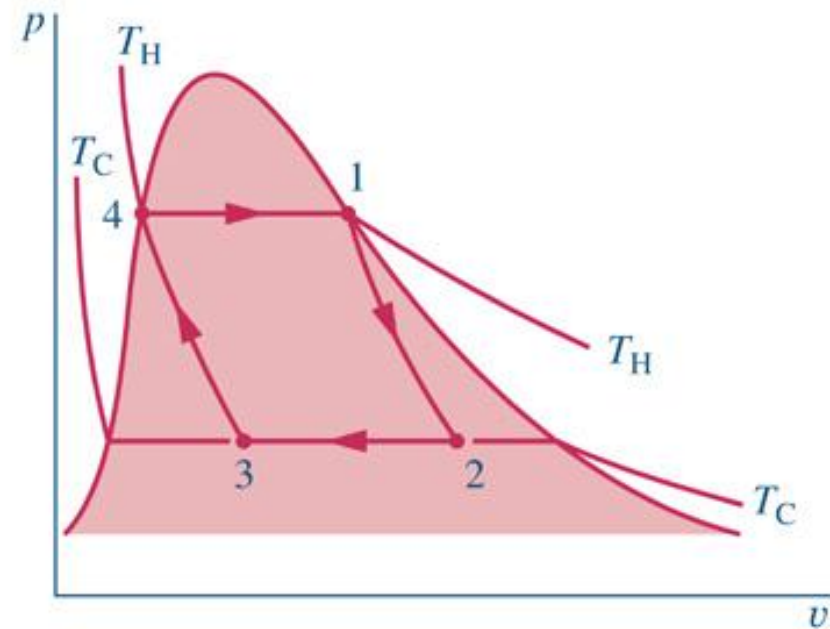
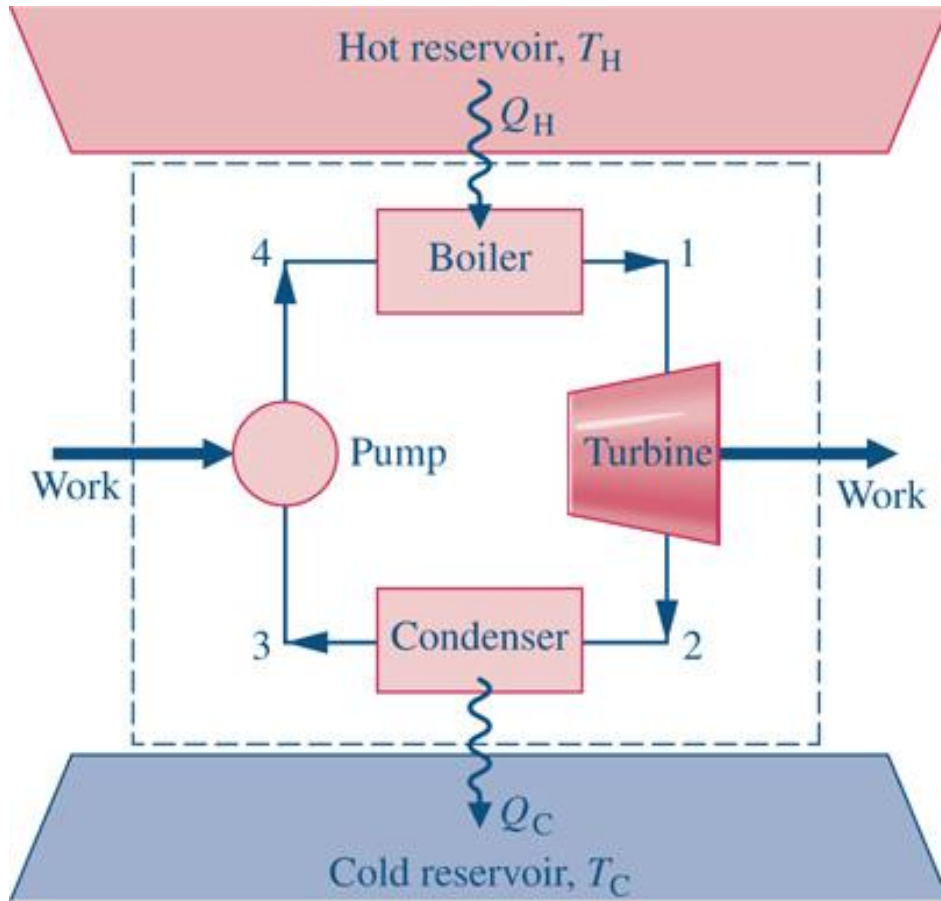
$$\eta_{Carnot} = \frac{\dot{W}_{Rev}}{\dot{Q}_{23}} = \frac{\dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{41}}{\dot{Q}_{23}} \Rightarrow \eta_{Carnot} = 1 - \frac{\dot{Q}_{41}}{\dot{Q}_{23}} < 1$$

$$\eta_{Carnot} = \left[1 - \frac{T_0}{T} \right]$$

Padrão Vapor

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot **Padrão-vapor** (REVISÃO TERMODINÂMICA)

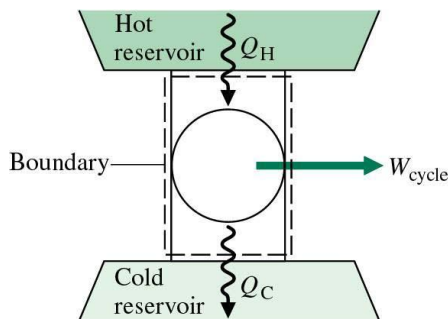




Exemplo 4.1

Eficiência de Carnot - Aquecimento

Uma máquina térmica opera entre um reservatório de térmico a 550°C e o ambiente (300K). A taxa de transferência de calor do reservatório a alta temperatura para a máquina é 1MW e a potência da máquina, ou seja, a taxa de realização de trabalho, é 450kW . Calcule a taxa de transferência de calor para o ambiente e determine a eficiência desta máquina térmica. Compare com a eficiência de Carnot



Solução: Considere a máquina térmica como sistema. Aplicando a primeira lei, temos

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W} = 1000 - 450 = 550 \text{ kW}$$

A definição de eficiência estabelece que

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} = \frac{450}{1000} = 0,45$$

A eficiência da máquina térmica de Carnot é determinada pelas temperaturas dos reservatórios térmicos. Assim,

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300}{550 + 273} = 0,635$$

A potência e a taxa de transferência de calor para o ambiente na máquina de Carnot são

$$\dot{W} = \eta_{\text{Carnot}} \dot{Q}_H = 0,635 \times 1000 = 635 \text{ kW}$$

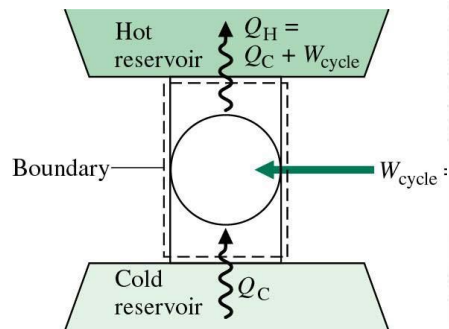
$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W} = 1000 - 635 = 365 \text{ kW}$$



Exemplo 4.2

Eficiência de Carnot - Refrigeração

Uma máquina de condicionamento de ar deve ser utilizada para manter um ambiente a 24°C. A carga térmica a ser removida deste ambiente é igual a 4kW. Sabendo que o ambiente externo está a 35°C, estime a potencia necessária para acionar o equipamento.



Solução Para resolver completamente este problema nós precisamos das informações que estão apresentadas no Cap. 11. Entretanto, neste ponto, nós podemos calcular a potência mínima de acionamento da máquina se admitirmos que o equipamento é um refrigerador que opera segundo um ciclo de Carnot. Deste modo, o coeficiente de desempenho é dado por

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{273 + 24}{35 - 24} = 27$$

e a potência de acionamento do condicionador de ar é

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_L}{\beta} = \frac{4}{27} = 0,15 \text{ kW}$$

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot (Padrão Ar)

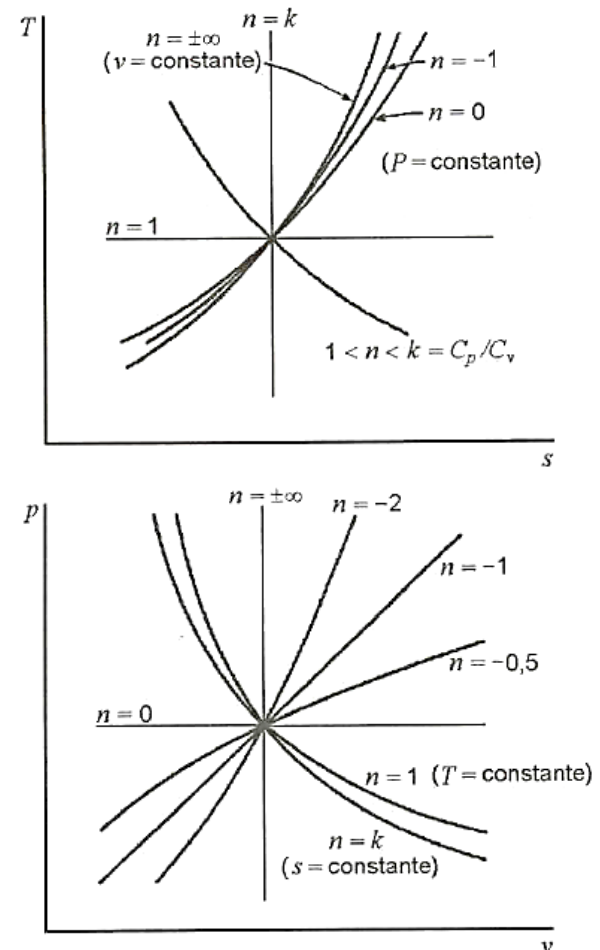
Processos Politrópicos (REVISÃO)

$$pV^n = \text{constante} = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

Essa equação nos permite escrever as seguintes expressões para o processo politrópico:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1}$$

Processo isobárico	$n = 0,$	$p = \text{constante}$
Processo isotérmico	$n = 1,$	$T = \text{constante}$
Processo isoentrópico	$n = k,$	$s = \text{constante}$
Processo isocórico	$n = \infty,$	$v = \text{constante}$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot (Padrão Ar)

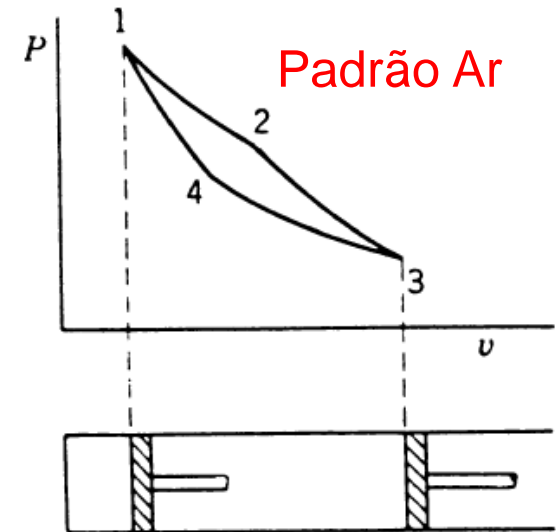
$$\eta_t = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_4}{T_1} = 1 - \frac{T_3}{T_2}$$

O rendimento também pode ser expresso pela relação de pressão ou taxa de compressão, durante os processos isoentrópicos:

❑ taxa de pressão isoentrópica $r_{ps} = \frac{P_1}{P_4} = \frac{P_2}{P_3} = \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{k/(1-k)}$

❑ taxa de compressão isoentrópica $r_{vs} = \frac{V_4}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{1/(1-k)}$

Portanto: $\eta_t = 1 - r_{ps}^{(1-k)/k} = 1 - r_{vs}^{1-k}$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo de Carnot (Padrão Ar)

Uma dificuldade prática no ciclo de Carnot Padrão-ar é a **troca de calor durante os processos isotérmicos de expansão e compressão**. É **virtualmente impossível** aproximar-se desta condição. Desse modo, o ciclo Carnot Padrão-ar **não é prático**.



Daí a importância do Ciclo de Carnot. Apesar de **inatingível**, a partir dele teremos a **referência teórica máxima** a partir da qual aprimoram-se outros ciclos.



Exemplo 4.3

Eficiência de Carnot – Padrão Ar

Construa um diagrama T-s para o ciclo de Carnot admitindo que a temperatura mínima deste ciclo CO_2 seja 280K, que a eficiência térmica seja 60% e que as pressões, antes da compressão e depois do processo de rejeição de calor, sejam iguais a 100kPa. Determine a temperatura máxima do ciclo e a pressão no início do processo de transferência de calor para o ciclo. .

Eficiência de Carnot $\eta = 0.6 = 1 - T_H/T_L$

$$\Rightarrow T_H = T_L/0.4 = \mathbf{700 \text{ K}}$$

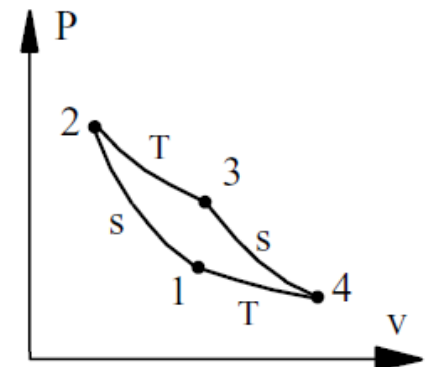
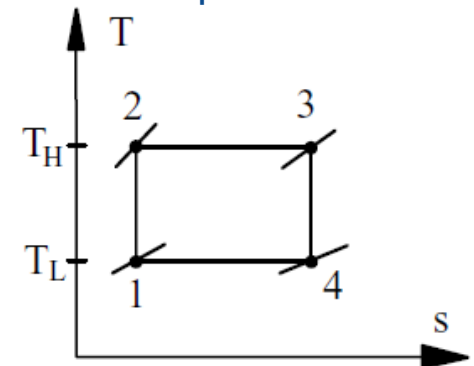
Antes da adição de calor (estado 2)

e após a rejeição de calor (estado 1).

Então $P_1=100\text{kPa}$ e a compressão isentrópica é:

$$k=1,2857$$

$$P_2 = P_1(T_H/T_L)^{\frac{1}{k-1}} = \mathbf{2.47 \text{ MPa}}$$



[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.4

Eficiência de Carnot – Padrão Ar

O ar contido num cilindro-pistão executa um ciclo de Carnot, que apresenta rendimento térmico de 66,7% e temperatura mínima de T_L igual a 26,8°C. Determine a temperatura máxima no ciclo, o trabalho específico e a relação volumétrica no processo de expansão adiabática. Admita que os calores específicos do ar são constantes.

Eficiência de Carnot

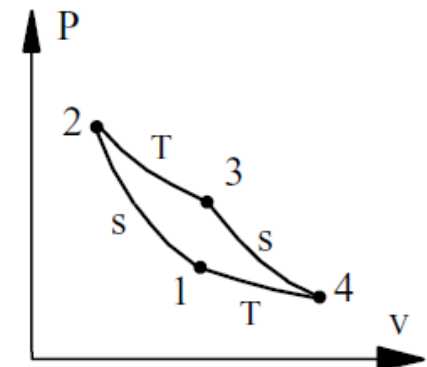
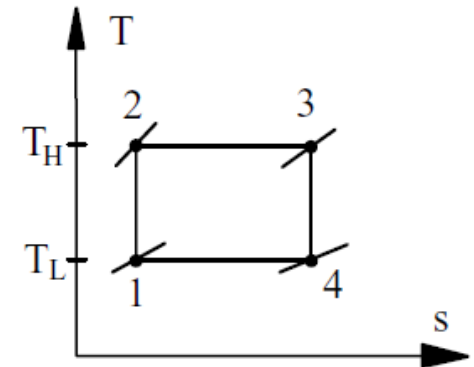
$$\eta = 1 - T_L/T_H = 2/3 \Rightarrow T_H = 3 \times T_L = 3 \times 300 = \mathbf{900 \text{ K}}$$

Expansão adiabática 3-4: $Pv^k = \text{const}$ ($n=k$)

$${}_3w_4 = (P_4v_4 - P_3v_3)/(1 - k) = \frac{R}{1 - k}(T_4 - T_3) = u_3 - u_4$$

$$= C_v(T_3 - T_4) = 0.717(900 - 300) = \mathbf{429.9 \text{ kJ/kg}}$$

$$v_4/v_3 = (T_3/T_4)^{1/(k-1)} = 3^{2.5} = \mathbf{15.6}$$

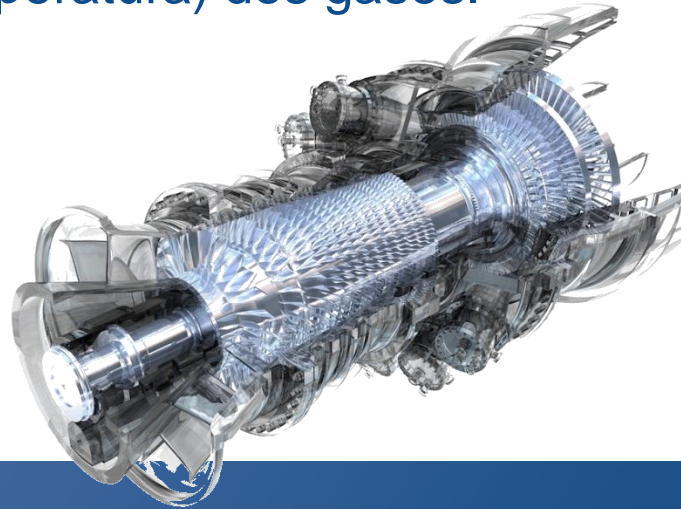


[Tabela A.5](#)

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

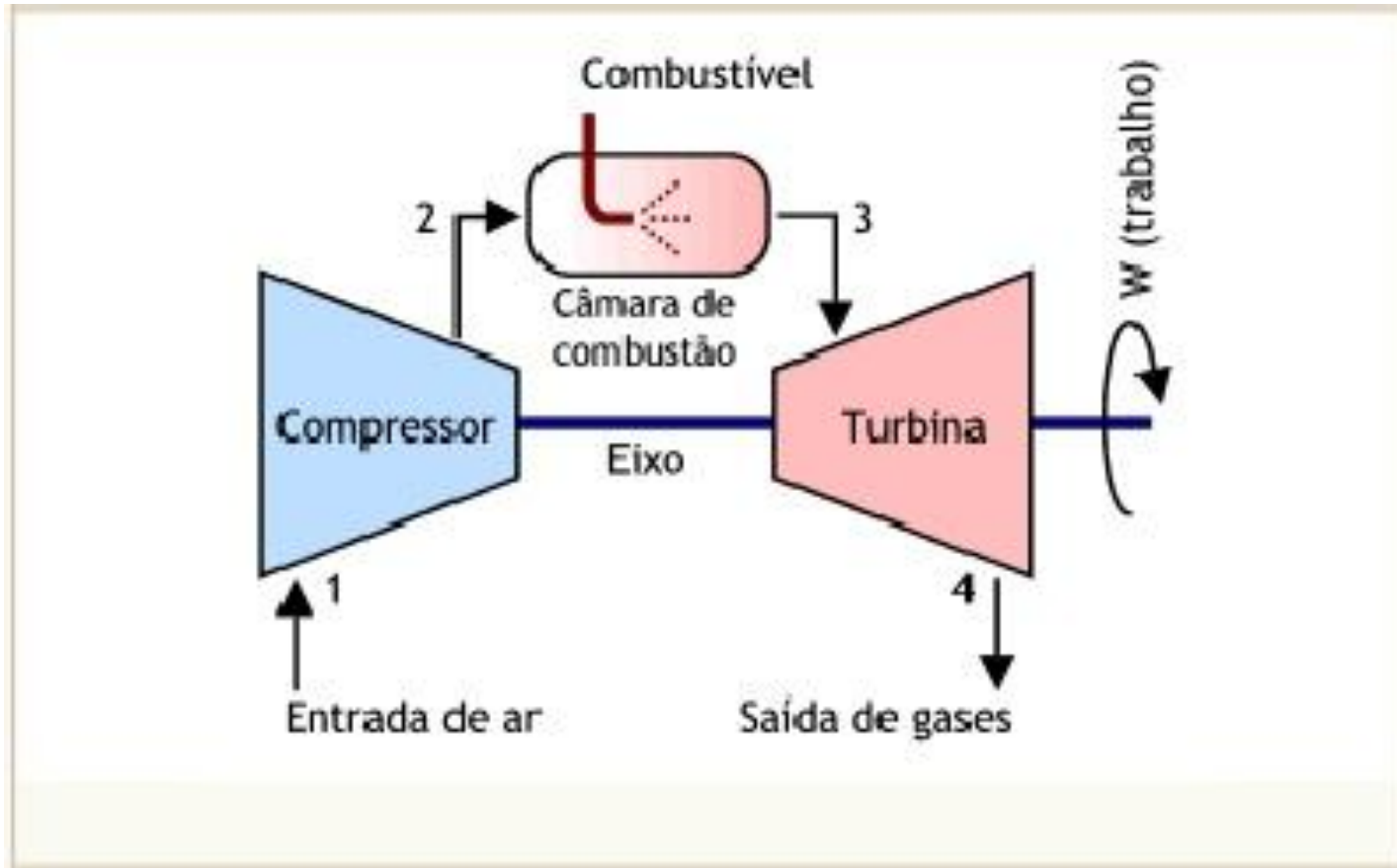
O **ciclo Brayton**, nomeado por George Brayton (1830-1892), é um ciclo termodinâmico no qual a **adição de calor ocorre a pressão constante**. É um ciclo ideal. Uma aproximação dos processos térmicos que ocorrem nas **turbinas a gás**, descrevendo variações de estado (pressão e temperatura) dos gases.



O ciclo **Brayton** é o equivalente do ciclo **Rankine**, para um fluido de trabalho que **não apresenta mudança de fase**

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

A modelagem termodinâmica deste ciclo tem as seguintes condições de contorno e hipóteses simplificadoras:

- ≡ Fluido de trabalho é o mesmo em todo o ciclo;
- ≡ Os processos em todo o ciclo são ideais (compressão e expansão isoentrópicas);
- ≡ O regime é permanente;
- ≡ Os calores específicos são constantes;
- ≡ Desprezadas as perdas de carga nos dutos de sucção , descarga e câmara de combustão;
- ≡ Não há perdas de calor pelas paredes da turbina;
- ≡ Gás perfeito;
- ≡ Fluxo unidimensional.

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

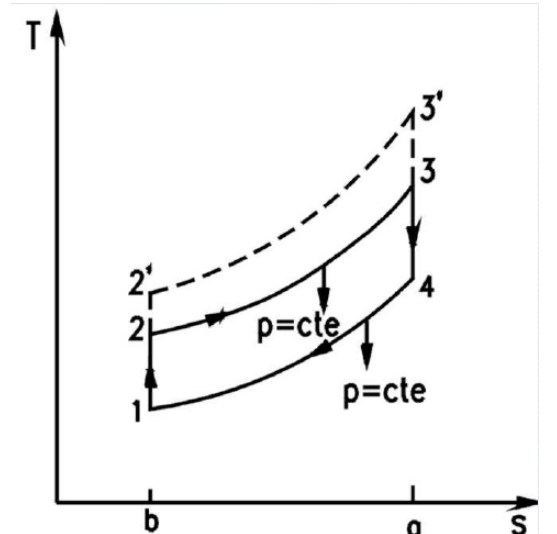
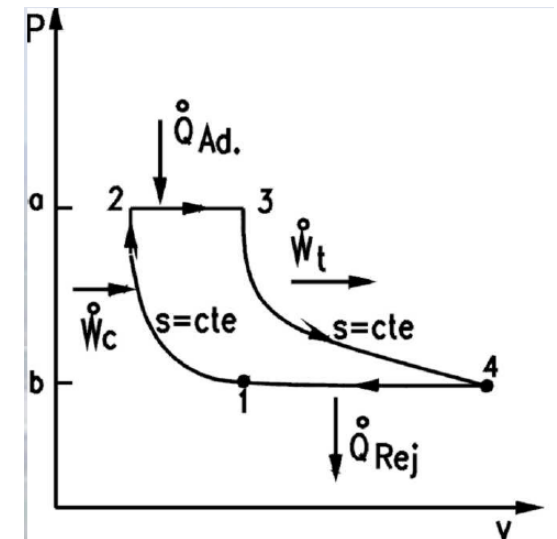
Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

1→2: Transformação adiabática. Nesse estágio, o gás é comprimido adiabaticamente.

2→3: Transformação isobárica. Nesse estágio, o gás expande com mesma pressão, ao mesmo tempo em que recebe calor do meio.

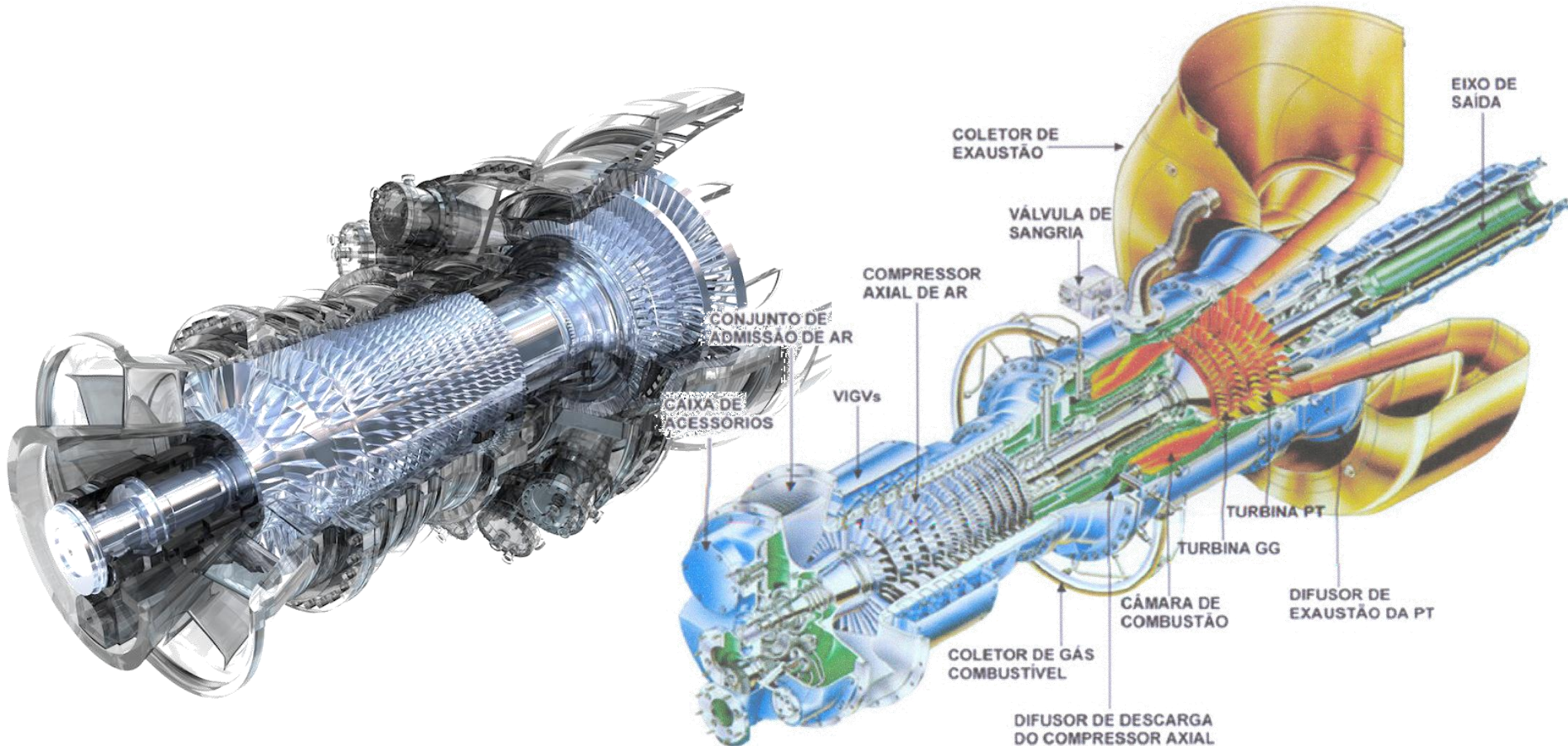
3→4: Transformação adiabática. Nesse estágio, ocorre uma expansão adiabática. A partir da primeira lei, a energia é igual ao trabalho adiabático.

4→1: Transformação isobárica. Nesse estágio, o gás expande com mesma pressão, ao mesmo tempo em que perde calor para o meio.



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

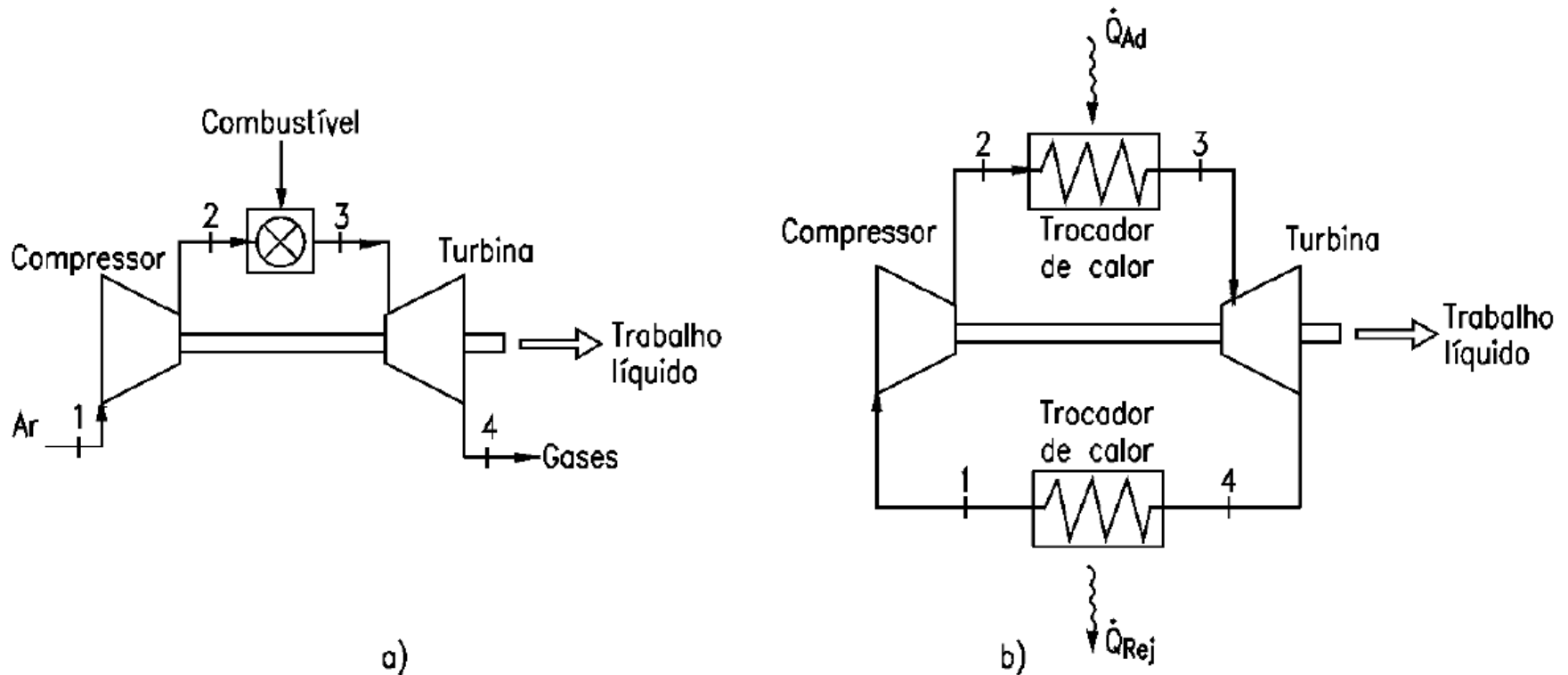


TURBINA SOLAR TAURUS

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

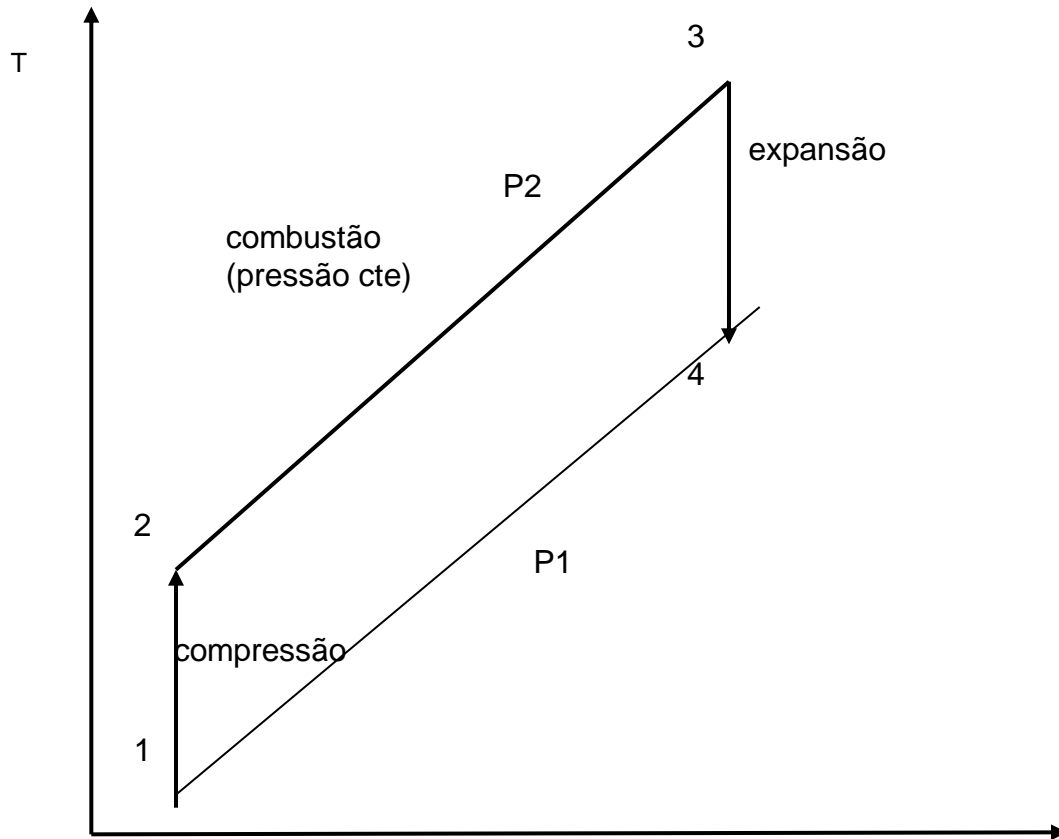
Há dois tipos de ciclos de Brayton, abertos à atmosfera (a) e usando a câmara de combustão interna ou fechado (b) e usando trocador de calor.



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

CICLO ABERTO TEÓRICO DA TURBINA A GÁS (Brayton)



$$W_c = c_p \cdot (t_2 - t_1)$$

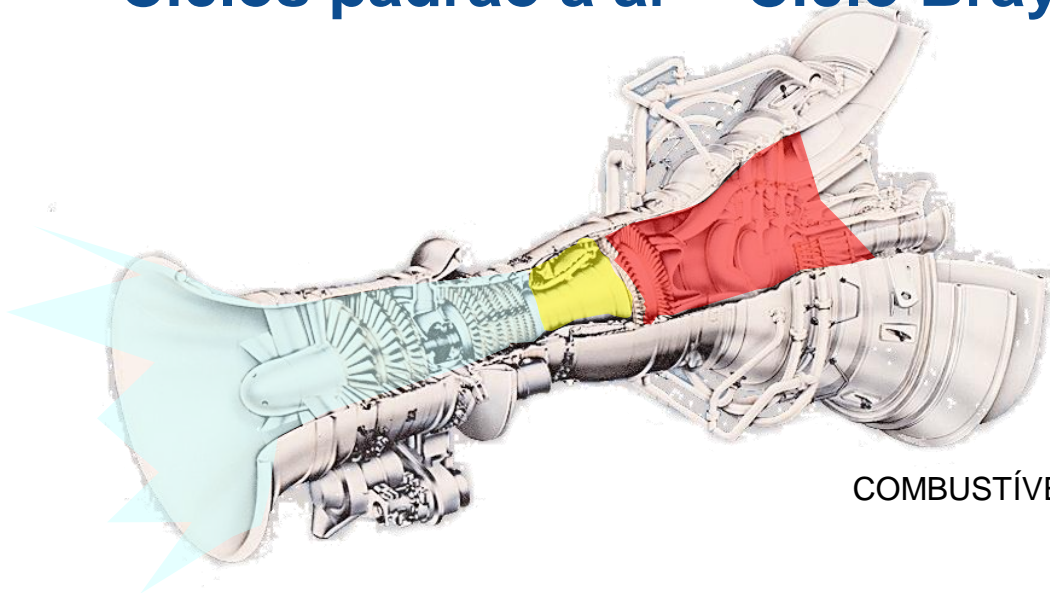
$$Q_1 = c_p \cdot (t_3 - t_2)$$

$$W_t = c_p \cdot (t_3 - t_4)$$

$$Q_2 = c_p \cdot (t_4 - t_1)$$

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Ciclo Brayton

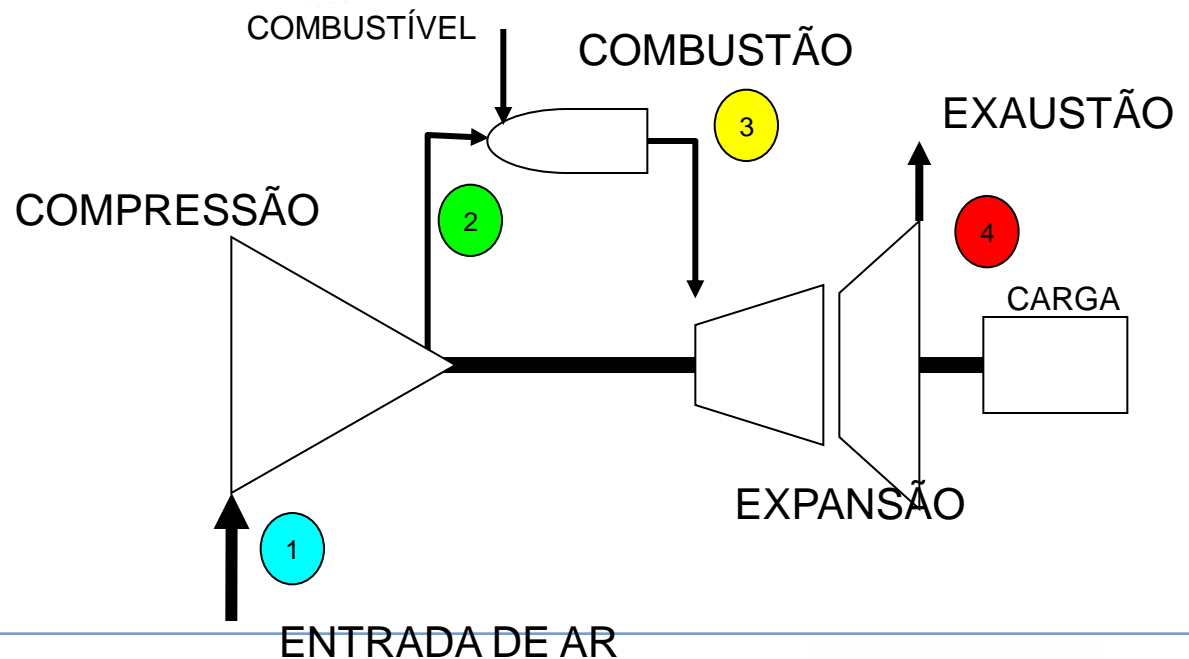


$$W_c = c_p \cdot (t_2 - t_1)$$

$$Q_1 = c_p \cdot (t_3 - t_2)$$

$$W_t = c_p \cdot (t_3 - t_4)$$

$$Q_2 = c_p \cdot (t_4 - t_1)$$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton - referências

- ❑ Vídeo sobre Ciclo Brayton – How a Gas Turbine works

<https://www.youtube.com/watch?v=-7D0DjoN9jl&t=3s>



<https://www.youtube.com/watch?v=2DGcgymw1U>



<https://www.youtube.com/watch?v=zcWkEKNvqCA>



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Eficiência e Potência

- Eficiência máxima do ciclo:

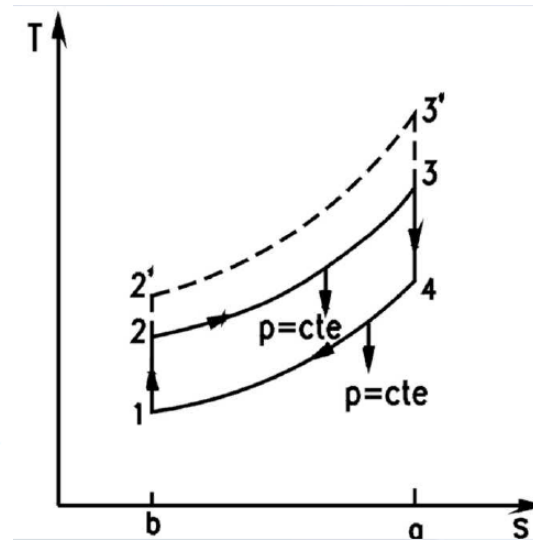
$$\eta_t = \frac{W_{util}}{Q_1} = \frac{W_t - W_c}{Q_1} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

- Observamos entretanto que: $1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$

- Utilizando a relação dos gases perfeito:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \therefore \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad \text{e} \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Eficiência e Potência

- Eficiência máxima do ciclo:

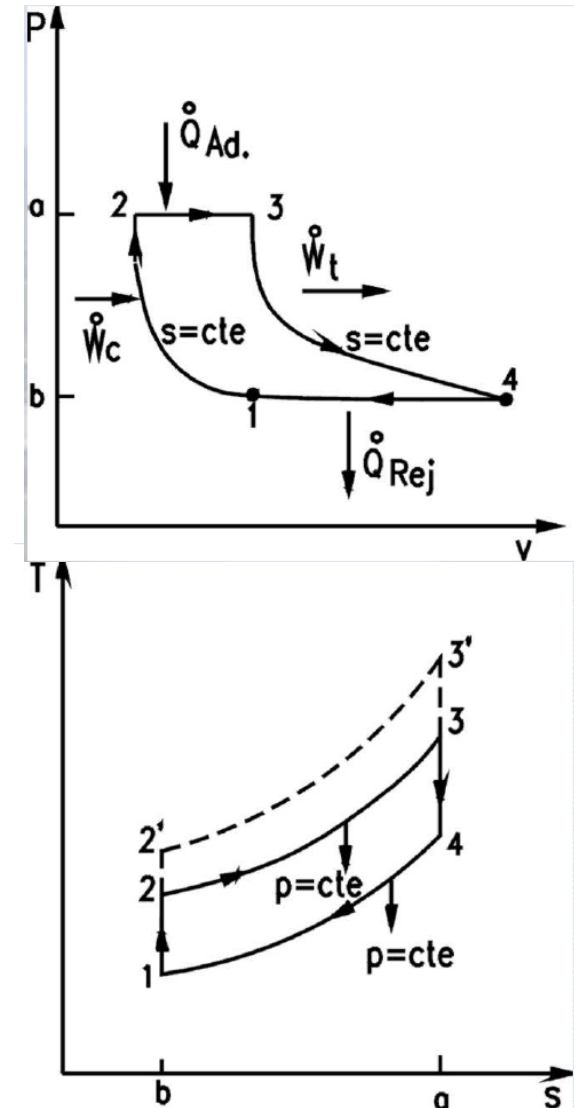
$$\eta_{tm\acute{a}x} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

- Utilizando a relação dos gases perfeito:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

- A eficiência máxima do ciclo será:

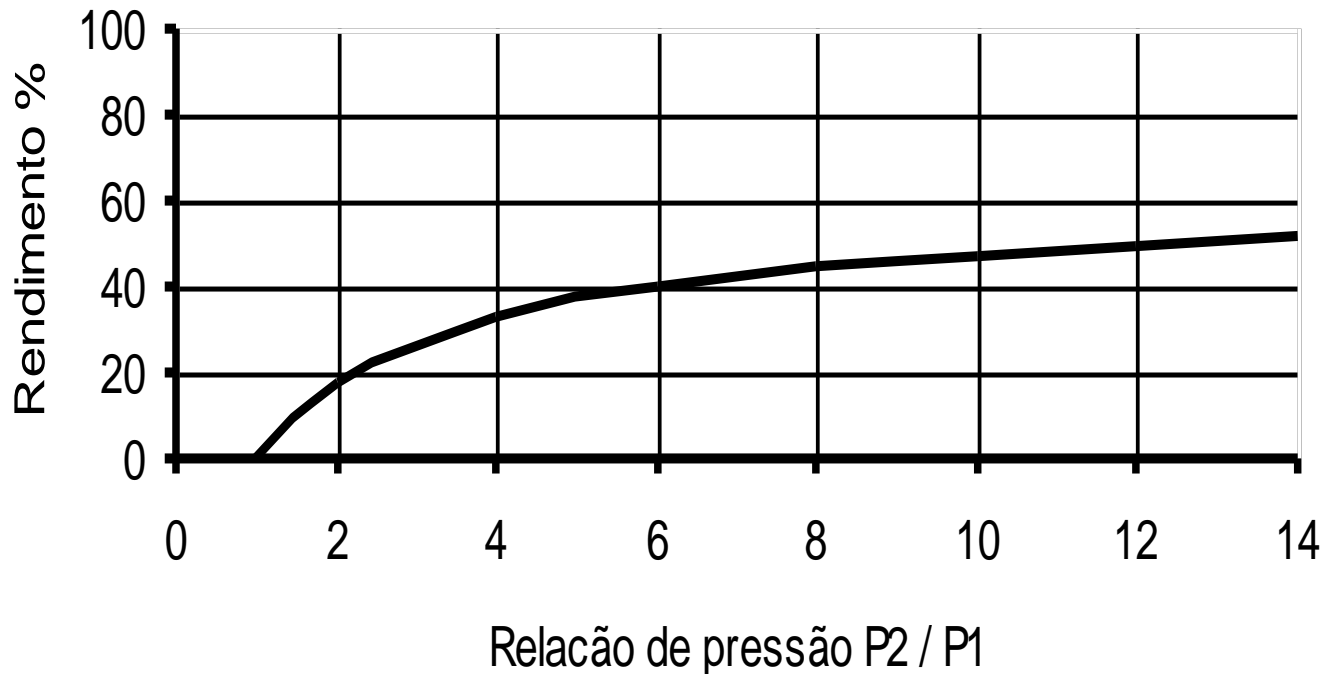
$$\eta_{tm\acute{a}x} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}}$$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Eficiência e Potência

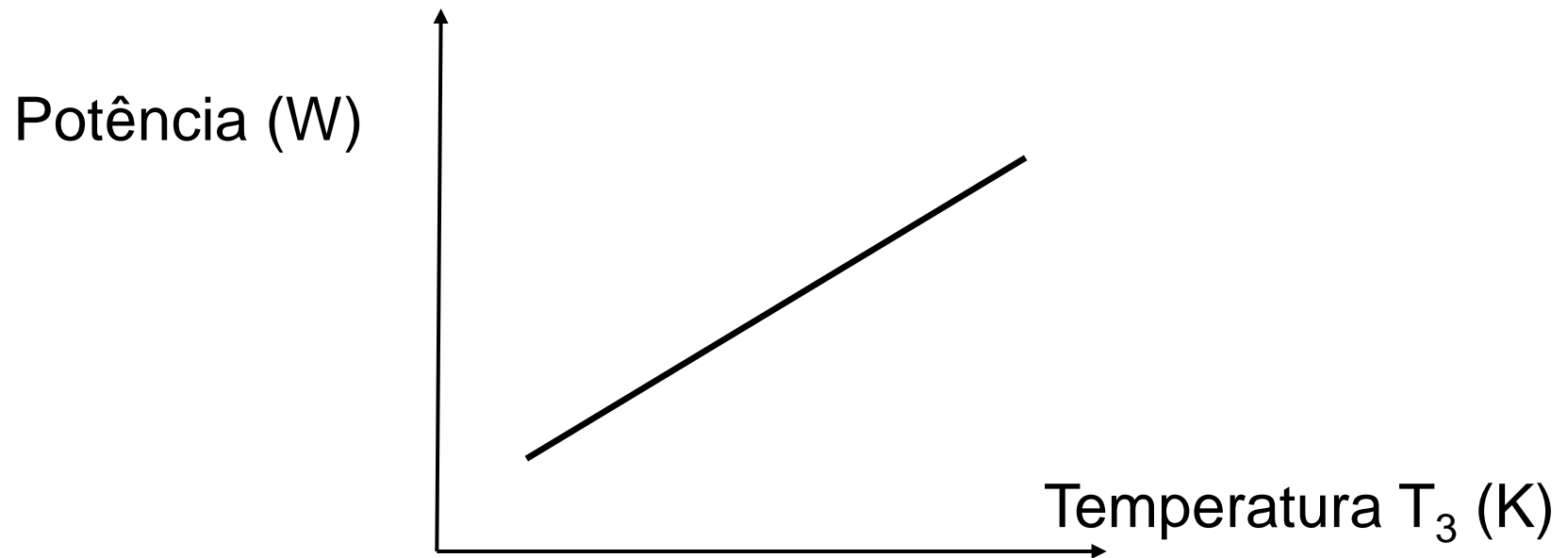
Rendimento do ciclo de Brayton em função de P_2 / P_1 .



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Eficiência e Potência

A adição de calor na câmara de combustão, tem uma proporcionalidade direta com o trabalho útil produzido. desta forma, quanto maior for a temperatura na câmara de combustão (T_3), para uma mesma vazão mássica de ar, maior será a potência disponível na ponta do eixo da turbina.



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Eficiência e Potência

A eficiência do ciclo de uma turbina a gás é fortemente influenciada pela razão de compressão (P_2/P_1) no compressor de ar . Desta forma, aumentando a relação de compressão o rendimento global da turbina irá aumentar.

A potência útil fornecida pela turbina é proporcional à temperatura de saída da câmara de combustão (T_3). Assim aumentando esta temperatura a potência disponível irá aumentar. Existem, porém, aspectos metalúrgicos dos materiais das partes quentes da turbina que limitam a temperatura de queima



Exemplo 4.5

Cálculo ciclo Brayton

Exemplo 11.6

Ar entra no compressor, de um ciclo-padrão a ar Brayton (fechado), a 0,1 MPa e 15 °C. A pressão na saída do compressor é de 1,0 MPa e a temperatura máxima no ciclo é 1100 °C. Determine:

1. A pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo.
2. O trabalho no compressor, o trabalho na turbina e o rendimento do ciclo.

Admitiremos, para cada um dos volumes de controle analisados, que o ar se comporta como gás perfeito, que o ar apresenta calor específico constante (avaliado a 300 K), que cada processo ocorre em regime permanente e que as variações de energia cinética e potencial nos processos são desprezíveis. O diagrama desse está mostrado na Fig. 11.19.

Volume de controle: Compressor.

Estado de entrada: p_1, T_1 conhecidas; estado determinado

Estado de saída: p_2 conhecida.

Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição



Exemplo 4.5

Cálculo ciclo Brayton

Volume de controle: Compressor.

Estado de entrada: p_1, T_1 conhecidas; estado determinado

Estado de saída: p_2 conhecida.

Análise: Primeira lei da termodinâmica: $|w_c| = h_2 - h_1$

Segunda lei da termodinâmica: $s_2 = s_1$

Portanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

Solução:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = 10^{0,286} = 1,932 \quad \therefore \quad T_2 = 556,8 \text{ K}$$

$$|w_c| = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) = 1,0035 (556,8 - 288,2) \\ = 269,5 \text{ kJ/kg}$$

Volume de controle: Turbina.

Estado de entrada : $p_3 (= p_2)$ conhecida, T_3 conhecida; estado determinado.

Estado de saída: $p_4 (= p_1)$ conhecida.

Análise: Primeira lei: $w_t = h_3 - h_4$

Segunda lei: $s_3 = s_4$

Assim,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

Solução:

$$\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = 10^{0,286} = 1,932 \quad \therefore \quad T_4 = 710,8 \text{ K}$$

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4) = 1,0035 (1373,2 - 710,8) = 664,7 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{liq}} = w_t - |w_c| = 664,7 - 269,5 = 395,2 \text{ kJ/kg}$$

Tabela A.5

Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição



Exemplo 4.5

Cálculo ciclo Brayton

Volume de controle: Trocador de calor a alta temperatura.

Estado de entrada: Estado 2 determinado.

Estado de saída: Estado 3 determinado.

Análise: Primeira lei: $q_H = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$

Solução:

$$q_H = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) = 1,0035 (1373,2 - 556,8) = 819,3 \text{ kJ/kg}$$

Volume de controle: Trocador de calor de baixa temperatura.

Estado de entrada: Estado 4 determinado.

Estado de saída: Estado 1 determinado.

Análise: Primeira lei: $|q_L| = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$

Solução:

$$|q_L| = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) = 1,0035 (710,8 - 288,2) = 424,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} = \frac{395,2}{819,3} = 48,2 \%$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{10^{0,286}} = 48,2 \%$$

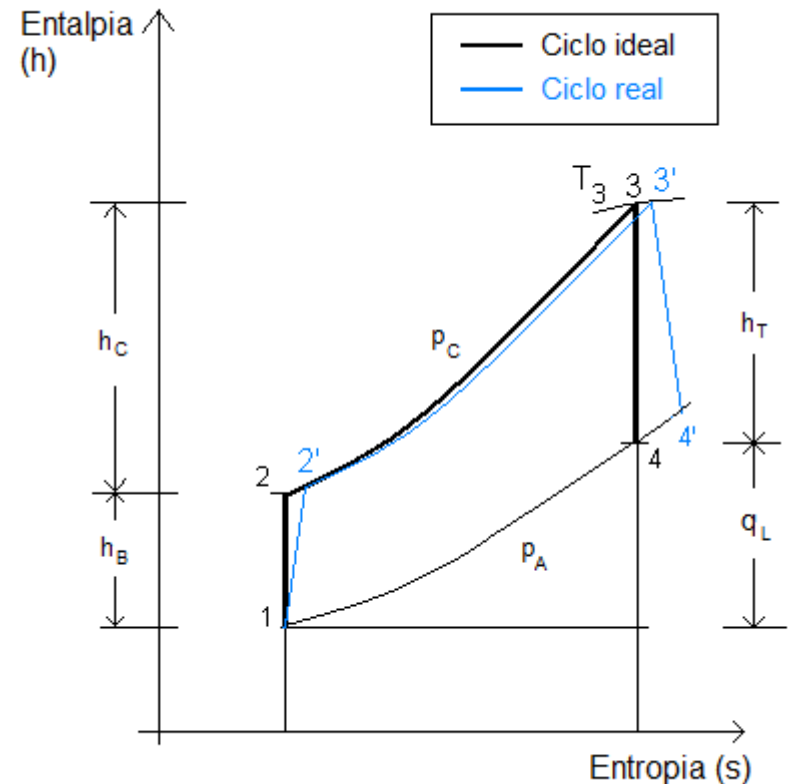
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Comparação entre ciclo Ideal & Real

Denominamos ciclo real, aquele em que a **compressão** e a **expansão** são considerados como transformações **irreversíveis**.

Nas transformações reais ocorre **aumento de entropia**, mesmo sem que haja intercâmbio de calor entre o sistema e o exterior.

O desempenho dos ciclos reais diferem consideravelmente do desempenho dos ciclos ideais



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Comparação entre ciclo Ideal & Real

Os processos de compressão e expansão são irreversíveis, envolvendo, portanto, aumento de entropia;

Há perdas de pressão devido ao atrito de fluido nas câmaras de combustão e dutos de admissão e exaustão;

Há necessidade de incremento no trabalho de compressão a fim de compensar o atrito nos mancais e acionamento de equipamentos auxiliares (offtakes);

Os valores de c_p e k do ar variam ao longo do ciclo devido às variações de temperatura e, no caso de combustão, devido a alterações na composição química;

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – Comparação entre ciclo Ideal & Real

À primeira vista pode parecer que a vazão mássica através da turbina é maior do que a do compressor devido a injeção de combustível. Na prática, até 10% do ar comprimido pode ser retirado com o propósito de refrigerar os discos e as palhetas das partes quentes.

Cumprir observar que turbinas aeronáuticas de última geração, operam com temperaturas na turbina de alta pressão (hp) elevadas, o que demanda maior quantidade de ar para refrigeração

A relação combustível/ar é da ordem de 0,01 a 0,02.

Desta forma, a aproximação de vazão constante ao longo da turbina não é correta em caso de avaliação precisa.



Exemplo 4.6

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Brayton

Exemplo 11.7

Considere uma turbina a gás em que o ar entra no compressor nas mesmas condições do Ex. 11.6 e o deixa a pressão de 1,0 MPa. A temperatura máxima no ciclo é de 1100 °C. Admita que as eficiências do compressor e da turbina são, respectivamente, iguais a 80 % e 85 %. Sabendo que a perda de carga no escoamento de ar entre o compressor e a turbina é igual a 15 kPa, determine o trabalho no compressor, o trabalho da turbina e o rendimento do ciclo.

Admitiremos, novamente, para cada um dos volumes de controle analisados, que o ar se comporta como gás perfeito, que o ar apresenta calor específico constante (avaliado a 300 K), que cada processo ocorre em regime permanente e que as variações de energia cinética e potencial nos processos são desprezíveis. O diagrama desse está mostrado na Fig. 11.21.

Volume de controle: Compressor.

Estado de entrada: p_1, T_1 conhecidas; estado determinado.

Estado de saída: p_2 conhecida.

Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição



Exemplo 4.6

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Brayton

Compressor:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

O rendimento do compressor é dado por

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Solução:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{T_{2s}}{T_1} = 10^{0,286} = 1,932 \quad \therefore \quad T_{2s} = 556,8 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{556,8 - 288,2}{T_2 - T_1} = 0,80$$

$$T_2 - T_1 = \frac{556,8 - 288,2}{0,80} = 335,8 \quad \therefore \quad T_2 = 624,0 \text{ K}$$

$$|w_c| = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) = 1,0035 (624,0 - 288,2) = 337,0 \text{ kJ/kg}$$

Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição

[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.6

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Brayton

Turbina

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

O rendimento da turbina é dado por

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

Solução:

Ex 4.6

$$p_3 = p_2 - \text{perda de carga} = 1,0 - 0,015 = 0,985 \text{ MPa}$$

$$\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{T_3}{T_{4s}} = 9,85^{0,286} = 1,9236 \quad \therefore T_{4s} = 713,9 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} = 0,85$$

$$T_3 - T_4 = 0,85 (1373,2 - 713,9) = 560,4 \quad \therefore T_4 = 812,8 \text{ K}$$

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4) = 1,0035 (1373,2 - 812,8) = 562,4 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{liq}} = w_t - |w_c| = 562,4 - 337,0 = 225,4 \text{ kJ/kg}$$



Exemplo 4.6

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Brayton

Câmara de combustão:

Análise: Primeira lei: $q_H = h_3 - h_2$

Solução:

$$q_H = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) = 1,0035 (1373,2 - 624,0) = 751,8 \text{ kJ/kg}$$

Rendimento térmico:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{líq}}}{q_H} = \frac{225,4}{751,8} = 30,0\%$$

Comparativo ciclo ideal & ciclo real:

	w_c	w_t	$w_{\text{líq}}$	q_H	$\eta_{\text{térmico}}$
Ex. 11.6 (ideal)	269,5	664,7	395,2	819,3	48,2
Ex. 11.7 (real)	337,0	562,4	225,4	751,8	30,0

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Ericsson

Variação do ciclo Brayton, onde turbina e compressor operam de modo **reversível e isotérmico**, ao invés de adiabático reversível;

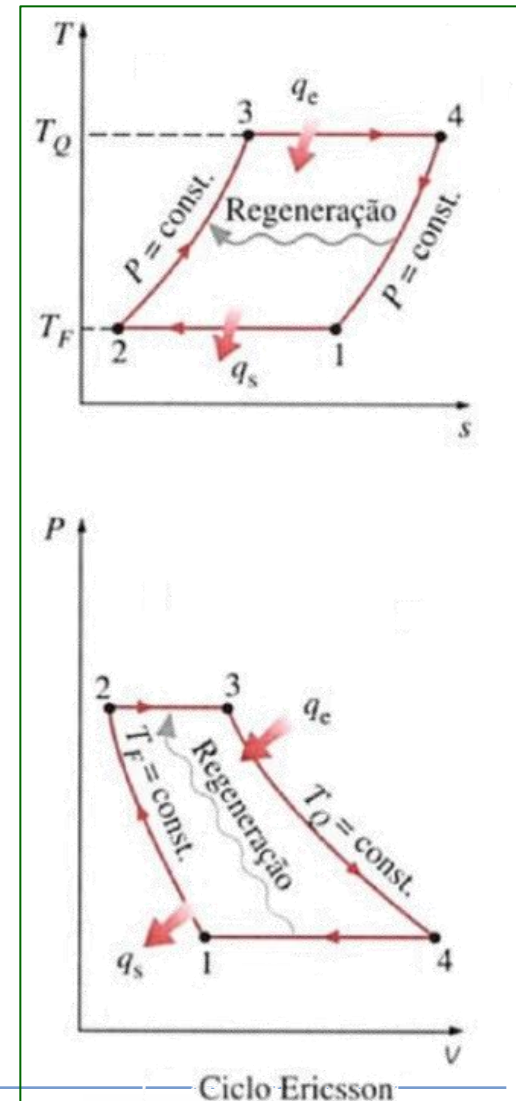
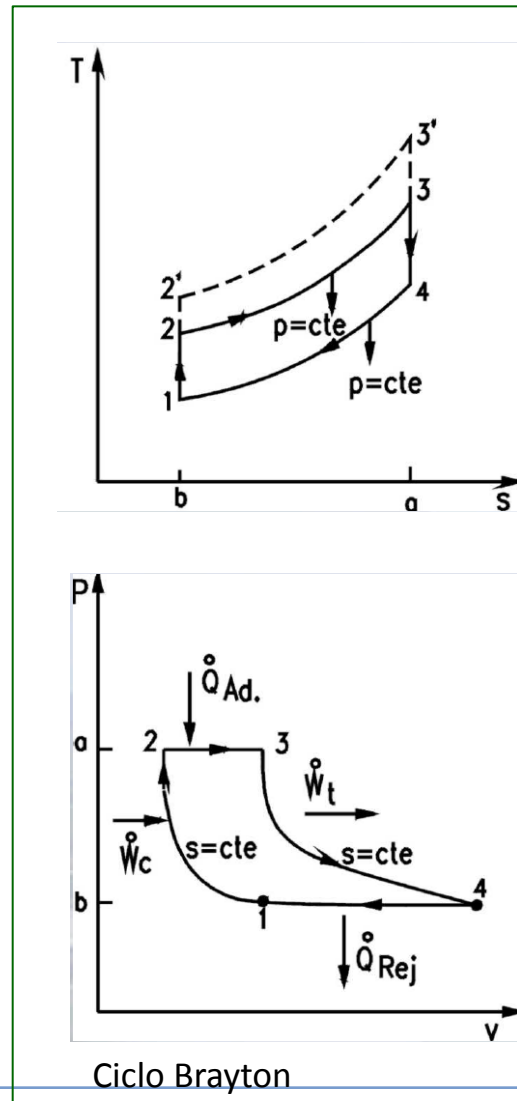
Os processos então são:

≡ Compressão isotérmica;

≡ Adição de calor isobárica

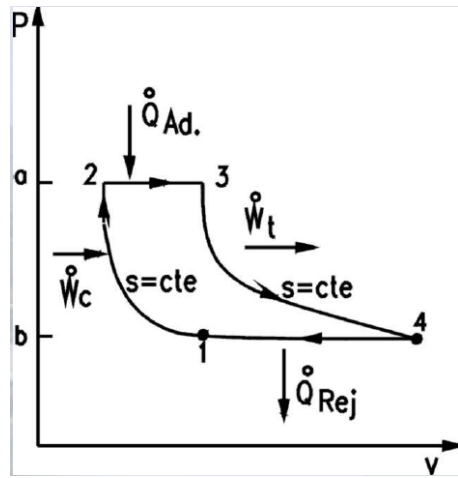
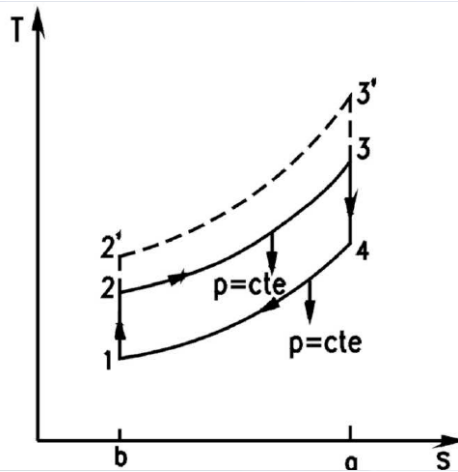
≡ Expansão isotérmica

≡ Remoção de calor isobárica

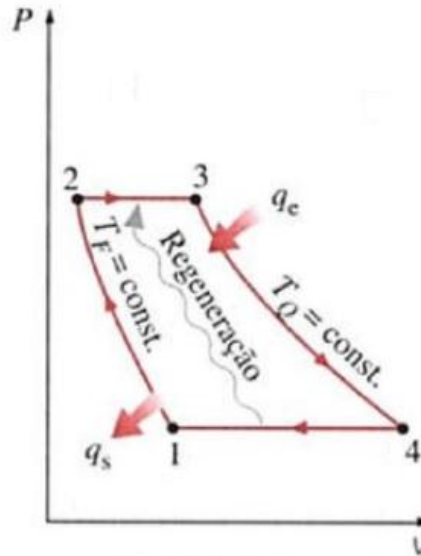
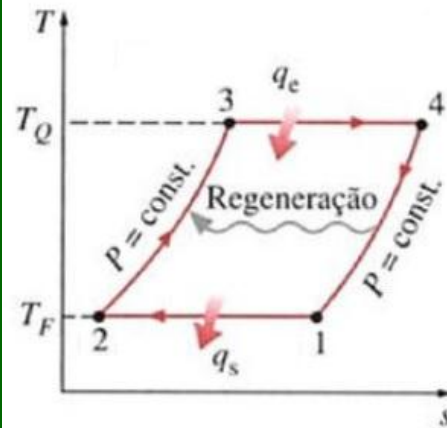


Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

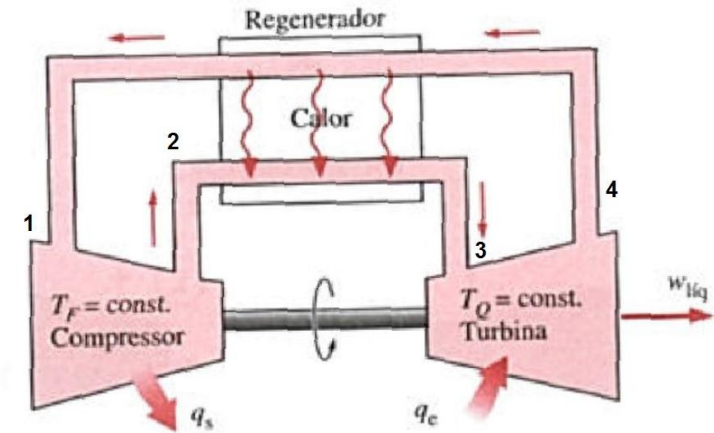
Ciclo Ericsson & Ciclo Brayton



Ciclo Brayton



Ciclo Ericsson



Trabalho para processos isotérmicos e reversíveis:

$$w = - \int_e^s v dp = -p_e v_e \ln \frac{p_s}{p_e} = -RT_e \ln \frac{p_s}{p_e}$$

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Ericsson & Ciclo Brayton

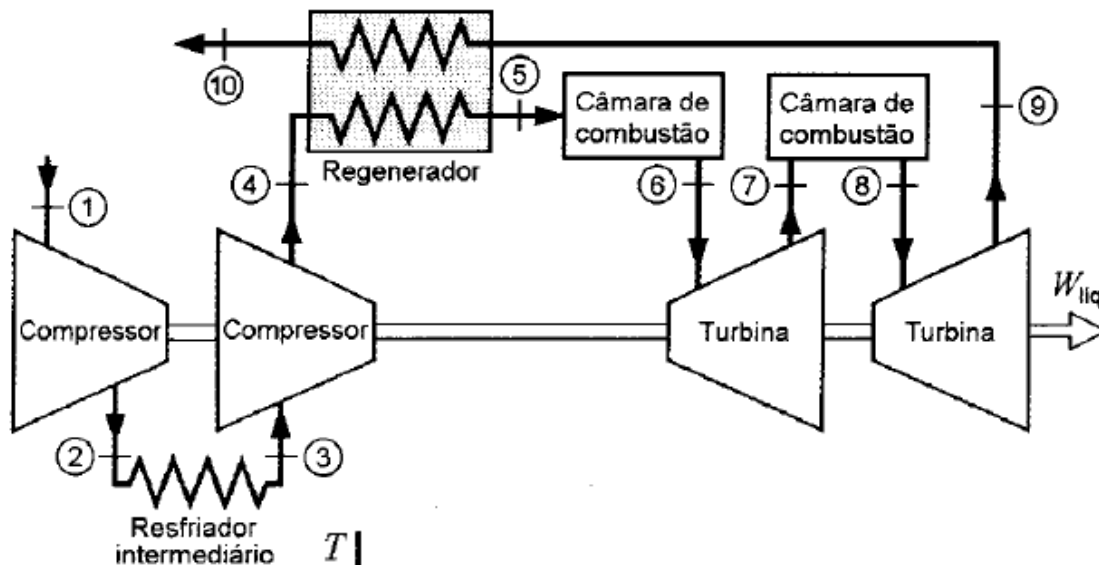
O processo isotérmico reversível para compressores e turbinas permitem o aumento do trabalho líquido do ciclo.

Na prática, as vazões que escoam na turbina e compressor são muito grandes, dificultando a extração e admissão de calor nestas correntes de forma que os processos possam ocorrer isotermicamente;

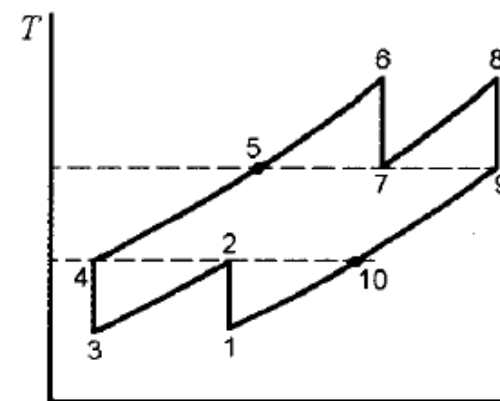
O ciclo Brayton pode ser aproximado do ciclo Ericsson, a partir do uso de múltiplos estágios nos compressores, com resfriamento intermediário entre os mesmos, expansão multiestágio com aquecimento interestágios, e o uso de um regenerador

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

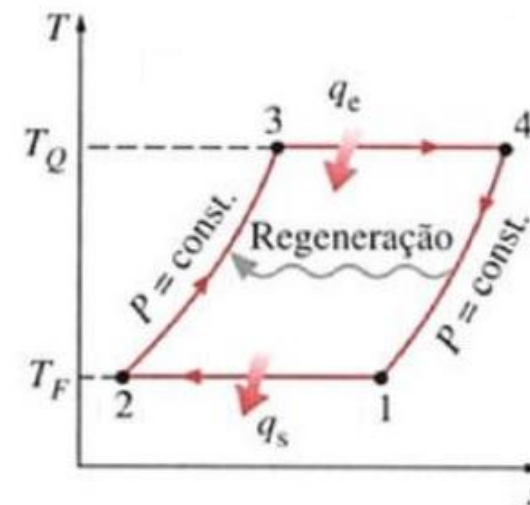
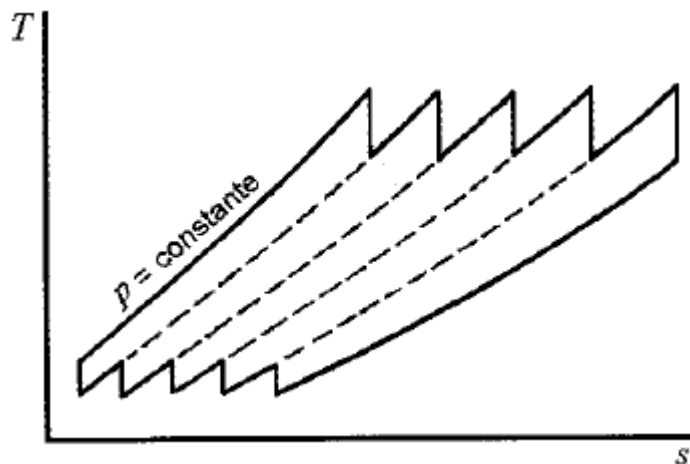
Ciclo Brayton – aproximação para ciclo Ericsson



Duplo estágio:



múltiplos estágios:

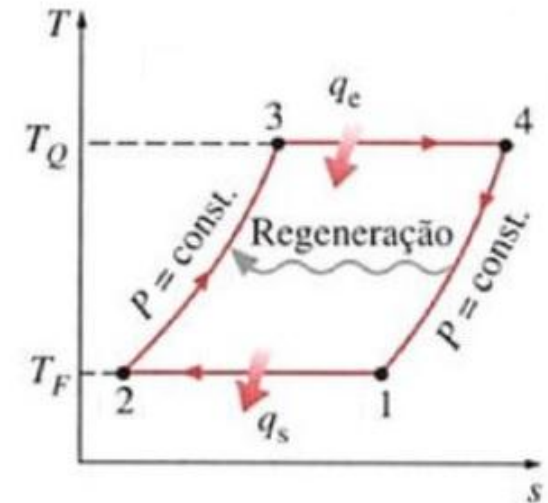
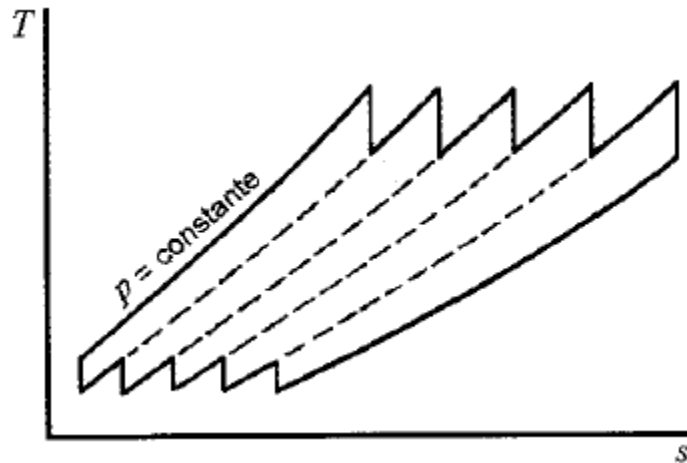


Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Brayton – aproximação para ciclo Ericsson

múltiplos
estágios:



Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição



O ciclo Brayton pode ser aproximado do ciclo **Ericsson**, a partir do uso de **múltiplos estágios** nos compressores, com resfriamento intermediário entre os mesmos, expansão multiestágio com aquecimento interestágios, e o uso de um **regenerador**



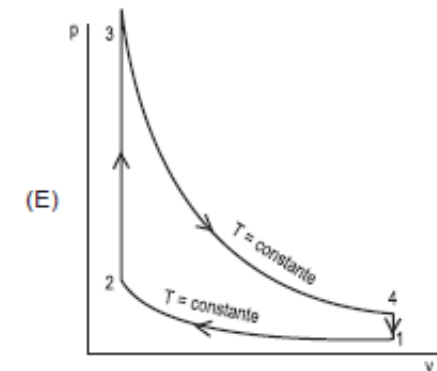
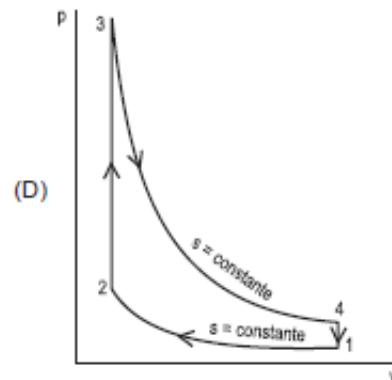
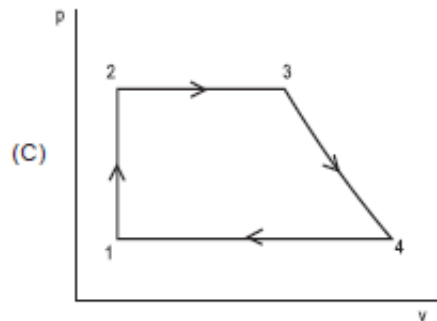
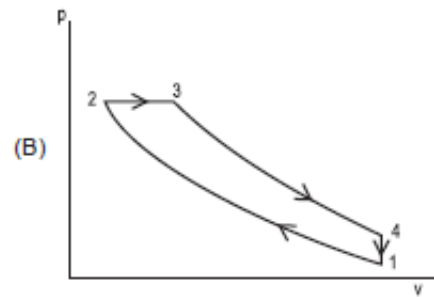
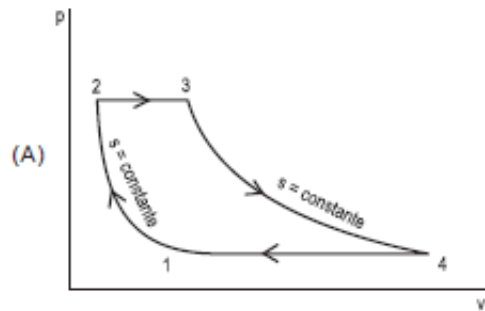
Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

52

O ciclo Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples. Qual gráfico pressão-volume se refere especificamente a esse ciclo?



PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2010). ENGENHEIRO(A) DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

51

Com relação ao ciclo Brayton, analise as afirmativas a seguir.

- I – A turbina a gás real difere do ciclo ideal, principalmente devido às irreversibilidades no compressor e na turbina, e à perda de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão (ou no trocador de calor para um ciclo fechado).
- II – O fluido de trabalho apresenta mudança de fase.
- III – O compressor utiliza uma pequena quantidade de trabalho na sua operação, em comparação ao trabalho gerado na turbina.
- IV – O rendimento do ciclo de turbina a gás pode ser melhorado pela introdução de um regenerador.

Estão corretas **APENAS** as afirmativas

- (A) I e II.
- (B) I e IV.
- (C) III e IV.
- (D) I, II e III.
- (E) II, III e IV.

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2010): ENGENHEIRO(A) DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

45

Em um ciclo Brayton ideal, a temperatura na entrada e na saída da turbina valem, respectivamente, 1.400 K e 700 K. Sabe-se, também, que a temperatura de admissão do ar no compressor é 300 K. Com base nesses dados e admitindo válida a abordagem de ar-padrão frio, a taxa de compressão e o rendimento do ciclo são iguais, respectivamente, a

Dado: Razão de calores específicos do ar: $1,4 \cong \sqrt{2}$

- (A) 11,2 e 68%
- (B) 22,4 e 25%
- (C) 11,2 e 50%
- (D) 22,4 e 68%
- (E) 33,6 e 50%

59

A respeito dos aspectos teóricos e práticos sobre o ciclo Brayton, sabe-se que é possível

- (A) avaliar o rendimento térmico com o conhecimento das temperaturas de entrada e saída do compressor, para o ciclo de Brayton ideal, considerando a análise de ar-padrão frio.
- (B) inserir um regenerador no ciclo Brayton de ar-padrão, visando ao reaproveitamento dos gases de exaustão na turbina, porém este procedimento acarretará uma queda no rendimento térmico do ciclo.
- (C) ser representado em um diagrama pressão-volume específico através de um retângulo, no caso do ciclo Brayton ideal de ar-padrão.
- (D) acrescentar um difusor antes do compressor, o que faz com que a velocidade do ar seja aumentada em uma turbina a gás estacionária.
- (E) introduzir um bocal, após a turbina com descarga subsônica, com o objetivo de aumentar a pressão conforme o gás escoar por este último equipamento.

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2011): ENGENHEIRO(A)
DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA.

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2011). ENGENHEIRO(A)
DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto e Diesel

Histórico

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf **Diesel** registrou a patente do motor que leva seu nome até hoje, com **ignição por compressão**, onde não existia centelha elétrica para inflamar a mistura. A característica fundamental desse motor é que o **combustível é injetado dentro de uma câmara de combustão que já contém o ar aquecido** e pressurizado. A combustão da mistura se produz pela compressão (combustão espontânea) devido às condições combinadas de pressão e temperatura elevadas, e não por uma centelha, como ocorre no caso dos motores do ciclo Otto.

Os motores Diesel apresentavam excelente rendimento, embora necessitassem de um complexo sistema de injeção em alta pressão de combustível, problema que só foi resolvido eficientemente por Robert Bosch na década de 20.

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto e Diesel

O ciclo de **Otto** é um ciclo termodinâmico idealizado que descreve o funcionamento de um típico motor de pistão de **ignição com centelha**.

É o ciclo termodinâmico mais comum em motores de automóveis. O ciclo de Otto é uma descrição do que acontece com uma massa de gás submetida a mudanças de pressão, temperatura, volume, adição de calor e remoção de calor.

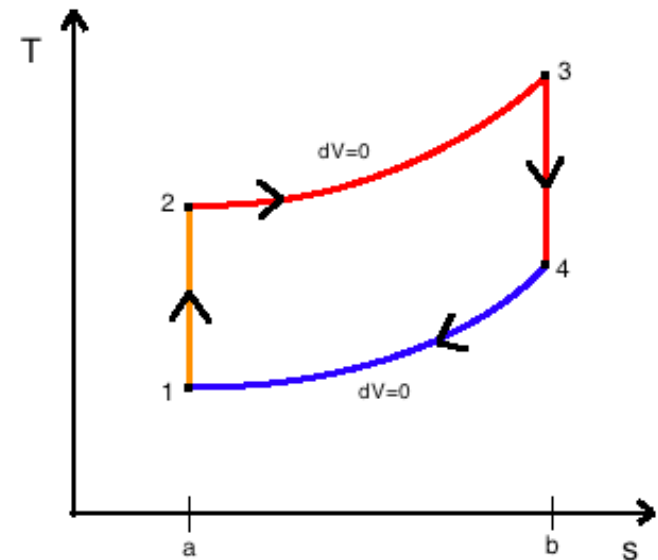
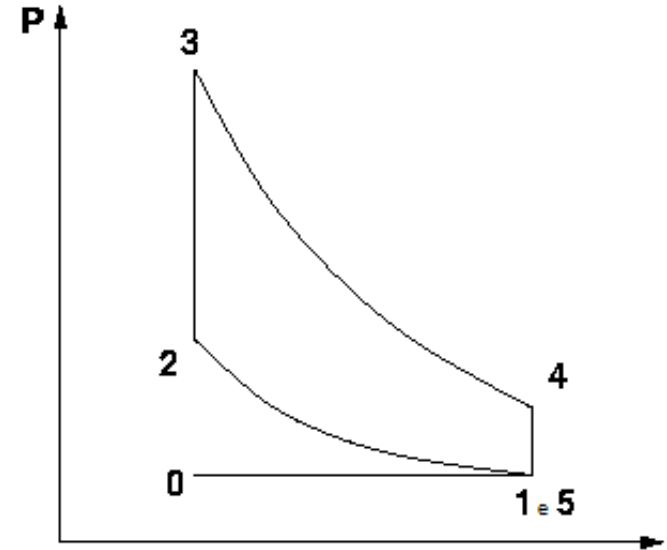
Nikolaus Otto foi a primeira pessoa a construir um motor de quatro tempos. Um motor estacionário que utilizava uma mistura gás de carvão como combustível . Os modernos motores de quatro tempos usando velas de ignição são chamados motores Otto

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto

O ciclo ideal de Otto pode ser representado pelas seguintes etapas:

- ❑ Admissão isobárica 0-1 (pressão constante);
- ❑ Compressão adiabática reversível 1-2 (isoentrópica);
- ❑ Combustão isocórica 2-3 (volume constante), expansão adiabática reversível 3-4 (isoentrópica);
- ❑ Abertura de válvula 4-5 (volume constante), exaustão isobárica 5-0 (pressão constante).

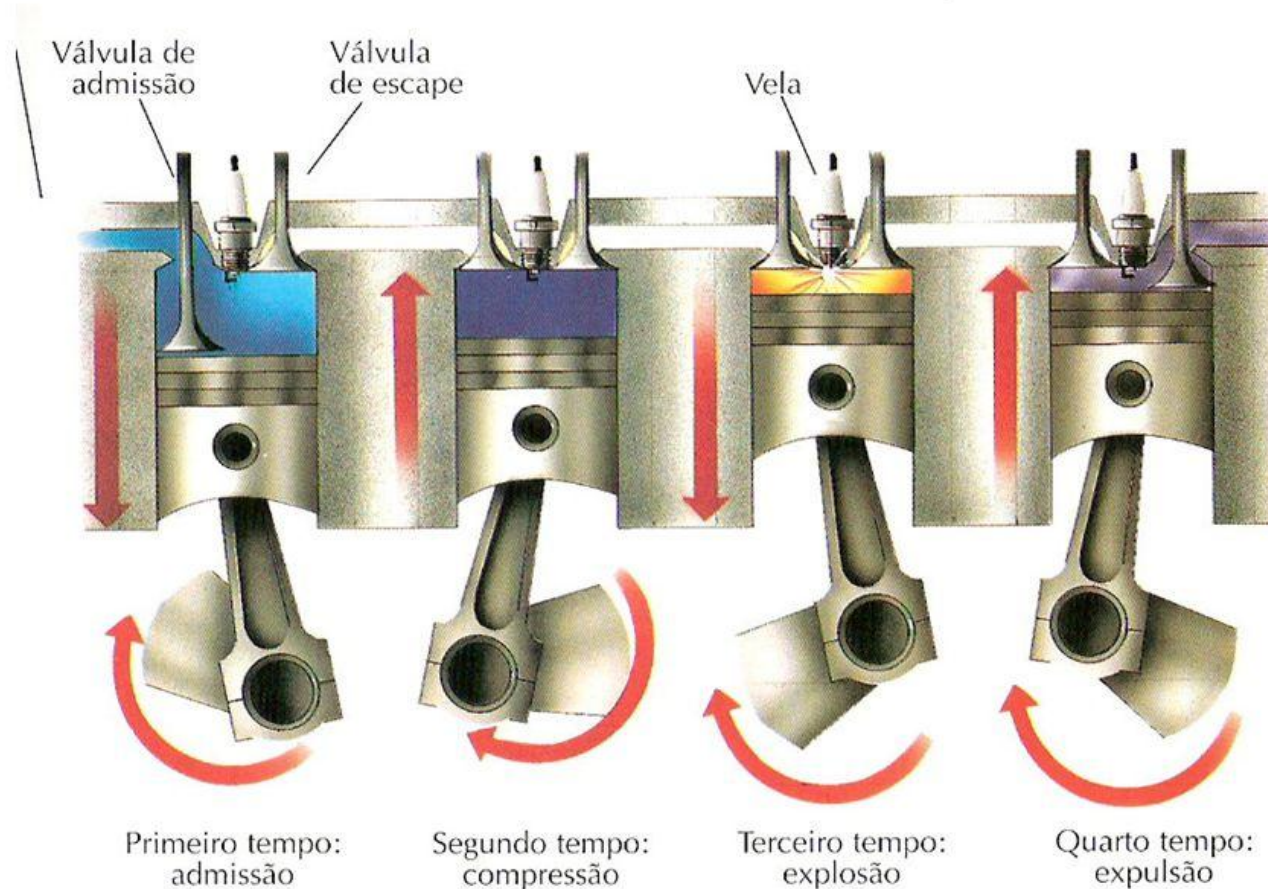


Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto

CICLOS TERMODINÂMICOS REAIS

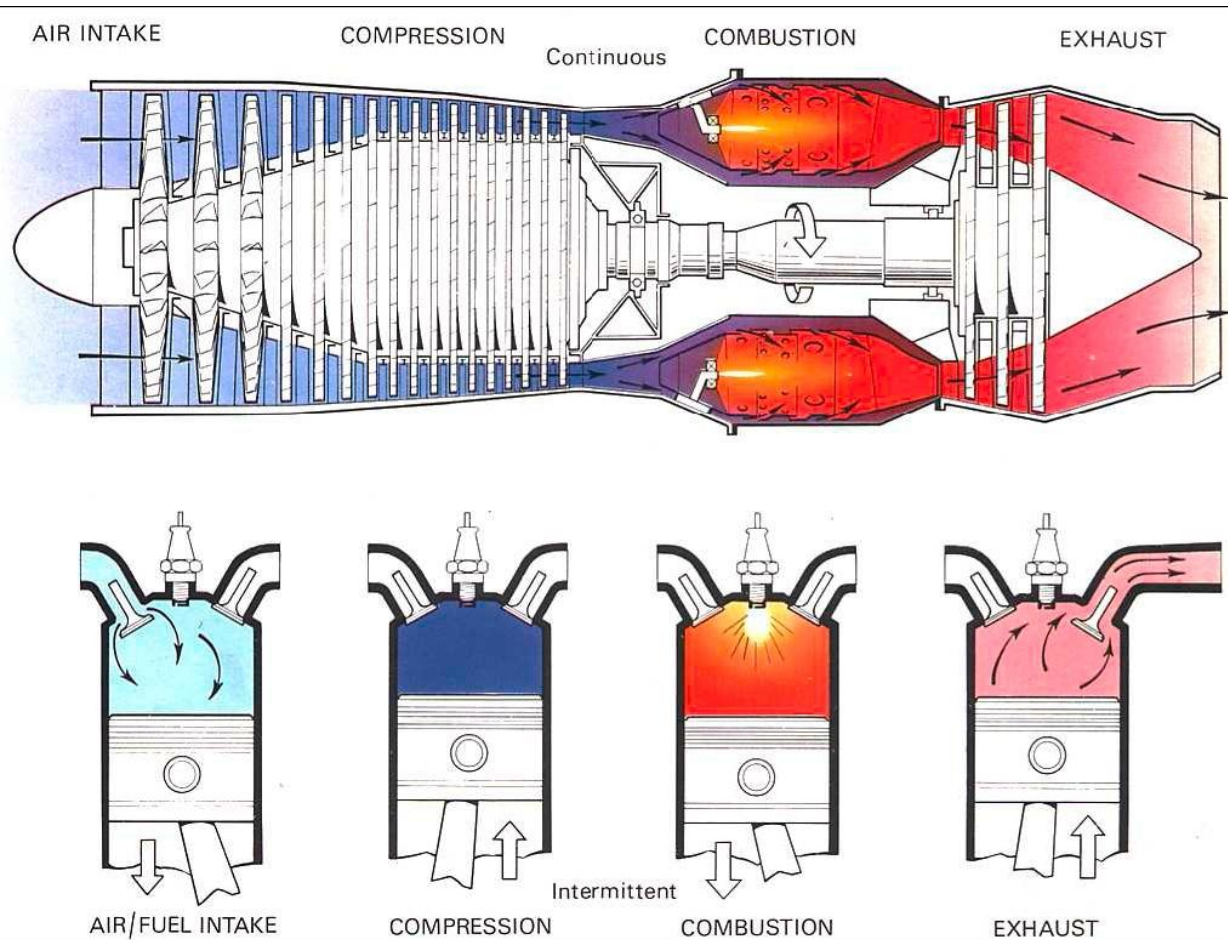
Os motores de combustão interna a 4 tempos – o Ciclo Otto



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos padrão a ar – Turbinas (Brayton) x MCI (Otto/Diesel)

Turbina a Gás x Motor Combustão



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

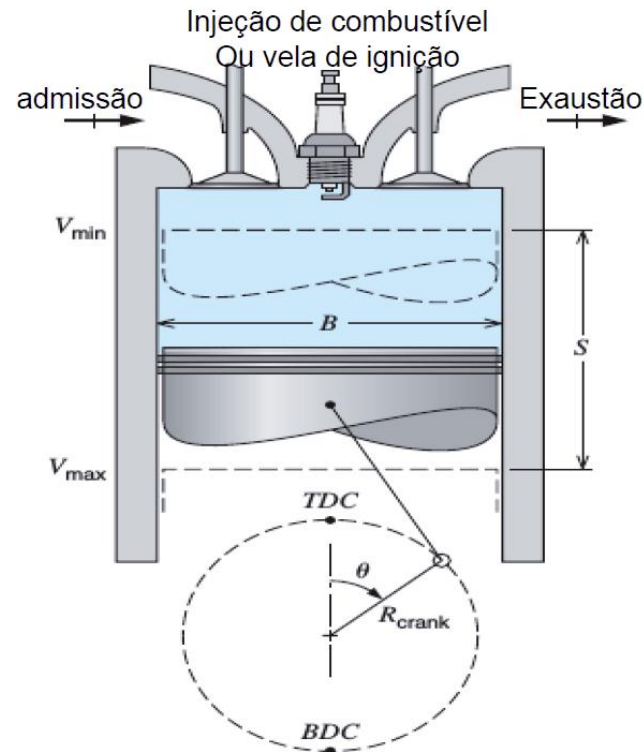
Ciclos Otto

Deslocamento de todos cilindros:

$$V_{desl} = N_{ciclo} (V_{max} - V_{min}) = N_{ciclo} A_{ciclo} S$$

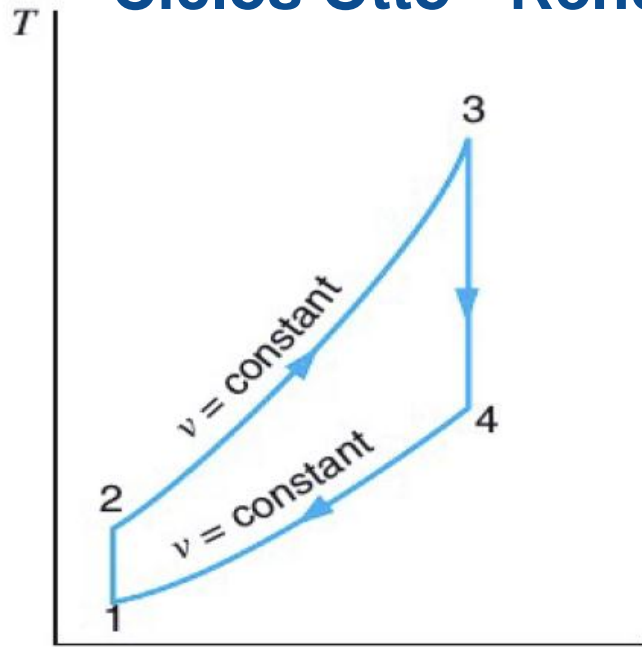
Taxa de compressão:

$$r_v = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto - Rendimento térmico



Rendimento térmico:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{(u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)} = 1 - \frac{T_1 C_v \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 C_v \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = r_v^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{1}{r_v^{k-1}}$$

então:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

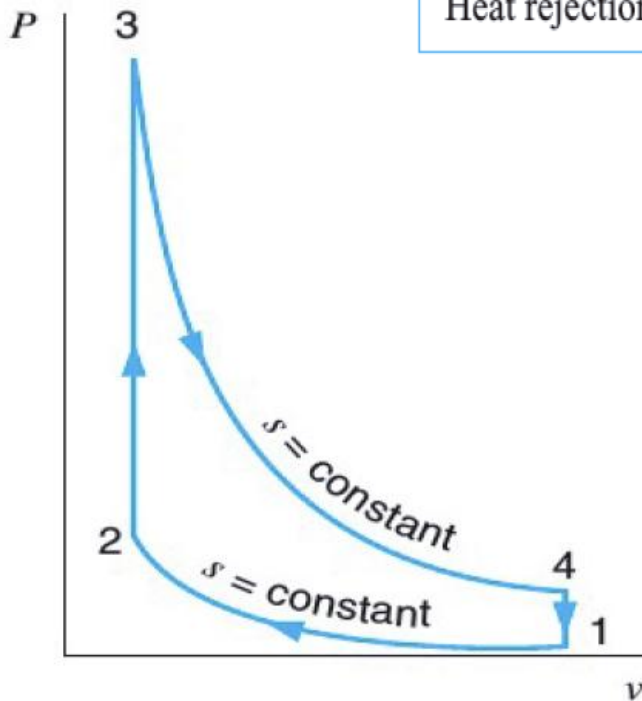
$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$$

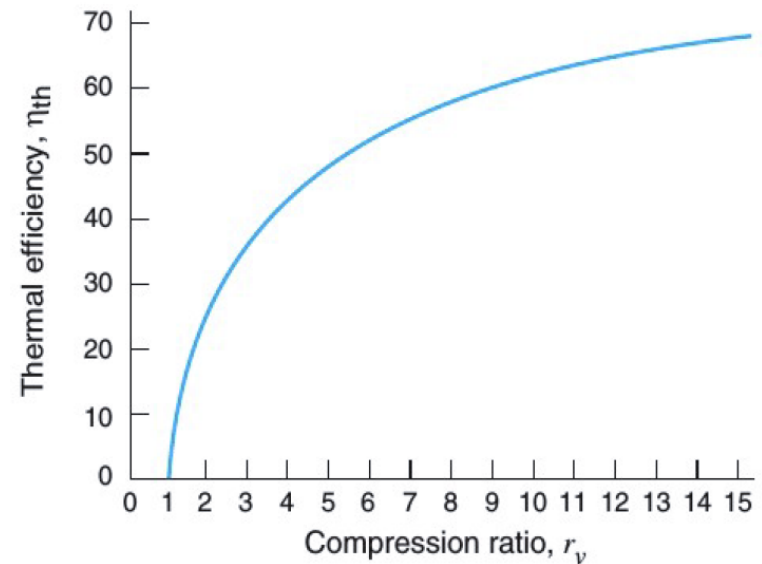
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto - Etapas e curva de desempenho

Process	Energy Eq.
Compression	$u_2 - u_1 = -{}_1w_2$
Combustion	$u_3 - u_2 = q_H$
Expansion	$u_4 - u_3 = -{}_3w_4$
Heat rejection	$u_1 - u_4 = -q_L$



Rendimento térmico x Taxa de compressão



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto - Pressão média efetiva

- ❑ Pressão que, ao agir no pistão durante todo o curso motor, realiza um trabalho igual ao realmente realizado sobre o pistão
- ❑ O trabalho em um ciclo é determinado pela multiplicação dessa pressão média efetiva pela área do pistão e pelo curso

$$p_{me} = \frac{W_{liq}}{(v_1 - v_2)}$$

Trabalho líquido específico:

$$w_{liq} = \oint P dv = P_{mef} (v_{max} - v_{min})$$



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

55

A pressão média efetiva (PME) pode ser usada como parâmetro para comparar o desempenho de motores alternativos de igual tamanho, sendo definida pela relação, na qual W é o trabalho e V é o volume, apresentada em

(A)
$$\frac{W_{\text{liq}} (V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}})}{2}$$

(B)
$$\frac{W_{\text{liq}} (V_{\text{máx}} + V_{\text{mín}})}{2}$$

(C)
$$W_{\text{liq}} (V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}})$$

(D)
$$\frac{W_{\text{liq}}}{(V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}})}$$

(E)
$$\frac{W_{\text{liq}}}{2(V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}})}$$

PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2011):
ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA:

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto



O ciclo padrão **Otto** se aproxima do motor de combustão interna de **ignição por centelha** com aplicação usual em automóveis



No ciclo Otto ideal, o **rendimento é função exclusiva** da **relação de compressão r**



No motor real, quando se aumenta a relação de compressão, aumenta-se a tendência a detonação (batida de pino). Portanto, a **máxima relação de compressão é limitada pela detonação**



Exemplo 4.7

Cálculo ciclo Otto

- A relação de compressão num ciclo padrão a ar Otto é 10. No início do curso de compressão, a pressão é igual a 0,1MPa e a temperatura é 15°C. Sabendo que a transferência de calor ao ar, por ciclo é igual 1800kJ/kg de ar, determine:
 - 1. A pressão e a temperatura no estado final de cada processo do ciclo.
 - 2. O rendimento térmico
 - 3. A pressão média efetiva.

$$C_p = 1,0035 \text{ kJ/kg K} ; c_v = 0,7165 \text{ kJ/kg K}; k = 1,4; R = 0,2820 \text{ kJ/kg K}$$

Fonte: Introdução a Termodinâmica, Van Willen, 5ª. edição



Exemplo 4.7

Cálculo ciclo Otto

- Processo 1 -2: compressão isentrópica

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad \text{E} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

- Processo 2-3: recebimento de calor a volume constante

$$q_H = {}_2q_3 = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

- Processo 3 - 4: expansão isentrópica

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} \quad \text{E} \quad \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^k$$

- Processo 4 -1: cessão de calor a volume constante

- Rendimento e pme: $\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad \text{E} \quad P_{\text{mef}} = \frac{w_{\text{liq}}}{v_1 - v_2}$



Exemplo 4.7 Cálculo ciclo Otto

- ❑ Cálculo dos volume específico em 1

$$v_1 = \frac{0,287 \times 288,2}{100} = 0,827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- ❑ Cálculo de pressão, Temperatura e volume do ponto 2

$$T_2 = T_1 r_v^{k-1} = 288,2 \times 10^{0,4} = 723 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1 r_v^k = 0,1 \times 10^{1,4} = 2,512 \text{ MPa}$$

$$v_2 = \frac{0,827}{10} = 0,0827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- ❑ Cálculo de pressão e temperatura do ponto 3

$${}_2q_3 = c_v(T_3 - T_2) = 1800 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = T_2 + {}_2q_3 / C_v \longrightarrow T_3 - T_2 = \frac{1800}{0,717} = 2510 \text{ K} \quad T_3 = 3234 \text{ K}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{3234}{723,9} = 4,467 \quad \text{Portanto: } P_3 = 11,222 \text{ MPa}$$

[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.7

Cálculo ciclo Otto

❑ Rendimento térmico:

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{10^{0,4}} = 0,602 = 60,2$$

❑ Verificando:

$${}_4 q_1 = c_v (T_1 - T_4) = 0,717 (288,2 - 1287,5) = -716,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{716,5}{1800} = 0,602 = 60,2$$

$$w_{\text{lia}} = 1800 - 716,5 = 1083,5 \text{ kJ/kg}$$

❑ Cálculo da pressão média efetiva

$$P_{\text{mef}} = \frac{w_{\text{liq}}}{v_1 - v_2} = \frac{1083,5}{(0,827 - 0,0827)} = 1456 \text{ kPa}$$

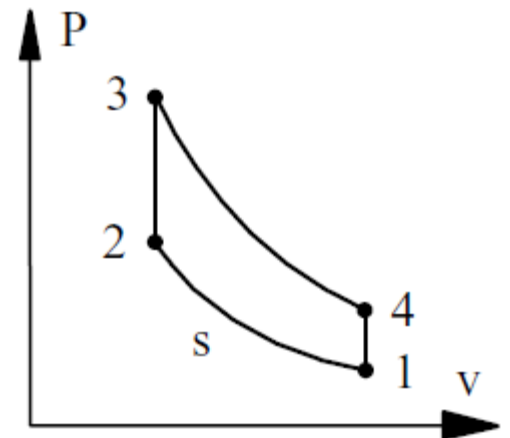
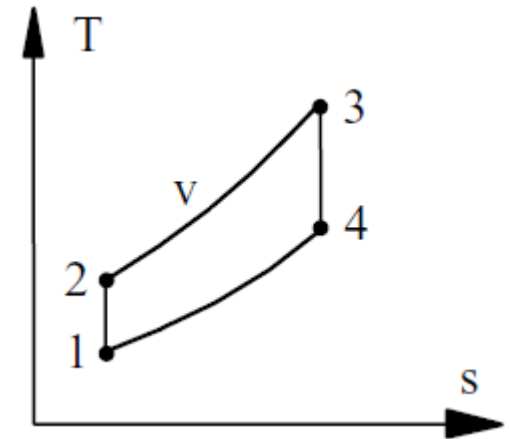


Exemplo 4.8

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Otto

11.93 Um motor a gasolina é alimentado com ar a 95 kPa e 300 K. O ar então é comprimido num processo que apresenta relação de compressão volumétrica igual a 8 para 1. Sabendo que o combustível libera 1300 kJ/kg de ar no processo de combustão, determine a temperatura e a pressão imediatamente após o processo de combustão.



[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.8

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Otto

11.93 Um motor a gasolina é alimentado com ar a 95 kPa e 300 K. O ar então é comprimido num processo que apresenta relação de compressão volumétrica igual a 8 para 1. Sabendo que o combustível libera 1300 kJ/kg de ar no processo de combustão, determine a temperatura e a pressão imediatamente após o processo de combustão.

Compression 1 to 2: $s_2 = s_1 \Rightarrow$ From Eq.8.33 and Eq.8.34

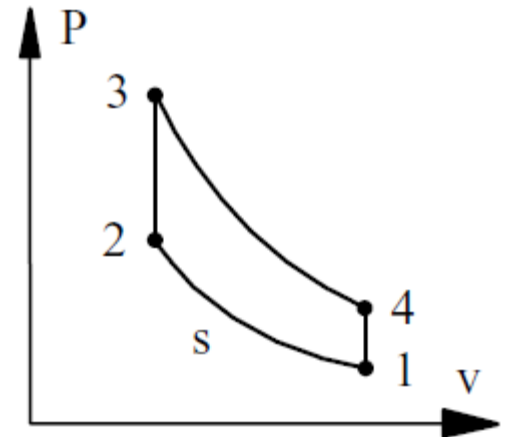
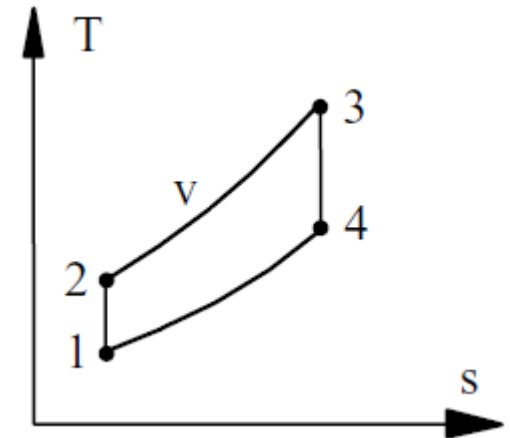
$$T_2 = T_1 (v_1/v_2)^{k-1} = 300 \times 8^{0.4} = 689.2 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1 \times (v_1/v_2)^k = 95 \times 8^{1.4} = 1746 \text{ kPa}$$

Combustion 2 to 3 at constant volume: $u_3 = u_2 + q_H$

$$T_3 = T_2 + q_H/C_v = 689.2 + 1300/0.717 = \mathbf{2502 \text{ K}}$$

$$P_3 = P_2 \times (T_3/T_2) = 1746 (2502 / 689.2) = \mathbf{6338 \text{ kPa}}$$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Diesel

O motor Diesel ou motor de ignição por compressão é um motor de combustão interna inventado pelo engenheiro alemão Rudolf Diesel (1858-1913), em que a combustão se faz pelo aumento da temperatura provocado pela compressão do ar.

❑ Define-se pelas seguintes características:

≡ Ar é comprimido até pressão alta o suficiente para auto-ignitar o combustível;

≡ Combustível é injetado no final do processo de compressão do ar.

❑ **Normalmente tem rendimento térmico melhor que o Otto e por isso usado para aplicações pesadas.**

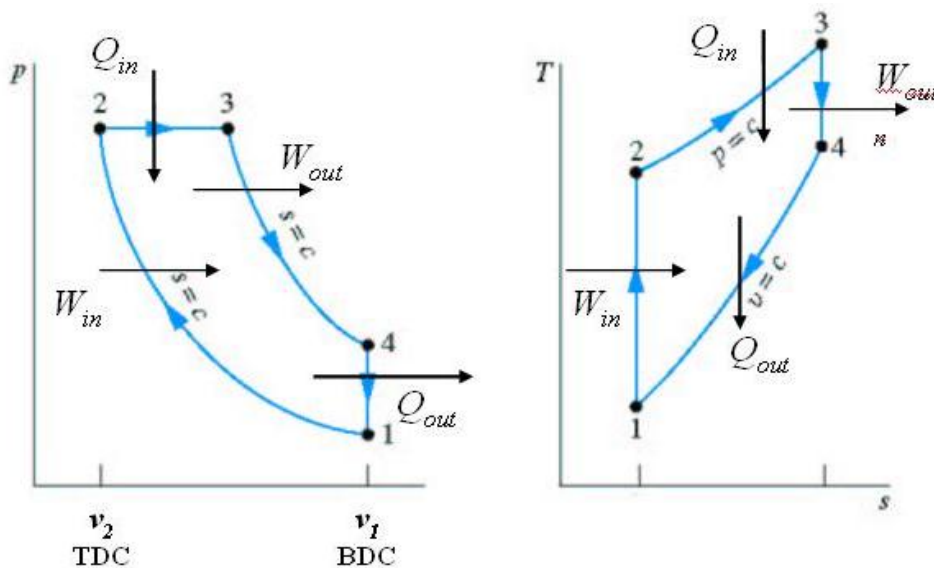
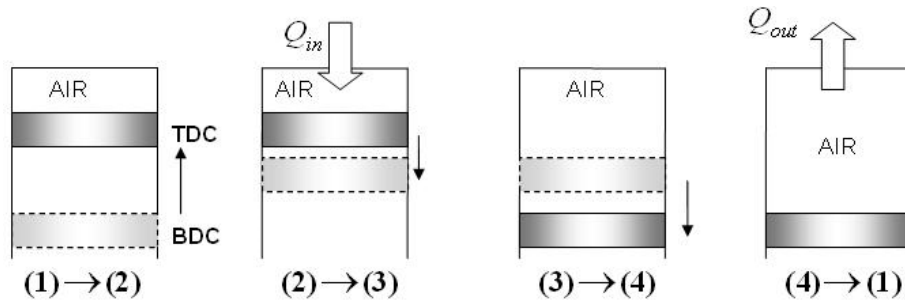
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Diesel - Descrição

- ❑ Na maioria das aplicações os motores Diesel funcionam como um motor quatro tempos. O ciclo inicia-se com o êmbolo no ponto morto superior (PMS). A válvula de admissão está aberta e o êmbolo ao descer aspira o ar para dentro do cilindro.
- ❑ O êmbolo atinge o Ponto Morto Inferior (PMI), a válvula de admissão fecha, e inicia-se então a compressão. A temperatura do ar dentro do cilindro aumenta substancialmente devido à diminuição do volume.
- ❑ Pouco antes do PMS o combustível começa a ser pulverizado pelo ejetor em finas gotículas, misturando-se com o ar quente até que se dá a combustão. A combustão é controlada pela taxa de injeção de combustível, ou seja, pela quantidade de combustível que é injectado.
- ❑ A expansão começa após o PMS do êmbolo com a mistura (ar + combustível) na proporção certa para a combustão espontânea, onde o combustível continua a ser pulverizado até momentos antes do PMI.
- ❑ O ciclo termina com a fase de escape, onde o embolo retorna ao PMS, o que faz com que os gases de combustão sejam expulsos do cilindro, retomando assim o ciclo.

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Diesel - Diagramas



- 1 → 2 : Compressão isentrópica
- 2 → 3 : Fornecimento de calor a pressão constante (isobárico)
- 3 → 4 : Expansão isentrópica
- 4 → 1 : Cedência de calor a volume constante

Process	Energy Eq.
Compression	$u_2 - u_1 = -_1W_2$
Combustion	$u_3 - u_2 = q_H - _2W_3$
Expansion	$u_4 - u_3 = -_3W_4$
Heat rejection	$u_1 - u_4 = -q_L$

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Diesel - Trabalho e rendimento

❑ Trabalho do ciclo: $W_{ciclo} = W_{1,2} + W_{2,3} + W_{3,4}$

❑ Rendimento do ciclo: $\eta = \left(\frac{W_{ciclo}}{q_{2,3}} \right)$

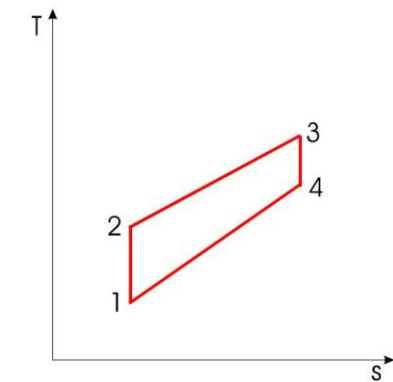
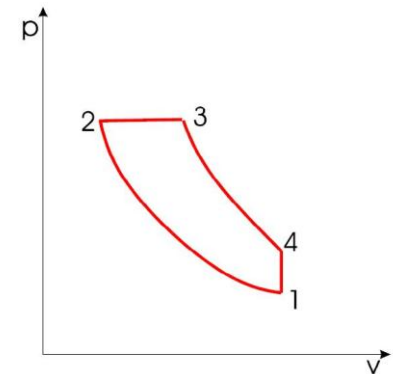
❑ Pela 1ª. Lei da Termodinâmica, temos:

$$q_H = u_3 - u_2 + {}_2w_3 = u_3 - u_2 + P_2(v_3 - v_2) = h_3 - h_2$$

❑ O rendimento do ciclo Diesel é dado então por:

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{kT_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)}$$

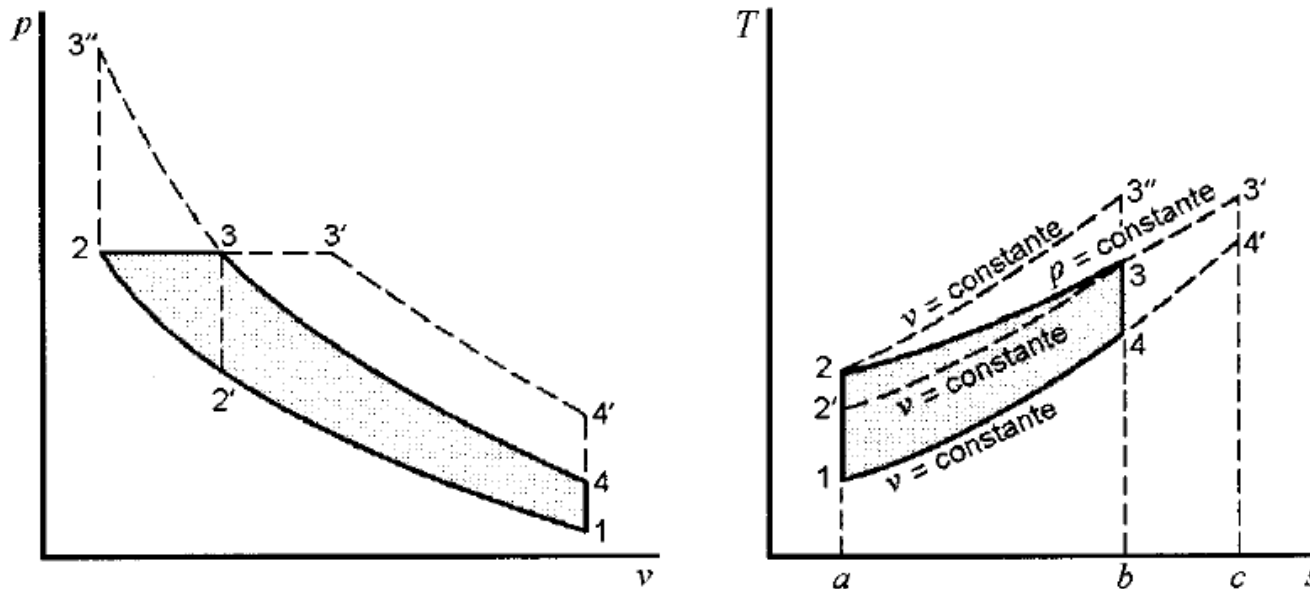
$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{kT_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto e Diesel – Comparativo

- ❑ Para um mesmo estado inicial e deslocamento do pistão, o ciclo Otto apresentaria maior rendimento.
- ❑ No entanto, na prática, consegue-se obter razões de compressão maiores com o motor diesel, daí ele ter maior rendimento.



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto e Diesel – outras informações

- ❑ Comparação Motores diesel x Motores gasolina

<https://www.youtube.com/watch?v=o8Ybo8D5O2Q>



- ❑ Motor de Combustão Interna - comparação entre os ciclos Diesel e Otto

<https://www.youtube.com/watch?v=EriMTRQnXSE>



Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Otto e Diesel – Motores Otto e Diesel





Exemplo 4.9

Cálculo ciclo Diesel

Um ciclo-padrão de ar Diesel apresenta relação de compressão igual a 20 e o calor transferido ao fluido de trabalho, por ciclo, é 1800 kJ/kg. Sabendo que no início do processo de compressão, a pressão é igual a 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C, determine:

1. A pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo;
2. O rendimento térmico;
3. A pressão média efetiva.



Exemplo 4.9

Cálculo ciclo Diesel

Modelo: Gás perfeito com calor específico constante e avaliado a 300 K.

Análise: Segunda lei da termodinâmica para o processo de compressão 1-2:

$$s_2 = s_1$$

Assim,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad \text{e} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

Primeira lei da termodinâmica para o processo de transferência de calor 2-3:

$$q_H = {}_2q_3 = c_p (T_3 - T_2)$$

Segunda lei para o processo de expansão 3-4:

$$s_4 = s_3$$

Assim,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1}$$



Exemplo 4.9

Cálculo ciclo Diesel

Também,

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} \quad \text{e} \quad p_{\text{mef}} = \frac{w_{\text{liq}}}{(v_1 - v_2)}$$

Solução:

$$v_1 = \frac{0,287 \times 288,2}{100} = 0,827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{20} = \frac{0,827}{20} = 0,04135 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = 20^{0,4} = 3,3145 \quad \Rightarrow \quad T_2 = 955,2 \text{ K}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = 20^{1,4} = 66,29 \quad \Rightarrow \quad p_2 = 6,629 \text{ MPa}$$

$$q_H = {}_2q_3 = c_p (T_3 - T_2) = 1800 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 - T_2 = \frac{1800}{1,004} = 1793 \quad \therefore \quad T_3 = 2748 \text{ K}$$

[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.9

Cálculo ciclo Diesel

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2748}{955,2} = 2,8769 \quad \therefore \quad v_3 = 0,11896 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \left(\frac{0,827}{0,11896} \right)^{0,4} = 2,1719 \quad \therefore \quad T_4 = 1265 \text{ K}$$

$$q_L = {}_4q_1 = c_v (T_1 - T_4) = 0,717 (288,2 - 1265) = -700,4 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{liq}} = 1800 - 700,4 = 1099,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} = \frac{1099,6}{1800} = 61,1 \%$$

$$P_{\text{mef}} = \frac{w_{\text{liq}}}{(v_1 - v_2)} = \frac{1099,6}{(0,827 - 0,04135)} = 1400 \text{ kPa}$$



Exemplo 4.10

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Diesel

11.106 A temperatura e a pressão do ar antes do processo de compressão num motor diesel são iguais a 290 K e 95 kPa. Sabendo que a pressão e a temperatura máximas no ciclo são iguais a 6 MPa e 2400 K, determine a relação de compressão e a eficiência térmica do motor.

Compression process (isentropic) from Eqs.8.32-8.34:

$$(P_2/P_1) = (v_1/v_2)^k = CR^{1.4}$$

$$CR = v_1/v_2 = (P_2/P_1)^{1/k} = (6000/95)^{1/1.4} = \mathbf{19.32}$$

$$T_2 = T_1(P_2/P_1)^{k-1/k} = 290 \times (6000/95)^{0.2857} = 947.9 \text{ K}$$

Combustion and expansion volumes

$$v_3 = v_2 \times T_3/T_2 = v_1 T_3/(T_2 \times CR) ; \quad v_4 = v_1$$

[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.10

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

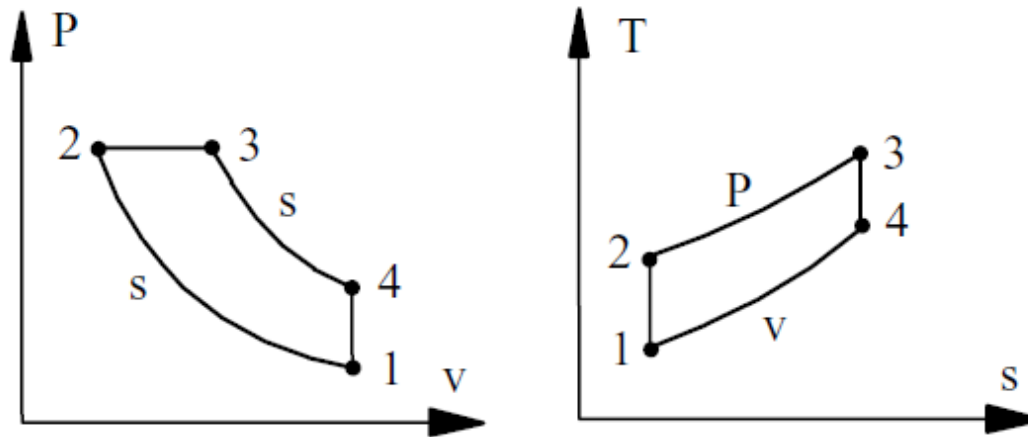
Cálculo ciclo Diesel

Expansion process, isentropic from Eq.8.32

$$\begin{aligned}T_4 &= T_3 (v_3/v_4)^{k-1} = T_3 [T_3 / (CR \times T_2)]^{k-1} \\ &= 2400 \times [2400 / (19.32 \times 947.9)]^{0.4} = 1064.6 \text{ K}\end{aligned}$$

Efficiency from Eq.11.7

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{1.4} \frac{1064.6 - 290}{2400 - 947.9} = \mathbf{0.619}$$





Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

61

Considere os motores movidos a óleo diesel de injeção direta na câmara de combustão, e os motores movidos a gasolina, nos quais há um bico injetor para cada cilindro e injeção no coletor de admissão, conhecidos como multi-ponto. Tais dados são acrescidos ao fato de que

- (A) a pressão de injeção do combustível deve ser alta o suficiente para pulverizar o jato e favorecer a turbulência, em função de a queima nos motores a gasolina ser espontânea.
- (B) a pressão de injeção deve ser maior que a pressão no tempo de compressão do motor, em decorrência de o combustível ser injetado dentro da câmara nos motores diesel.
- (C) a injeção da gasolina no coletor de admissão se dá a uma pressão abaixo da atmosférica, a fim de que o fluxo de ar presente no coletor de admissão possa arrastar o combustível.
- (D) a pressão de injeção da gasolina não deve ultrapassar a atmosférica em dez vezes seu valor ao nível do mar, para não haver detonação.
- (E) os motores a diesel equipados com velas de ignição têm bicos injetores cuja pressão de injeção pode ser menor do que os motores a diesel comuns.

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2010): ENGENHEIRO(A)
DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA

54

O problema da detonação que pode ocorrer no motor de ignição por centelha deixa de ocorrer no motor Diesel.

PORQUE

Somente o ar é comprimido durante o curso de compressão do motor Diesel, ao contrário do motor de ignição por centelha, no qual uma mistura ar-combustível é comprimida.

Analisando-se as afirmações acima, conclui-se que

- (A) as duas afirmações são verdadeiras, e a segunda justifica a primeira.
- (B) as duas afirmações são verdadeiras, e a segunda não justifica a primeira.
- (C) a primeira afirmação é verdadeira, e a segunda é falsa.
- (D) a primeira afirmação é falsa, e a segunda é verdadeira.
- (E) as duas afirmações são falsas.

PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2011). ENGENHEIRO
JÚNIOR MECÂNICA



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

53

O ciclo padrão a ar Otto e o ciclo padrão a ar Diesel consistem em quatro processos.

Nesse contexto, considere as afirmativas a seguir.

- I - O processo de compressão isoentrópica pertence a ambos os ciclos.
- II - O processo de fornecimento de calor a volume constante pertence a ambos os ciclos.
- III - O processo de expansão isoentrópica pertence a ambos os ciclos.
- IV - O processo de rejeição de calor a volume constante pertence a ambos os ciclos.

Está correto o que se afirma **APENAS** em

- (A) I e II
- (B) II e III
- (C) III e IV
- (D) I, II e IV
- (E) I, III e IV

58

- O objetivo da sobrealimentação nos motores a diesel é
- (A) aumentar a potência por unidade de cilindrada produzida pelo motor.
 - (B) aumentar o resfriamento dos cilindros.
 - (C) diminuir o consumo de combustível.
 - (D) reduzir o nível de ruído do motor.
 - (E) reduzir a pressão dentro dos cilindros.

PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2011): ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA:

PROCESSO SELETIVO (PETROBRAS 2011). ENGENHEIRO(A) DE EQUIPAMENTOS JÚNIOR MECÂNICA



Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

64

O rendimento térmico do ciclo padrão ar de Otto é dado pela expressão $\eta_t = 1 - r^{(1-k)}$, onde k é o expoente politrópico para o ar.

Para um motor cujo volume máximo deslocado por um pistão é de 488 cm^3 e o volume da câmara de combustão é igual a 61 cm^3 , o rendimento térmico é expressa por

- (A) $\eta_t = 1 - 0,875^{(1-k)}$
- (B) $\eta_t = 1 - 1,125^{(1-k)}$
- (C) $\eta_t = 1 - 7^{(1-k)}$
- (D) $\eta_t = 1 - 8^{(1-k)}$
- (E) $\eta_t = 1 - 9^{(1-k)}$

PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2012): ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA:

67

Um motor diesel de seis cilindros tem um volume total de 12,0 litros e taxa de compressão de 16:1.

Com base no ciclo padrão ar de Diesel, para esse motor, se a razão de corte é igual a 2,5, a razão entre o volume deslocado por um cilindro ao final do processo de fornecimento de calor a pressão constante, e o volume máximo desse mesmo cilindro é

- (A) menor que 0,10
- (B) maior que 0,10 e menor que 0,12
- (C) maior que 0,12 e menor que 0,18
- (D) maior que 0,18 e menor que 0,20
- (E) maior que 0,20

PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2012): ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA.

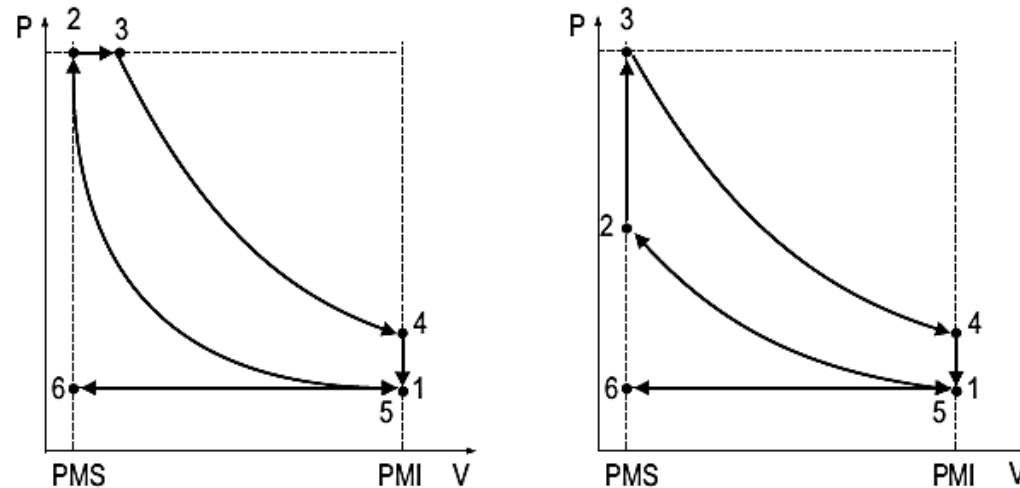


Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

63



As linhas 2-3 dos diagramas indicadores $P \times V$ do ciclo padrão ar de Otto e do ciclo padrão ar de Diesel correspondem respectivamente a

- (A) fornecimento de calor a volume constante e fornecimento de calor a pressão constante.
- (B) fornecimento de calor a pressão constante e rejeição de calor a volume constante.
- (C) fornecimento de calor a volume constante e compressão isobárica.
- (D) rejeição de calor a volume constante e rejeição de calor isentrópica.
- (E) compressão isentrópica e compressão isobárica.

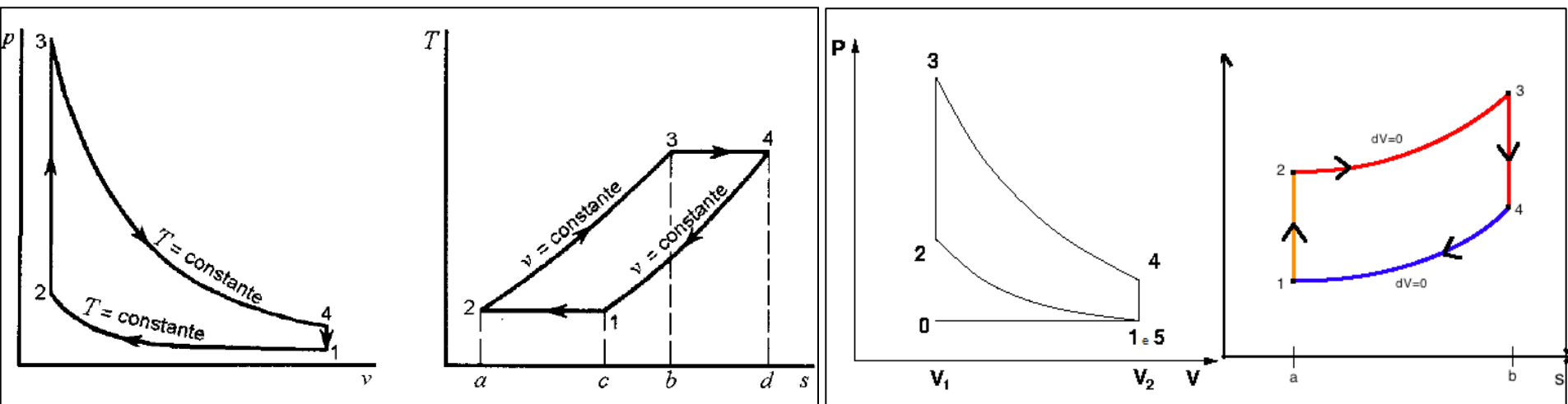
PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2012). ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclos Stirling

Variação do ciclo Otto, onde os processos de compressão e expansão deixam de ser adiabáticos para serem isotérmicos

Dessa forma, nos processos de compressão e expansão também ocorre transferência de calor



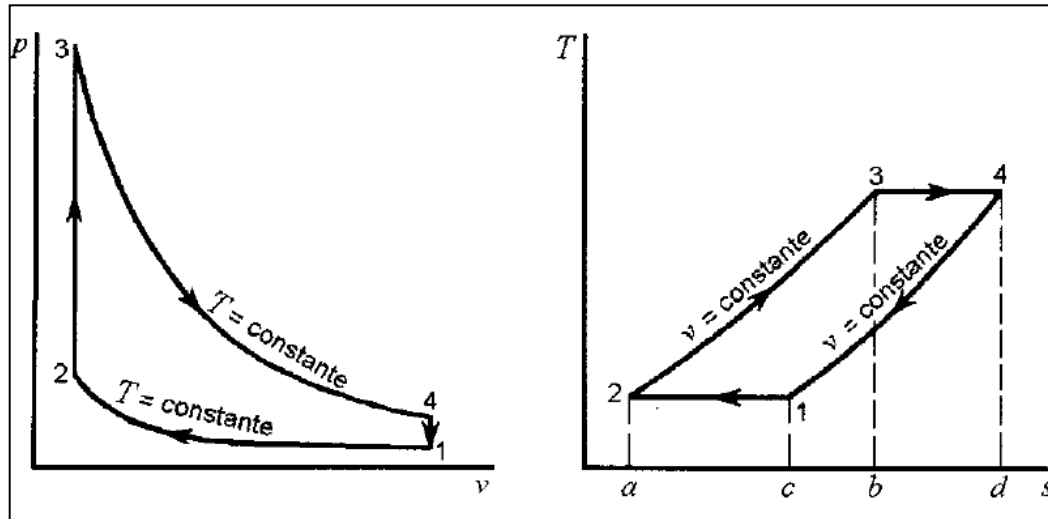
Ciclo Stirling

Ciclo Otto

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Stirling

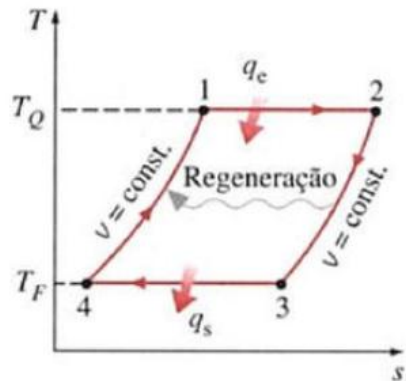
- ❑ O ciclo possui **regenerador**, ou seja, o calor recebido no processo 2-3 é igual ao calor transferido do gás no processo 4-1;
- ❑ Como todas as transferências de calor ocorrem em **processos isotérmicos**, a **eficiência desse ciclo é igual a eficiência do ciclo de Carnot** operando entre os mesmos reservatórios térmicos. Isso também se aplica ao ciclo de Ericsson.



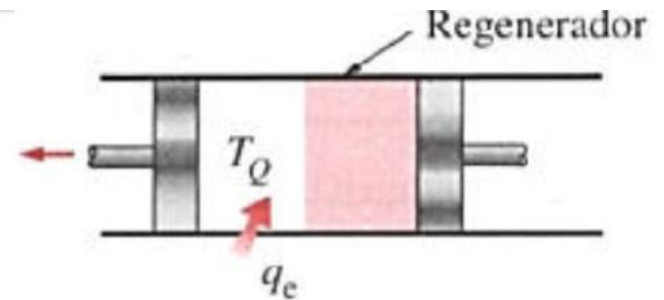
Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

Ciclo Stirling

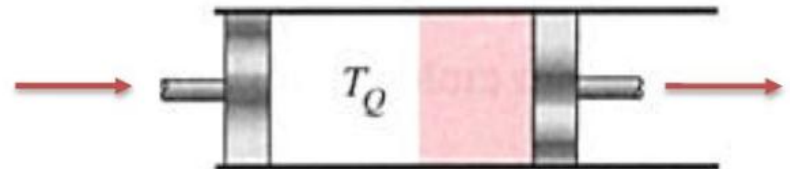
Implementação do Ciclo Stirling



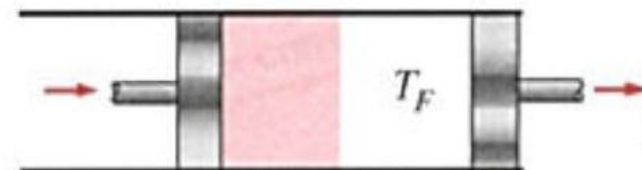
Estado 1



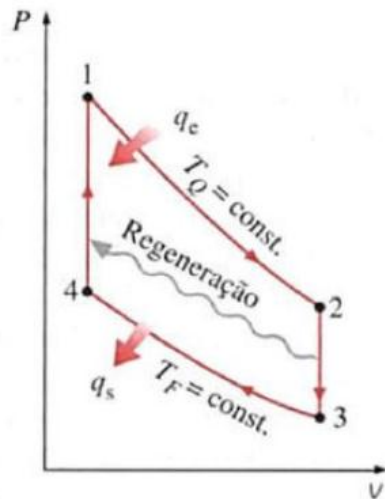
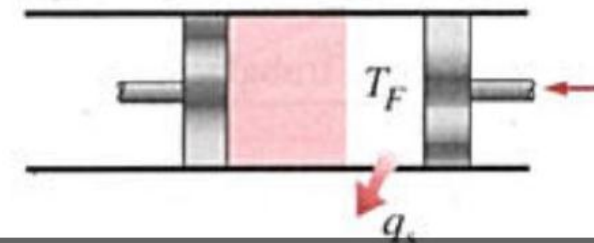
Estado 2



Estado 3



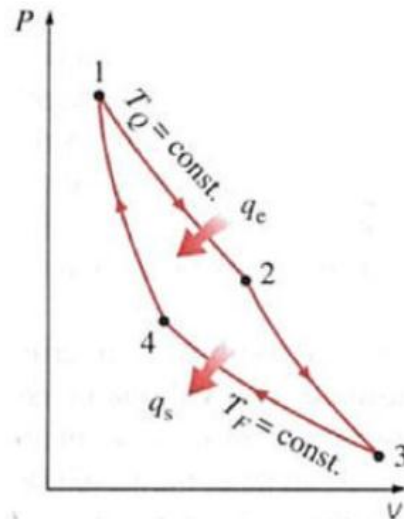
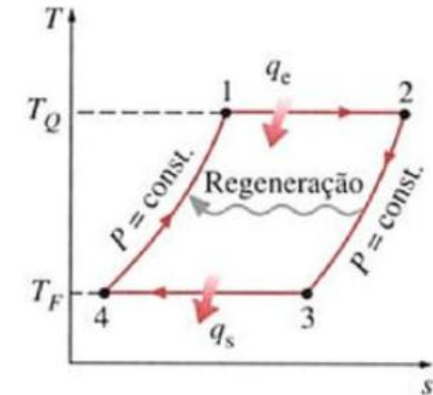
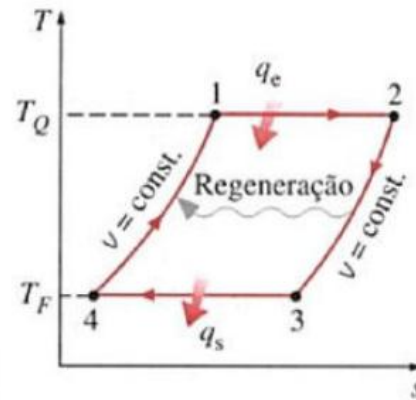
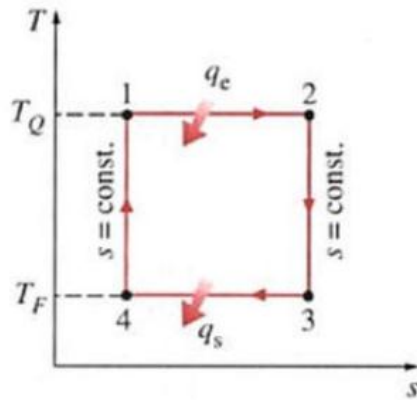
Estado 4



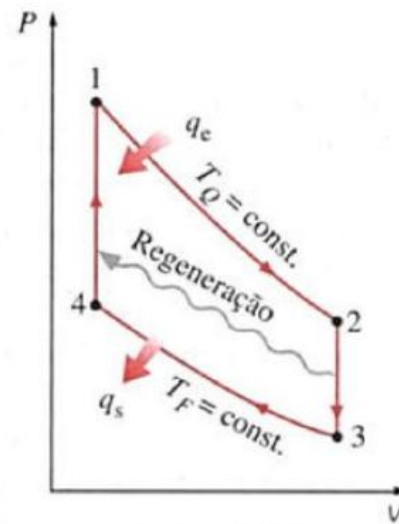
(b) Ciclo Stirling

Capítulo 4 – Ciclos motores termodinâmicos

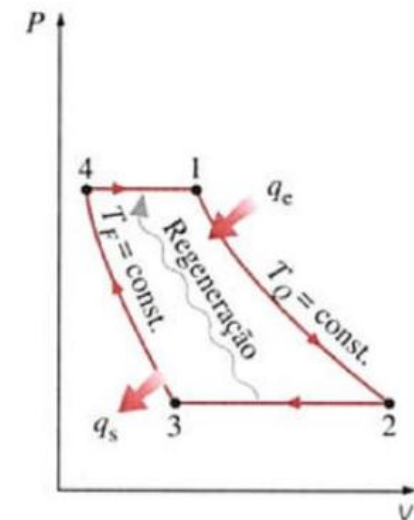
Comparativo: Carnot, Stirling, Ericsson



(a) Ciclo de Carnot



(b) Ciclo Stirling



(c) Ciclo Ericsson

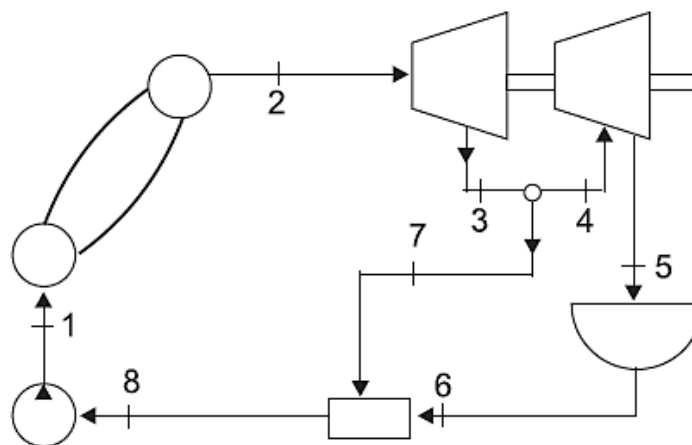


Estudo Dirigido

Atividade em grupo (em sala)

Exercícios Teóricos

66



O diagrama na figura acima representa o ciclo de

- (A) Stirling, e é empregado em turbinas a gás.
- (B) Stirling, e é empregado em motores alternativos.
- (C) Rankine com reaquecimento, e é empregado em turbinas a gás.
- (D) Rankine regenerativo, e é empregado em turbinas a vapor.
- (E) Brayton, e é empregado em motores alternativos.

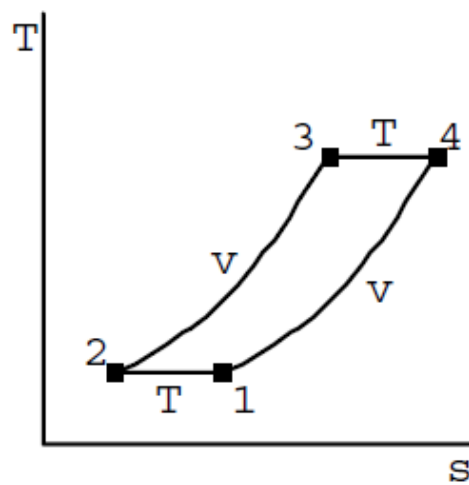
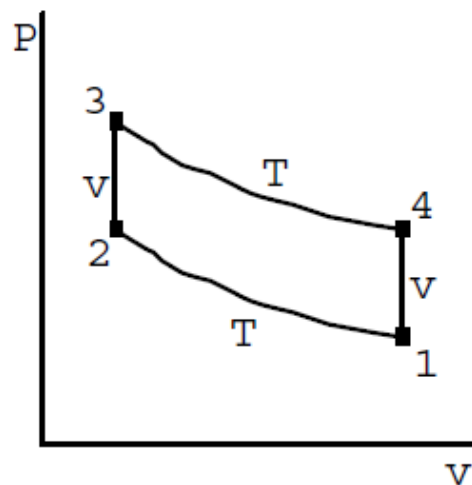
PROCESSO SELETIVO (TRANSPETRO 2012): ENGENHEIRO JÚNIOR MECÂNICA:



Exemplo 4.11 Cálculo ciclo Stirling

11.113 Considere um motor Stirling ideal no qual a pressão e a temperatura no início do processo de compressão isotérmica são iguais a 100 kPa e 25 °C. Sabendo que a relação de compressão é 6 e que a temperatura máxima do ciclo é 1100 °C, calcule:

- A pressão máxima do ciclo.
- O rendimento térmico do ciclo com e sem regeneradores.



Ideal Stirling cycle

$$T_1 = T_2 = 25 \text{ °C}$$

$$P_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$CR = v_1/v_2 = 6$$

$$T_3 = T_4 = 1100 \text{ °C}$$



Exemplo 4.11

Cálculo ciclo Stirling

Isothermal compression (heat goes out)

$$T_1 = T_2 \Rightarrow P_2 = P_1(v_1/v_2) = 100 \times 6 = 600 \text{ kPa}$$

$${}_1w_2 = {}_1q_2 = -RT_1 \ln(v_1/v_2) = -0.287 \times 298.2 \ln(6) = -153.3 \text{ kJ/kg}$$

Constant volume heat addition

$$V_2 = V_3 \Rightarrow P_3 = P_2 T_3/T_2 = 600 \times 1373.2/298.2 = \mathbf{2763 \text{ kPa}}$$

$$q_{23} = u_3 - u_2 = C_{v_o}(T_3 - T_2) = 0.717 (1100 - 25) = 770.8 \text{ kJ/kg}$$

Isothermal expansion (heat comes in)

$$w_{34} = q_{34} = RT_3 \ln(v_4/v_3) = 0.287 \times 1373.2 \times \ln 6 = 706.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = 706.1 - 153.3 = 552.8 \text{ kJ/kg}$$

Efficiency without regenerator, (q_{23} and q_{34} are coming in from source)

$$\eta_{\text{NO REGEN}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{23} + q_{34}} = \frac{552.8}{770.8 + 706.1} = \mathbf{0.374},$$

Efficiency with regenerator, (Now only q_{34} is coming in from source)

$$\eta_{\text{WITH REGEN}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{34}} = \frac{552.8}{706.1} = \mathbf{0.783}$$

[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.12

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Stirling

11.115 Considere um ciclo padrão a ar Stirling ideal com um regenerador ideal. A pressão e a temperatura mínimas do ciclo são 100 kPa e 25 °C, a relação de compressão é 10 e a temperatura máxima no ciclo é 1000 °C. Analise as interações trabalho e calor em cada um dos quatro processos deste ciclo e determine o rendimento térmico global do motor.



Exemplo 4.12

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Stirling

Ideal Stirling cycle diagram as in Fig. 11.31, with

$$P_1 = 100 \text{ kPa}, \quad T_1 = T_2 = 25^\circ\text{C}, \quad v_1/v_2 = 10, \quad T_3 = T_4 = 1000^\circ\text{C}$$

$$\text{From 1-2 at const } T: \quad {}_1w_2 = {}_1q_2 = T_1(s_2 - s_1)$$

$$= -RT_1 \ln(v_1/v_2) = -0.287 \times 298.2 \times \ln(10) = -197.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{From 2-3 at const } V: \quad {}_2w_3 = \mathbf{0}$$

$$q_{23} = C_{v0}(T_3 - T_2) = 0.717 (1000 - 25) = \mathbf{699 \text{ kJ/kg}}$$

$$\text{From 3-4 at const } T; \quad {}_3w_4 = {}_3q_4 = T_3(s_4 - s_3)$$

$$= +RT_3 \times \ln \frac{v_4}{v_3} = 0.287 \times 1237.2 \times \ln(10) = \mathbf{841.4 \text{ kJ/kg}}$$

[Tabela A.5](#)



Exemplo 4.12

Estudo Dirigido - Atividade em grupo (em sala)

Cálculo ciclo Stirling

From 4-1 at const V; ${}_4w_1 = 0$

$$q_{41} = C_{V0}(T_1 - T_4) = 0.717 (25 - 1000) = -699 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{NET}} = -197.1 + 0 + 841.4 + 0 = 644.3 \text{ kJ/kg}$$

Since q_{23} is supplied by $-q_{41}$ (regenerator)

$$q_{\text{H}} = q_{34} = 841.4 \text{ kJ/kg}, \quad \eta_{\text{TH}} = \frac{w_{\text{NET}}}{q_{\text{H}}} = \frac{644.3}{841.4} = 0.766$$

NOTE: $q_{\text{H}} = q_{34} = RT_3 \times \ln(10)$, $q_{\text{L}} = -{}_1q_2 = RT_1 \times \ln(10)$

$$\eta_{\text{TH}} = \frac{q_{\text{H}} - q_{\text{L}}}{q_{\text{H}}} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{975}{1273.2} = 0.766 = \text{Carnot efficiency}$$



Importante!

Lista de Exercícios

Como reforço do aprendizado do conteúdo apresentado em sala de aula, são sugeridos os exercícios dispostos na lista abaixo. Bom estudo!

SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus; VAN WYLEN, Gordon John.
Fundamentos da termodinâmica. São Paulo: E. Blücher, 6^{ed}

Capítulo 11								
Ciclo Otto	11.94	11.95	11.96	11.97	11.99	11.101	11.102	11.105
Ciclo Diesel	11.107	11.108	11.109	11.110	11.111	11.112		
Ciclo Stirling	11.114	11.117	11.118					
Ciclo Brayton	11.68	11.70	11.71	11.72	11.75			
Ciclo Ericsson	11.85	11.86						



Apêndice A

Propriedades Gerais

Tabela A.1

Fatores de Conversão

Aceleração da gravidade

$g = 9,806 65 \text{ m/s}^2$

$g = 32,174 05 \text{ ft/s}^2$

Área (A)

$1 \text{ mm}^2 = 1,0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in}^2$

$1 \text{ cm}^2 = 1,0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0,1550 \text{ in}^2$

$1 \text{ in}^2 = 6,4516 \text{ cm}^2 = 6,4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

$1 \text{ m}^2 = 10,7639 \text{ ft}^2$

$1 \text{ ft}^2 = 0,092 903 \text{ m}^2$

Calor específico (C_p , C_v , C), entropia específica(s)

$1 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} = 0,238 846 \text{ Btu/lbm}\cdot\text{R}$

$1 \text{ Btu/lbm}\cdot\text{R} = 4,1868 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

Coeficiente de transferência de calor

$1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} = 0,176 11 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{R}$

$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{R} = 5,678 26 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Comprimento

$1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m} = 0,1 \text{ cm}$

$1 \text{ ft} = 12 \text{ in}$

$1 \text{ cm} = 0,01 = 10 \text{ mm} = 0,3937 \text{ in}$

$1 \text{ in} = 2,54 \text{ cm} = 0,0254 \text{ m}$

$1 \text{ m} = 3,280 84 \text{ ft} = 39,370 \text{ in}$

$1 \text{ ft} = 0,3048 \text{ m}$

$1 \text{ km} = 0,621 371 \text{ mi}$

$1 \text{ mi} = 1,609 344 \text{ km}$

$1 \text{ ml} = 1609,3 \text{ m (US statute)}$

$1 \text{ yd} = 0,9144 \text{ m}$

Condutividade térmica

$1 \text{ W/m}\cdot\text{K} = 1 \text{ J/s}\cdot\text{m}\cdot\text{K} = 0,577 789 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot\text{R}$

$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot\text{R} = 1,730 735 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

Constante universal dos gases

$\bar{R} = N_A k = 8,314 51 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$

$\bar{R} = 1,985 89 \text{ Btu/lbmol}\cdot\text{R}$

$= 1,985 89 \text{ kcal/kmol}\cdot\text{K}$

$= 1545,36 \text{ lbg}\cdot\text{ft/lbmol}\cdot\text{R}$

$= 82,0578 \text{ atm}\cdot\text{L/kmol}\cdot\text{K}$

$= 0,730 24 \text{ atm}\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$

$= 10,7317 \text{ (lbg/in}^2\text{)}\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$

Energia

$1 \text{ J} = 1 \text{ N}\cdot\text{m} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$

$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft} = 1,355818$

$1 \text{ J} = 0,737 562 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$

$\text{J} = 1,285 07 \times 10^{-3} \text{ Btu}$

$1 \text{ cal (int.)} = 4,186 81 \text{ J}$

$1 \text{ Btu (int.)} = 1,055 056 \text{ kJ}$

$1 \text{ erg} = 1,0 \times 10^{-7} \text{ J}$

$= 778,1693 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$

$1 \text{ eV} = 1,602 177 33 \times 10^{-19} \text{ J}$

Energia específica (e, u)

$1 \text{ kJ/kg} = 0,429 92 \text{ Btu/lbm}$

$1 \text{ Btu/lbm} = 2,326 \text{ kJ/kg}$

$= 334,55 \text{ lbf}\cdot\text{ft/lbm}$

$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft/lbm} = 2,989 07 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$
 $= 1,285 07 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$

Energia cinética específica ($1/2 V^2$)

$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0,001 \text{ kJ/kg}$

$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3,9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$

$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$

$1 \text{ Btu/lbm} = 250 37 \text{ ft}^2/\text{s}^2$

Energia potencial específica (Zg)

$1 \text{ m} - \text{gstd} = 9,806 65 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$

$1 \text{ ft} - \text{gstd} = 1,0 \text{ lbf}\cdot\text{ft/lbm}$

$= 4,216 07 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$

$= 0,001 285 \text{ Btu/lbm}$

$= 0,002 989 \text{ kJ/kg}$

Fluxo de calor

$1 \text{ W/m}^2 = 0,316 998 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2$

$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2 = 3,154 59 \text{ W/m}^2$

Força (F)

$1 \text{ N} = 0,224 809 \text{ lbf}$

$1 \text{ lbf} = 4,448 222 \text{ N}$

$1 \text{ kgf} = 9,806 65 \text{ N (1 kgf)}$

Massa

$1 \text{ kg} = 2,204 623 \text{ lbm}$

$1 \text{ lbm} = 0,453 592 \text{ kg}$

$1 \text{ ton} = 1000 \text{ kg}$

$1 \text{ slug} = 14,5939 \text{ kg}$

$1 \text{ grain} = 6,479 89 \times 10^{-5} \text{ kg}$

$1 \text{ ton} = 2000 \text{ lbm}$

Massa específica

$1 \text{ kg/m}^3 = 0,062 427 97 \text{ lbm/ft}^3$

$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16,018 46 \text{ kg/m}^3$

$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$

$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$

Momento (Torque, τ)

$1 \text{ N}\cdot\text{m} = 0,737 562 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$

$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft} = 1,355 818 \text{ N}\cdot\text{m}$

Potência (\dot{Q} , \dot{W})

$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ N}\cdot\text{m/s}$

$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft/s} = 1,355 818 \text{ W}$

$= 0,737 562 \text{ lbf}\cdot\text{ft/s}$

$= 4,626 24 \text{ Btu/h}$

$1 \text{ kW} = 3412,14 \text{ Btu/h}$

$1 \text{ Btu/s} = 1,055 056 \text{ kW}$

$1 \text{ hp (métrico)} = 0,735 499 \text{ kW}$

$1 \text{ hp (UK)} = 0,7457 \text{ kW}$

$1 \text{ ton de refrigeração} = 3,516 85 \text{ kW}$

$= 550 \text{ lbf}\cdot\text{ft/s}$

$= 2544,43 \text{ Btu/h}$

$1 \text{ ton de refrigeração} = 12 000 \text{ Btu/h}$

Pressão (P)	
1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in ² = 6,894 757 kPa
1 bar = 1,0 × 10 ⁵ Pa = 100 kPa	
1 atm = 101,325 kPa	1 atm = 14,695 94 lbf/in ²
= 1,013 25 bar	= 29 921 ln Hg [32 °C]
= 760 mm Hg [0 °C]	= 33,8995 ft H ₂ O [4 °C]
= 10,332 56 m H ₂ O [4 °C]	
1 torr = 1 mm Hg [0 °C]	
1 mm Hg [0 °C] = 0,133 322 kPa	1 ln Hg [0 °C] = 0,491 15 lbf/in ²
1 m H ₂ O [4 °C] = 9,806 38 kPa	1 ln H ₂ O [4 °C] = 0,0361 26 lbf/in ²
Quantidade de movimento (mV)	
1 kg·m/s = 7,232 94 lbf·ft/s	1 lbfm·ft/s = 0,138 256 kg·m/s
= 0,224 809 lbf·s	
Temperatura (T)	
1 K = 1 °C = 1,8 R = 1,8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273,15	TF = TR - 459,67
= (TF - 32)/1,8	= 1,8 TC + 32
TK = TR/1,8	TR = 1,8 TK
Velocidade (V)	
1 m/s = 3,6 km/h	1 ft/s = 0,681 818 m/h
= 3,280 84 ft/s	= 0,3048 m/s
= 2,236 94 mi/h	= 1,097 28 km/h
1 km/h = 0,277 78 m/s	1 mi/h = 1,466 67 ft/s
= 0,911 34 ft/s	= 0,447 04 m/s
= 0,621 37 mi/h	= 1,609 344 km/h
Volume específico (V)	
1 cm ³ /g = 0,001 m ³ /kg	
1 cm ³ /g = 1 L/kg	
1 m ³ /kg = 161 846 ft ³ /lbm	1 ft ³ /lbm = 0,062 428 m ³ /kg
Volume (V)	
1 m ³ = 35,3147 ft ³	1 ft ³ = 2,831 685 × 10 ⁻² m ³
1 L = 1 dm ³ = 0,001 m ³	1 in. ³ = 1,6387 × 10 ⁻⁶ m ³
1 Gal (US) = 3,785 412 L	1 Gal (UK) = 4,546 090 L
= 3,785 412 × 10 ⁻³ m ³	1 Gal (US) = 231,00 in. ³

Tabela A.2

Constantes críticas

Substância	Fórmula	Peso molecular	Temperatura K	Pressão MPa	Volume m ³ /kg
Amônia	NH ₃	17,031	405,5	11,35	0,00426
Argônio	Ar	39,948	150,8	4,87	0,00188
Bromo	Br ₂	159,808	588	10,30	0,000796
Dióxido de carbono	CO ₂	44,01	304,1	7,38	0,00212
Monóxido de carbono	CO	28,01	132,9	3,50	0,00333
Cloro	Cl ₂	70,906	416,9	7,98	0,00175
Flúor	F ₂	37,997	144,3	5,22	0,00174
Hélio	He	34,003	145,19	0,227	0,0143
Hidrogênio (normal)	H ₂	2,016	33,2	1,30	0,0323
Criptônio	Kr	83,80	209,4	5,50	0,00109
Néon	Ne	20,183	44,4	2,76	0,00206
Óxido nítrico	NO	30,006	180	6,48	0,00192
Nitrogênio	N ₂	28,013	126,2	3,39	0,0032
Dióxido de nitrogênio	NO ₂	46,006	431	10,1	0,00365
Óxido nítrico	N ₂ O	44,013	309,6	7,24	0,00221
Oxigênio	O ₂	31,999	154,6	5,04	0,00229
Dióxido de enxofre	SO ₂	64,063	430,8	7,88	0,00191
Água	H ₂ O	18,015	647,3	22,12	0,00317
Xenônio	Xe	131,30	289,7	5,84	0,000902
Acetileno	C ₂ H ₂	26,038	308,3	6,14	0,00433
Benzeno	C ₆ H ₆	78,114	562,2	4,89	0,00332
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58,124	425,2	3,80	0,00439
Difluorocloroetano (142b)	CH ₂ ClCF ₂	100,495	410,3	4,25	0,00230
Difluoroclorometano (22)	CHClF ₂	86,469	369,3	4,97	0,00191
Diclorofluoreetano (141)	CH ₂ ClCF	116,95	481,5	4,54	0,00215
Diclorotetrafluoreetano (123)	CHCl ₂ CF ₃	152,93	456,9	3,66	0,00182
Difluoreetano (152a)	CHF ₂ CH ₃	66,05	386,4	4,52	0,00272
Difluorometano (32)	CF ₂ H ₂	52,024	351,3	5,78	0,00236
Etano	C ₂ H ₆	30,070	305,4	4,88	0,00493
Alcool etílico (etanol)	C ₂ H ₅ OH	46,069	513,9	6,14	0,00363
Etileno	C ₂ H ₄	28,054	282,4	5,04	0,00465
n-Heptano	C ₇ H ₁₆	100,205	540,3	2,74	0,00431
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	86,178	507,5	3,01	0,00429
Metano	CH ₄	16,043	190,4	4,60	0,00615
Alcool metílico (metanol)	CH ₃ OH	32,042	512,6	8,09	0,00368
n-Octano	C ₈ H ₁₈	114,232	568,8	2,49	0,00431
Pentatetrafluoreetano (125)	CHF ₂ CF ₃	120,022	339,2	3,62	0,00176
n-Pentano	C ₅ H ₁₂	72,151	469,7	3,37	0,00421
Propano	C ₃ H ₈	44,094	369,8	4,25	0,00454
Propeno	C ₃ H ₆	42,081	364,9	4,60	0,00430
Refrigerante misto	R-410a	72,585	344,5	4,90	0,00218
Tetrafluoreetano (134a)	CF ₃ CH ₂ F	102,03	374,2	4,06	0,00197

Tabela A.3

Propriedades de alguns sólidos a 25 °C

Sólido	ρ , (kg/m ³)	C_p , (kJ/kg K)
Acrílico	1180	1,44
Areia (seca)	1500	0,8
Asfalto	2120	0,92
Borracha (macla)	1100	1,67
Carbono, diamante	3250	0,51
Carbono, grafite	2000-2500	0,61
Carvão	1200-1500	1,26
Concreto	2200	0,88
Gelo (0 °C)	917	2,04
Granito	2750	0,89
Lã	100	1,72
Lã de vidro	20	0,66
Madeira dura	720	1,26
Madeira mole (pinho)	510	1,38
Neve, firme	560	2,1
Papel	700	1,2
Poliestireno	920	2,3
PVC	1380	0,96
Sai, rocha	2100-2500	0,92
Silício	2330	0,70
Tijolo (comum)	1800	0,84
Vidro	2500	0,80
Metais		
Aço (AISI304)	7820	0,46
Alumínio	2700	0,90
Chumbo	113 40	0,13
Cobre comercial	8300	0,42
Estanho	7304	0,22
Ferro fundido	7272	0,42
Latão, 60-40	8400	0,38
Magnésio, 2% Mn	1778	1,00
Níquel, 10% Cr	8666	0,44
Ouro	193 00	0,13
Prata, 99,9% Ag	105 24	0,24
Sódio	971	1,21
Tungstênio	193 00	0,13
Zinco	7144	0,39

Tabela A.4

Propriedades de alguns líquidos a 25 °C

Líquido	ρ , kg/m ³	C_p , kJ/kg K
Água	4,18	997
Amônia	4,84	604
Benzano	1,72	879
Butano	2,47	556
CCL ₄	0,83	1584
CO ₂	2,9	680
Etilanol	2,46	783
Gasolina	2,08	750
Glicerina	2,42	1260
Metanol	2,55	787
n-Octano	2,23	692
Óleo (leve)	1,8	910
Óleo de motor	1,9	885
Propano	2,54	510
Querosene	2,0	815
R-12	0,97	1310
R-125	1,41	1191
R-134a	1,43	1206
R-22	1,26	1190
R-32	1,94	961
R-410a	1,69	1059
Metais líquidos		
Bismuto, Bi	100 40	0,14
Chumbo, Pb	106 60	0,16
Estanho, Sn	6950	0,24
Mercúrio, Hg	135 80	0,14
Na K (56/44)	887	1,13
Potássio, K	828	0,81
Sódio, Na	929	1,38
Zinco, Zn	6570	0,50

* Ou à temperatura de fusão, caso seja maior que 25 °C.

Tabela A.5
Propriedades de vários gases ideais a 25 °C e 100 kPa*

Gás	Fórmula química	Peso molecular	R kJ/kg K	ρ (kg/m ³)	C_{p0} kJ/kg K	C_{v0} kJ/kg K	$k = C_p/C_v$
Acetileno	C ₂ H ₂	26,038	0,3193	1,05	1,699	1,380	1,231
Água (vapor)	H ₂ O	18,015	0,4615	0,0231	1,872	1,410	1,327
Ar		28,97	0,287	1,169	1,004	0,717	1,400
Amônia	NH ₃	17,031	0,4882	0,694	2,130	1,642	1,297
Argônio	Ar	39,948	0,2081	1,613	0,520	0,312	1,667
Butano	C ₄ H ₁₀	58,124	0,1430	2,407	1,716	1,573	1,091
Dióxido de Carbono	CO ₂	44,01	0,1899	1,775	0,842	0,653	1,289
Monóxido de Carbono	CO	28,01	0,2968	1,13	1,041	0,744	1,399
Etano	C ₂ H ₆	30,07	0,2785	1,222	1,766	1,490	1,186
Etanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	0,1805	1,883	1,427	1,246	1,145
Etileno	C ₂ H ₄	28,054	0,2964	1,138	1,548	1,252	1,237
Hélio	He	4,003	2,0771	0,1615	5,193	3,116	1,667
Hidrogênio	H ₂	2,016	4,1243	0,0813	14,209	10,085	1,409
Metano	CH ₄	16,043	0,5183	0,648	2,254	1,736	1,299
Metanol	CH ₃ OH	32,042	0,2595	1,31	1,405	1,146	1,227
Neônio	Ne	20,183	0,4120	0,814	1,03	0,618	1,667
Nitrogênio	N ₂	28,013	0,2968	1,13	1,042	0,745	1,400
Óxido nítrico	NO	30,006	0,2771	1,21	0,993	0,716	1,387
Óxido nítrico	N ₂ O	44,013	0,1899	1,775	0,879	0,690	1,274
n-Octano	C ₈ H ₁₈	114,23	0,07279	0,092	1,711	1,638	1,044
Oxigênio	O ₂	31,999	0,2598	1,292	0,922	0,662	1,393
Propano	C ₃ H ₈	44,094	0,1896	1,808	1,679	1,490	1,126
R-12	CCl ₂ F ₂	120,914	0,06876	4,98	0,616	0,547	1,126
R-22	CHClF ₂	86,469	0,09616	3,54	0,658	0,562	1,171
R-32	CF ₂ H ₂	52,024	0,1598	2,125	0,822	0,662	1,242
R-125	CHF ₂ CF ₃	120,022	0,06927	4,918	0,791	0,722	1,097
R-134a	CF ₃ CH ₂ F	102,03	0,08149	4,20	0,852	0,771	1,106
R-410a		72,585	0,114 55	2,967	0,809	0,694	1,165
Dióxido de enxofre	SO ₂	64,059	0,1298	2,618	0,624	0,494	1,263
Trióxido de enxofre	SO ₃	80,053	0,10386	3,272	0,635	0,531	1,196

* Ou na pressão de saturação, se esta for menor que 100 kPa.

Tabela A.6
Calor específico a pressão constante de vários gases ideais em função da temperatura*

Gás	Fórmula	$C_{p0} = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3$ (kJ/kg K)				$\theta = T$ (Kelvin)/1000
		C0	C1	C2	C3	
Acetileno	C ₂ H ₂	1,03	2,91	-1,92	0,54	
Água (vapor)	H ₂ O	1,79	0,107	0,586	-0,20	
Amônia	NH ₃	1,60	1,4	1,0	-0,7	
Ar		1,05	-0,365	0,85	-0,39	
Argônio	Ar	0,52	0	0	0	
Butano	C ₄ H ₁₀	0,163	5,70	-1,906	-0,049	
Dióxido de carbono	CO ₂	0,45	1,67	-1,27	0,39	
Dióxido de enxofre	SO ₂	0,37	1,05	-0,77	0,21	
Etano	C ₂ H ₆	0,18	5,92	-2,31	0,29	
Etanol	C ₂ H ₅ OH	0,2	4,65	-1,82	0,03	
Etileno	C ₂ H ₄	0,136	5,58	-3,0	0,63	
Hélio	He	5,193	0	0	0	
Hidrogênio	H ₂	13,46	4,6	-6,85	3,79	
Metano	CH ₄	1,2	3,25	0,75	-0,71	
Metanol	CH ₃ OH	0,66	2,21	0,81	-0,89	
Monóxido de carbono	CO	1,10	-0,46	1,0	-0,454	
Neônio	Ne	1,03	0	0	0	
Nitrogênio	N ₂	1,11	-0,48	0,96	-0,42	
n-Octano	C ₈ H ₁₈	-0,053	6,75	-3,67	0,775	
Óxido nítrico	NO	0,98	-0,031	0,325	-0,14	
Óxido nítrico	N ₂ O	0,49	1,65	-1,31	0,42	
Oxigênio	O ₂	0,88	-0,0001	0,54	-0,33	
Propano	C ₃ H ₈	-0,096	6,95	-3,6	0,73	
R-12 [†]	CCl ₂ F ₂	0,26	1,47	-1,25	0,36	
R-22 [†]	CHClF ₂	0,2	1,87	-1,35	0,35	
R-32 [†]	CF ₂ H ₂	0,227	2,27	-0,93	0,041	
R-125 [†]	CHF ₂ CF ₃	0,305	1,68	-0,284	0	
R-134a [†]	CF ₃ CH ₂ F	0,165	2,81	-2,23	1,11	
Trióxido de enxofre	SO ₃	0,24	1,7	-1,5	0,46	

* Equações proporcionam resultados válidos na faixa de 260 K a 1200 K.

[†] Equações aplicáveis para temperaturas de, no máximo, 500 K.

[Ex.4.3](#)

[Ex.4.5](#)

[Ex.4.7](#)

[Ex.4.9](#)

[Ex.4.11](#)

[Ex.4.4](#)

[Ex.4.6](#)

[Ex.4.8](#)

[Ex.4.10](#)

[Ex.4.12](#)

Tabela A.7.1

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)

T (K)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s_f^0 (kJ/kg \times K)
200	142,77	200,17	6,46260
220	157,07	220,22	6,55812
240	171,38	240,27	6,64535
260	185,70	260,32	6,72562
280	200,02	280,39	6,79998
290	207,19	290,43	6,83521
298,15	213,04	298,62	6,86305
300	214,36	300,47	6,86926
320	228,73	320,58	6,93413
340	243,11	340,70	6,99515
360	257,53	360,86	7,05276
380	271,99	381,06	7,10735
400	286,49	401,30	7,15926
420	301,04	421,59	7,20875
440	315,64	441,93	7,25607
460	330,31	462,34	7,30142
480	345,04	482,81	7,34499
500	359,84	503,36	7,38692
520	374,73	523,98	7,42736
540	389,69	544,69	7,46642
560	404,74	565,47	7,50422
580	419,87	586,35	7,54084
600	435,10	607,32	7,57638
620	450,42	628,38	7,61090
640	465,83	649,53	7,64448
660	481,34	670,78	7,67717
680	496,94	692,12	7,70903
700	512,64	713,56	7,74010
720	528,44	735,10	7,77044
740	544,33	756,73	7,80008
760	560,32	778,46	7,82905
780	576,40	800,28	7,85740
800	592,58	822,20	7,88514
850	633,42	877,40	7,95207
900	674,82	933,15	8,01581
950	716,76	989,44	8,07667
1000	759,19	1046,22	8,13493
1050	802,10	1103,48	8,19081

Tabela A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (continuação)

T (K)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s_f^0 (kJ/kg \times K)
1100	845,45	1161,18	8,24449
1150	889,21	1219,30	8,29616
1200	933,37	1277,81	8,34596
1250	977,89	1336,68	8,39402
1300	1022,75	1395,89	8,44046
1350	1067,94	1455,43	8,48539
1400	1113,43	1515,27	8,52891
1450	1159,20	1575,40	8,57111
1500	1205,25	1635,80	8,61208
1550	1251,55	1696,45	8,65185
1600	1298,08	1757,33	8,69051
1650	1344,83	1818,44	8,72811
1700	1391,80	1879,76	8,76472
1750	1438,97	1941,28	8,80039
1800	1486,33	2002,99	8,83516
1850	1533,87	2064,88	8,86908
1900	1581,59	2126,95	8,90219
1950	1629,47	2189,19	8,93452
2000	1677,52	2251,58	8,96611
2050	1725,71	2314,13	8,99699
2100	1774,06	2376,82	9,02721
2150	1822,54	2439,66	9,05678
2200	1871,16	2502,63	9,08573
2250	1919,91	2565,73	9,11409
2300	1968,79	2628,96	9,14189
2350	2017,79	2692,31	9,16913
2400	2066,91	2755,78	9,19586
2450	2116,14	2819,37	9,22208
2500	2165,48	2883,06	9,24781
2550	2214,93	2946,86	9,27308
2600	2264,48	3010,76	9,29790
2650	2314,13	3074,77	9,32228
2700	2363,88	3138,87	9,34625
2750	2413,73	3203,06	9,36980
2800	2463,66	3267,35	9,39297
2850	2513,69	3331,73	9,41576
2900	2563,80	3396,19	9,43818
2950	2613,99	3460,73	9,46025
3000	2664,27	3525,36	9,48198

Tabela A.7.2

Pressões e volumes relativos em função da pressão em processos isotrópicos

T (K)	P_r	v_r	T (K)	P_r	v_r	T (K)	P_r	v_r
200	0,2703	493,47	680	20,784	21,818	1800	1051,05	1,14204
220	0,3770	389,15	700	23,160	20,155	1850	1182,9	1,04294
240	0,5109	313,27	720	25,742	18,652	1900	1327,5	0,95445
260	0,6757	256,58	740	28,542	17,289	1950	1485,8	0,87521
280	0,8756	213,26	760	31,573	16,052	2000	1658,6	0,80410
290	0,9899	195,36	780	34,851	14,925	2050	1847,1	0,74012
298,15	1,0907	182,29	800	38,388	13,897	2100	2052,1	0,68242
300	1,1146	179,49	850	48,468	11,695	2150	2274,8	0,63027
320	1,3972	152,73	900	60,520	9,9169	2200	2516,2	0,58305
340	1,7281	131,20	950	74,815	8,4677	2250	2777,5	0,54020
360	2,1123	113,65	1000	91,651	7,2760	2300	3059,9	0,50124
380	2,5548	99,188	1050	111,35	6,2885	2350	3364,6	0,46576
400	3,0612	87,137	1100	134,25	5,4641	2400	3693,0	0,43338
420	3,6373	77,003	1150	160,73	4,7714	2450	4046,2	0,40378
440	4,2892	68,409	1200	191,17	4,1859	2500	4425,8	0,37669
460	5,0233	61,066	1250	226,02	3,6880	2550	4833,0	0,35185
480	5,8466	54,748	1300	265,72	3,2626	2600	5269,5	0,32903
500	6,7663	49,278	1350	310,74	2,8971	2650	5736,7	0,30805
520	7,7900	44,514	1400	361,62	2,5817	2700	6236,2	0,28872
540	8,9257	40,344	1450	418,89	2,3083	2750	6769,7	0,27089
560	10,182	36,676	1500	483,16	2,0703	2800	7338,7	0,25443
580	11,568	33,436	1550	554,96	1,8625	2850	7945,1	0,23921
600	13,092	30,561	1600	634,97	1,6804	2900	8590,7	0,22511
620	14,766	28,001	1650	723,86	1,52007	2950	9277,2	0,21205
640	16,598	25,713	1700	822,33	1,37858	3000	10007	0,19992
660	18,600	23,662	1750	931,14	1,25330			

Tabela A.8

Propriedades de várias substâncias (gases ideais, entropias a 0,1 × MPa) base mássica

T (K)	Nitrogênio, Diatômico (N ₂) R = 0,2968 kJ/kg × K M = 28,013 kg/kmol			Oxigênio, Diatômico (O ₂) R = 0,2598 kJ/kg × K M = 31,999 kg/kmol		
	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	S ⁰ (kJ/kg × K)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	S ⁰ (kJ/kg × K)
200	148,39	207,75	6,4250	129,84	181,81	6,0466
250	185,50	259,70	6,6568	162,41	227,37	6,2499
300	222,63	311,67	6,8463	195,20	273,15	6,4168
350	259,80	363,68	7,0067	228,37	319,31	6,5590
400	297,09	415,81	7,1459	262,10	366,03	6,6838
450	334,57	468,13	7,2692	296,52	413,45	6,7954
500	372,35	520,75	7,3800	331,72	461,63	6,8969
550	410,52	573,76	7,4811	367,70	510,61	6,9903
600	449,16	627,24	7,5741	404,46	560,36	7,0768
650	488,34	681,26	7,6606	441,97	610,86	7,1577
700	528,09	735,86	7,7415	480,18	662,06	7,2336
750	568,45	791,05	7,8176	519,02	713,90	7,3051
800	609,41	846,85	7,8897	558,46	766,33	7,3728
850	650,98	903,26	7,9581	598,44	819,30	7,4370
900	693,13	960,25	8,0232	638,90	872,75	7,4981
950	735,85	1017,81	8,0855	679,80	926,65	7,5564
1000	779,11	1075,91	8,1451	721,11	980,95	7,6121
1100	867,14	1193,62	8,2572	804,80	1090,62	7,7166
1200	957,00	1313,16	8,3612	889,72	1201,53	7,8131
1300	1048,46	1434,31	8,4582	975,72	1313,51	7,9027
1400	1141,35	1556,87	8,5490	1062,67	1426,44	7,9864
1500	1235,50	1680,70	8,6345	1150,48	1540,23	8,0649
1600	1330,72	1805,60	8,7151	1239,10	1654,83	8,1389
1700	1426,89	1931,45	8,7914	1328,49	1770,21	8,2088
1800	1523,90	2058,15	8,8638	1418,63	1886,33	8,2752
1900	1621,66	2185,58	8,9327	1509,50	2003,19	8,3384
2000	1720,07	2313,68	8,9984	1601,10	2120,77	8,3987
2100	1819,08	2442,36	9,0612	1693,41	2239,07	8,4564
2200	1918,62	2571,58	9,1213	1786,44	2358,08	8,5117
2300	2018,63	2701,28	9,1789	1880,17	2477,79	8,5650
2400	2119,08	2831,41	9,2343	1974,60	2598,20	8,6162
2500	2219,93	2961,93	9,2876	2069,71	2719,30	8,6656
2600	2321,13	3092,81	9,3389	2165,50	2841,07	8,7134
2700	2422,66	3224,03	9,3884	2261,94	2963,49	8,7596
2800	2524,50	3355,54	9,4363	2359,01	3086,55	8,8044
2900	2626,62	3487,34	9,4825	2456,70	3210,22	8,8478
3000	2729,00	3619,41	9,5273	2554,97	3334,48	8,8899

Tabela A.8 (continuação)

Propriedades de várias substâncias (gases ideais, entropias a 0,1 × MPa) base mássica

T (K)	Dióxido de carbono (CO ₂) R = 0,1889 kJ/kg × K M = 44,010 kg/kmol			Água (H ₂ O) R = 0,4615 kJ/kg × K M = 18,015 kg/kmol		
	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	S ⁰ (kJ/kg × K)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	S ⁰ (kJ/kg × K)
200	97,49	135,28	4,5439	276,38	368,69	9,7412
250	126,21	173,44	4,7139	345,98	461,36	10,1547
300	157,70	214,38	4,8631	415,87	554,32	10,4936
350	191,78	257,90	4,9972	486,37	647,90	10,7821
400	228,19	303,76	5,1196	557,79	742,40	11,0345
450	266,69	351,70	5,2325	630,40	838,09	11,2600
500	307,06	401,52	5,3375	704,36	935,12	11,4644
550	349,12	453,03	5,4356	779,79	1033,63	11,6522
600	392,72	506,07	5,5279	856,75	1133,67	11,8263
650	437,71	560,51	5,6151	935,31	1235,30	11,9890
700	483,97	616,22	5,6976	1015,49	1338,56	12,1421
750	531,40	673,09	5,7761	1097,35	1443,49	12,2868
800	579,89	731,02	5,8508	1180,90	1550,13	12,4244
850	629,35	789,93	5,9223	1266,19	1658,49	12,5558
900	679,69	849,72	5,9906	1353,23	1768,60	12,6817
950	730,85	910,33	6,0561	1442,03	1880,48	12,8026
1000	782,75	971,67	6,1190	1532,61	1994,13	12,9192
1100	888,55	1086,36	6,2379	1719,05	2226,73	13,1408
1200	996,64	1223,34	6,3483	1912,42	2466,25	13,3492
1300	1106,68	1352,28	6,4515	2112,47	2712,46	13,5462
1400	1218,38	1482,87	6,5483	2318,89	2965,03	13,7334
1500	1331,50	1614,88	6,6394	2531,28	3223,57	13,9117
1600	1445,85	1748,12	6,7254	2749,24	3487,69	14,0822
1700	1561,26	1882,43	6,8068	2972,35	3756,95	14,2454
1800	1677,61	2017,67	6,8841	3200,17	4030,92	14,4020
1900	1794,78	2153,73	6,9577	3432,28	4309,18	14,5524
2000	1912,67	2290,51	7,0278	3668,24	4591,30	14,6971
2100	2031,21	2427,95	7,0949	3908,08	4877,29	14,8366
2200	2150,34	2565,97	7,1591	4151,28	5166,64	14,9712
2300	2270,00	2704,52	7,2206	4397,56	5459,08	15,1012
2400	2390,14	2843,55	7,2798	4646,71	5754,37	15,2269
2500	2510,74	2983,04	7,3368	4898,49	6052,31	15,3485
2600	2631,73	3122,93	7,3917	5152,73	6352,70	15,4663
2700	2753,10	3263,19	7,4446	5409,24	6655,36	15,5805
2800	2874,81	3403,79	7,4957	5667,86	6960,13	15,6914
2900	2996,84	3544,71	7,5452	5928,44	7266,87	15,7990
3000	3119,18	3685,95	7,5931	6190,86	7575,44	15,9036

Tabela A.9 (continuação)

Propriedades de várias substâncias (gases ideais, entropias a 0,1 x MPa) base molar

T (K)	Hidrogênio (H ₂)		Hidrogênio monoatômico (H)	
	$\bar{h}_f^0 = 0$ kJ/kmol	$M = 2,016$ kg/kmol	$\bar{h}_f^0 = 217\,999$ kJ/kmol	$M = 1,008$ kg/kmol
	$(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_{298}$ kJ/kmol	s_f^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_{298}$ kJ/kmol	s_f^0 kJ/kmol K
0	-8467	0	-6197	0
100	-5467	100,727	-4119	92,009
200	-2774	119,410	-2040	106,417
298	0	130,678	0	114,716
300	53	130,856	38	114,845
400	2961	139,219	2117	120,825
500	5883	145,738	4196	125,463
600	8799	151,078	6274	129,253
700	11730	155,609	8353	132,457
800	14681	159,554	10431	135,233
900	17657	163,060	12510	137,681
1000	20663	166,225	14589	139,871
1100	23704	169,121	16667	141,852
1200	26785	171,798	18746	143,661
1300	29907	174,294	20825	145,324
1400	33073	176,637	22903	146,865
1500	36281	178,849	24982	148,299
1600	39533	180,946	27060	149,640
1700	42826	182,941	29139	150,900
1800	46160	184,846	31218	152,089
1900	49532	186,670	33296	153,212
2000	52942	188,419	35375	154,279
2200	59865	191,719	39532	156,260
2400	66915	194,789	43689	158,069
2600	74082	197,659	47847	159,732
2800	81355	200,355	52004	161,273
3000	88725	202,898	56161	162,707
3200	96187	205,306	60318	164,048
3400	103736	207,593	64475	165,308
3600	111367	209,773	68633	166,497
3800	119077	211,856	72790	167,620
4000	126864	213,851	76947	168,687
4400	142658	217,612	85261	170,668
4800	158730	221,109	93576	172,476
5200	175057	224,379	101890	174,140
5600	191607	227,447	110205	175,681
6000	208332	230,322	118519	177,114

Tabela A.9 (continuação)

Propriedades de várias substâncias (gases ideais, entropias a 0,1 x MPa) base molar

T (K)	Óxido nítrico (NO)		Dióxido de nitrogênio (NO ₂)	
	$\bar{h}_f^0 = 90\,291$ kJ/kmol	$M = 30,006$ kg/kmol	$\bar{h}_f^0 = 33\,100$ kJ/kmol	$M = 46,005$ kg/kmol
	$(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_{298}$ kJ/kmol	s_f^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_{298}$ kJ/kmol	s_f^0 kJ/kmol K
0	-9192	0	-10186	0
100	-6073	177,031	-6861	202,563
200	-2951	198,747	-3495	225,852
298	0	210,759	0	240,084
300	55	210,943	68	240,263
400	3040	219,529	3927	251,342
500	6059	226,263	8099	260,638
600	9144	231,886	12555	268,755
700	12308	236,762	17250	275,988
800	15548	241,088	22138	282,513
900	18858	244,985	27180	288,450
1000	22229	248,536	32344	293,889
1100	25653	251,799	37606	298,904
1200	29120	254,816	42946	303,551
1300	32626	257,621	48351	307,876
1400	36164	260,243	53808	311,920
1500	39729	262,703	59309	315,715
1600	43319	265,019	64846	319,289
1700	46929	267,208	70414	322,664
1800	50557	269,282	76008	325,861
1900	54201	271,252	81624	328,898
2000	57859	273,128	87259	331,788
2200	65212	276,632	98578	337,182
2400	72606	279,849	109948	342,128
2600	80034	282,822	121358	346,695
2800	87491	285,585	132800	350,984
3000	94973	288,165	144267	354,890
3200	102477	290,587	155756	358,597
3400	110000	292,867	167262	362,085
3600	117541	295,022	178783	365,378
3800	125099	297,065	190316	368,495
4000	132671	299,007	201860	371,456
4400	147857	302,626	224973	376,963
4800	163094	305,940	248114	381,997
5200	178377	308,998	271276	386,632
5600	193703	311,838	294455	390,926
6000	209070	314,488	317648	394,926

Tabela A.10

Entalpia de formação e entropia absoluta de várias substâncias a 25 °C e 100 kPa

Substância	Fórmula	M	Estado	\bar{h}_f^0 kJ/kmol	s_f^0 kJ/kmol K
Acetileno	C ₂ H ₂	26,038	gás	+226 731	200,958
Água	H ₂ O	18,015	gás	-241 826	188,834
Água	H ₂ O	18,015	líquido	-285 830	69,950
Amônia	NH ₃	17,031	gás	-45 720	192,572
Benzeno	C ₆ H ₆	78,114	gás	+82 980	269,562
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58,124	gás	-126 200	306,647
Carbono (grafita)	C	12,011	sólido	0	5,740
Dióxido de carbono	CO ₂	44,010	gás	-393 522	213,795
Dióxido de enxofre	SO ₂	64,059	gás	-296 842	248,212
Enxofre	S	32,06	sólido	0	32,056
Etileno	C ₂ H ₄	30,070	gás	-84 740	229,597
Etilanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	gás	-235 000	282,444
Etilanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	líquido	-277 380	160,554
Etileno	C ₂ H ₄	28,054	gás	+52 467	219,330
Heptano	C ₇ H ₁₆	100,205	gás	-187 900	427,805
Hexano	C ₆ H ₁₄	86,178	gás	-167 300	387,979
Metano	CH ₄	16,043	gás	-74 873	186,251
Metanol	CH ₃ OH	32,042	gás	-201 300	239,709
Metanol	CH ₃ OH	32,042	líquido	-239 220	126,809
Monóxido de carbono	CO	28,011	gás	-110 527	197,653
Nitrometano	CH ₃ NO ₂	61,04	líquido	-113 100	171,80
n-Octano	C ₈ H ₁₈	114,232	gás	-208 600	466,514
n-Octano	C ₈ H ₁₈	114,232	líquido	-250 105	360,575
Óxido de Nitrogênio	N ₂ O	44,013	gás	+82 050	219,957
Ozônio	O ₃	47,998	gás	+142 674	238,932
Pentano	C ₅ H ₁₂	72,151	gás	-146 500	348,945
Peróxido de hidrogênio	H ₂ O ₂	34,015	gás	-136 106	232,991
Propano	C ₃ H ₈	44,094	gás	-103 900	269,917
Propeno	C ₃ H ₆	42,081	gás	+20 430	267,066
Trióxido de enxofre	SO ₃	80,058	gás	-395 765	256,769
T-T-Diesel	C _{14,4} H _{34,3}	198,06	líquido	-174 000	525,90

Tabela A.11

Logaritmos na base e da constante de equilíbrio K

Para a reação $\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$, a constante de equilíbrio K é definida por: $K = \frac{y_C^{\nu_C} y_D^{\nu_D}}{y_A^{\nu_A} y_B^{\nu_B}} \frac{P}{P^0}^{\nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B}$, $P^0 = 0,1 \text{ MPa}$

Temp K	$\text{H}_2 \rightleftharpoons 2\text{H}$	$\text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{O}$	$\text{N}_2 \rightleftharpoons 2\text{N}$	$2\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons 2\text{H}_2 + \text{O}_2$	$2\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{H}_2 + 2\text{OH}$	$2\text{CO}_2 \rightleftharpoons 2\text{CO} + \text{O}_2$	$\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{NO}$	$\text{N}_2 + 2\text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{NO}_2$
298	-164,003	-186,963	-367,528	-184,420	-212,075	-207,529	-69,868	-41,355
500	-92,830	-105,623	-213,405	-105,385	-120,331	-115,234	-40,449	-30,725
1000	-39,810	-45,146	-99,146	-46,321	-51,951	-47,052	-18,709	-23,039
1200	-30,878	-35,003	-80,025	-36,363	-40,467	-35,736	-15,082	-21,752
1400	-24,467	-27,741	-66,345	-29,222	-32,244	-27,679	-12,481	-20,826
1600	-19,638	-22,282	-56,069	-23,849	-26,067	-21,656	-10,547	-20,126
1800	-15,868	-18,028	-48,066	-19,658	-21,258	-16,987	-8,035	-19,577
2000	-12,841	-14,619	-41,655	-16,299	-17,406	-13,266	-7,825	-19,136
2200	-10,356	-11,826	-36,404	-13,546	-14,253	-10,232	-6,836	-18,773
2400	-8,280	-9,495	-32,023	-11,249	-11,625	-7,715	-6,012	-18,470
2600	-6,519	-7,520	-28,313	-9,303	-9,402	-5,594	-5,316	-18,214
2800	-5,005	-5,826	-25,129	-7,633	-7,496	-3,781	-4,720	-17,994
3000	-3,690	-4,356	-22,367	-6,184	-5,845	-2,217	-4,205	-17,805
3200	-2,538	-3,069	-19,947	-4,916	-4,401	-0,853	-3,755	-17,640
3400	-1,519	-1,932	-17,810	-3,795	-3,128	0,346	-3,369	-17,496
3600	-0,611	-0,922	-15,909	-2,799	-1,996	1,408	-3,008	-17,369
3800	0,201	-0,017	-14,205	-1,906	-0,984	2,355	-2,684	-17,257
4000	0,934	0,799	-12,671	-1,101	-0,074	3,204	-2,413	-17,157
4500	2,483	2,520	-8,423	0,602	1,847	4,985	-1,824	-16,953
5000	3,724	3,898	-6,816	1,972	3,383	6,397	-1,358	-16,797
5500	4,739	5,027	-4,672	3,098	4,639	7,542	-0,980	-16,678
6000	5,587	5,969	-2,876	4,040	5,684	8,488	-0,671	-16,588

Fonte: Consistente com JANAF Thermochemical Tables, 3. ed., Thermal Group, Dow Chemical U.S.A., Mid., MI, 1985.

Apêndice B

Propriedades Termodinâmicas

Tabela B.1.4 (continuação)
Água líquida comprimida

T °C	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
$P = 30\,000\text{ kPa}$								
0	0,000986	0,25	29,82	0,0001	0,000977	0,20	49,03	-0,0014
20	0,000989	82,16	111,82	0,2898	0,000980	80,98	130,00	0,2847
40	0,000995	164,01	193,87	0,5606	0,000987	161,84	211,20	0,5526
60	0,001004	246,03	276,16	0,8153	0,000996	242,96	292,77	0,8051
80	0,001016	328,28	358,75	1,0561	0,001007	324,32	374,68	1,0439
100	0,001029	410,76	441,63	1,2844	0,001020	405,86	456,87	1,2703
120	0,001044	493,58	524,91	1,5017	0,001035	487,63	539,37	1,4857
140	0,001062	576,86	608,73	1,7097	0,001052	569,76	622,33	1,6915
160	0,001082	660,81	693,27	1,9095	0,001070	652,39	705,91	1,8890
180	0,001105	745,57	778,71	2,1024	0,001091	735,68	790,24	2,0793
200	0,001130	831,34	865,24	2,2892	0,001115	819,73	875,46	2,2634
220	0,001159	918,32	953,09	2,4710	0,001141	904,67	961,71	2,4419
240	0,001192	1006,84	1042,60	2,6489	0,001170	990,69	1049,20	2,6158
260	0,001230	1097,38	1134,29	2,8242	0,001203	1078,06	1138,23	2,7860
280	0,001275	1190,69	1228,96	2,9985	0,001242	1167,19	1229,26	2,9536
300	0,001330	1287,89	1327,80	3,1740	0,001286	1258,66	1322,95	3,1200
320	0,001400	1390,64	1432,63	3,3538	0,001339	1353,23	1420,17	3,2867
340	0,001492	1501,71	1546,47	3,5425	0,001403	1451,91	1522,07	3,4556
360	0,001627	1626,57	1675,36	3,7492	0,001484	1555,97	1630,16	3,6290
380	0,001869	1781,35	1837,43	4,0010	0,001588	1667,13	1746,54	3,8100

Tabela B.1.5
Saturação sólido – vapor

Temp. T °C	Pressão p MPa	Volume específico (m ³ /kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Sólido sat. $v_f \times 10^3$	Exp. v_g	Vapor sat. v_g	Sólido sat. u_f	Subl. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Sólido sat. h_f	Subl. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Sólido sat. s_f	Subl. s_{fg}	Vapor sat. s_g
0,01	0,6113	0,0010908	206,152	206,153	-333,40	2708,7	2375,3	-333,40	2834,7	2501,3	-1,2210	10,3772	9,1562
0	0,6108	0,0010908	206,314	206,315	-333,42	2708,7	2375,3	-333,42	2834,8	2501,3	-1,2211	10,3776	9,1565
-2	0,5177	0,0010905	241,662	241,663	-337,61	2710,2	2372,5	-337,61	2835,3	2497,6	-1,2369	10,4562	9,2193
-4	0,4376	0,0010901	283,798	283,799	-341,78	2711,5	2369,8	-341,78	2835,7	2494,0	-1,2526	10,5358	9,2832
-6	0,3689	0,0010898	334,138	334,139	-345,91	2712,9	2367,0	-345,91	2836,2	2490,3	-1,2683	10,6165	9,3482
-8	0,3102	0,0010894	394,413	394,414	-350,02	2714,2	2364,2	-350,02	2836,6	2486,6	-1,2839	10,6982	9,4143
-10	0,2601	0,0010891	466,756	466,757	-354,09	2715,5	2361,4	-354,09	2837,0	2482,9	-1,2995	10,7809	9,4815
-12	0,2176	0,0010888	553,802	553,803	-358,14	2716,8	2358,7	-358,14	2837,3	2479,2	-1,3150	10,8648	9,5498
-14	0,1815	0,0010884	658,824	658,824	-362,16	2718,0	2355,9	-362,16	2837,6	2475,5	-1,3306	10,9498	9,6192
-16	0,1510	0,0010881	785,906	785,907	-366,14	2719,2	2353,1	-366,14	2837,9	2471,8	-1,3461	11,0359	9,6898
-18	0,1252	0,0010878	940,182	940,183	-370,10	2720,4	2350,3	-370,10	2838,2	2468,1	-1,3617	11,1233	9,7616
-20	0,10355	0,0010874	1128,112	1128,113	-374,03	2721,6	2347,5	-374,03	2838,4	2464,3	-1,3772	11,2120	9,8348
-22	0,08535	0,0010871	1357,863	1357,864	-377,93	2722,7	2344,7	-377,93	2838,6	2460,6	-1,3928	11,3020	9,9093
-24	0,07012	0,0010868	1639,752	1639,753	-381,80	2723,7	2342,0	-381,80	2838,7	2456,9	-1,4083	11,3935	9,9852
-26	0,05741	0,0010864	1986,775	1986,776	-385,64	2724,8	2339,2	-385,64	2838,9	2453,2	-1,4239	11,4864	10,0625
-28	0,04684	0,0010861	2415,200	2415,201	-389,45	2725,8	2336,4	-389,45	2839,0	2449,5	-1,4394	11,5808	10,1413
-30	0,03810	0,0010858	2945,227	2945,228	-393,23	2726,8	2333,6	-393,23	2839,0	2445,8	-1,4550	11,6765	10,2215
-32	0,03090	0,0010854	3601,822	3601,823	-396,98	2727,8	2330,8	-396,98	2839,1	2442,1	-1,4705	11,7733	10,3028
-34	0,02499	0,0010851	4416,252	4416,253	-400,71	2728,7	2328,0	-400,71	2839,1	2438,4	-1,4860	11,8713	10,3853
-36	0,02016	0,0010848	5430,115	5430,116	-404,40	2729,6	2325,2	-404,40	2839,1	2434,7	-1,5014	11,9704	10,4690
-38	0,01618	0,0010844	6707,021	6707,022	-408,06	2730,5	2322,4	-408,06	2839,0	2431,0	-1,5168	12,0714	10,5546
-40	0,01286	0,0010841	8366,395	8366,396	-411,70	2731,3	2319,6	-411,70	2838,9	2427,2	-1,5321	12,1768	10,6447

Os valores tabelados de v_g estão multiplicados por 1000. Por exemplo, a -6 °C: $v_g \times 10^3 = 1,0898$. Portanto, $v_g = 0,0010898\text{ m}^3/\text{kg}$ (N.T.)

Tabela B.3.2 (continuação)
Dióxido de carbono superaquecido

T °C	v (m³/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m³/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)								
									2000 kPa (-19,50 °C)				3000 kPa (-5,55 °C)			
									6000 kPa (21,98 °C)				10 000 kPa			
Sat.	0,01903	285,88	323,95	1,2804	0,01221	284,09	320,71	1,2098								
0	0,02193	303,24	347,09	1,3684	0,01293	290,52	329,32	1,2416								
20	0,02453	319,37	368,42	1,4438	0,01512	310,21	355,56	1,3344								
40	0,02693	334,88	388,75	1,5109	0,01698	327,61	378,55	1,4104								
60	0,02922	350,19	408,64	1,5725	0,01868	344,14	400,19	1,4773								
80	0,03143	365,49	428,36	1,6300	0,02029	360,30	421,16	1,5385								
100	0,03359	380,90	448,07	1,6843	0,02182	376,35	441,82	1,5954								
120	0,03570	396,46	467,85	1,7359	0,02331	392,42	462,35	1,6490								
140	0,03777	412,22	487,76	1,7853	0,02477	408,57	482,87	1,6999								
160	0,03982	428,18	507,83	1,8327	0,02619	424,87	503,44	1,7485								
180	0,04186	444,37	528,08	1,8784	0,02759	441,34	524,12	1,7952								
200	0,04387	460,79	548,53	1,9226	0,02898	457,99	544,92	1,8401								
220	0,04587	477,43	569,17	1,9653	0,03035	474,83	565,88	1,8835								
240	0,04786	494,31	590,02	2,0068	0,03171	491,88	587,01	1,9255								
260	0,04983	511,41	611,08	2,0470	0,03306	509,13	608,30	1,9662								
280	0,05180	528,73	632,34	2,0862	0,03440	526,59	629,78	2,0057								
300	0,05377	546,26	653,80	2,1243	0,03573	544,25	651,43	2,0442								
Sat.	0,00474	251,97	290,42	1,0206	-	-	-	-								
20	-	-	-	-	0,00117	118,12	129,80	0,4594								
40	0,00670	298,62	338,82	1,1806	0,00159	184,23	200,14	0,6906								
60	0,00801	322,51	370,54	1,2789	0,00345	277,63	312,11	1,0389								
80	0,00908	342,74	397,21	1,3567	0,00451	312,82	357,95	1,1728								
100	0,01004	361,47	421,69	1,4241	0,00530	338,20	391,24	1,2646								
120	0,01092	379,47	445,02	1,4850	0,00598	360,19	419,96	1,3396								
140	0,01176	397,10	467,68	1,5413	0,00658	380,54	446,38	1,4051								
160	0,01257	414,56	489,97	1,5939	0,00715	399,99	471,46	1,4644								
180	0,01335	431,97	512,06	1,6438	0,00768	418,94	495,73	1,5192								
200	0,01411	449,40	534,04	1,6913	0,00819	437,61	519,49	1,5705								
220	0,01485	466,91	556,01	1,7367	0,00868	456,12	542,91	1,6190								
240	0,01558	484,52	578,00	1,7804	0,00916	474,58	566,14	1,6652								
260	0,01630	502,27	600,05	1,8226	0,00962	493,03	589,26	1,7094								
280	0,01701	520,15	622,19	1,8634	0,01008	511,53	612,32	1,7518								
300	0,01771	538,18	644,44	1,9029	0,01053	530,11	635,37	1,7928								
320	0,01840	556,37	666,80	1,9412	0,01097	548,77	658,46	1,8324								

Tabela B.4 – Propriedades Termodinâmicas de R-410a
Tabela B.4.1 – R-410a saturado

Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m³/kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido saturado	Evap.	Vapor saturado	Líquido saturado	Evap.	Vapor saturado	Líquido saturado	Evap.	Vapor saturado	Líquido saturado	Evap.	Vapor saturado
		v_f	v_g	v_r	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
-60	64,1	0,000727	0,36772	0,36845	-27,50	256,41	228,91	-27,45	279,96	252,51	-0,1227	1,3135	1,1907
-55	84,0	0,000735	0,28464	0,28558	-20,70	251,89	231,19	-20,64	275,83	255,19	-0,0912	1,2644	1,1732
-51,4	101,3	0,000741	0,23875	0,23949	-15,78	248,59	232,81	-15,70	272,78	257,08	-0,0688	1,2301	1,1613
-50	108,7	0,000743	0,22344	0,22418	-13,88	247,31	233,43	-13,80	271,60	257,80	-0,0603	1,2171	1,1568
-45	138,8	0,000752	0,17729	0,17804	-7,02	242,67	235,84	-6,92	267,27	260,35	-0,0299	1,1715	1,1416
-40	175,0	0,000762	0,14215	0,14291	-0,13	237,95	237,81	0	262,83	262,83	0	1,1273	1,1273
-35	218,4	0,000771	0,11505	0,11582	6,80	233,14	239,94	6,97	258,26	265,23	0,0294	1,0844	1,1139
-30	269,6	0,000781	0,09392	0,09470	13,78	228,23	242,01	13,99	253,55	267,54	0,0585	1,0428	1,1012
-25	329,7	0,000792	0,07726	0,07805	20,82	223,21	244,03	21,08	248,69	269,77	0,0871	1,0022	1,0893
-20	399,6	0,000803	0,06400	0,06480	27,92	218,07	245,99	28,24	243,65	271,89	0,1154	0,9625	1,0779
-15	480,4	0,000815	0,05334	0,05416	35,08	212,79	247,88	35,47	238,42	273,90	0,1435	0,9236	1,0671
-10	573,1	0,000827	0,04470	0,04553	42,32	207,36	249,69	42,80	232,98	275,78	0,1713	0,8854	1,0567
-5	678,9	0,000841	0,03764	0,03848	49,65	201,75	251,41	50,22	227,31	277,53	0,1989	0,8477	1,0466
0	798,7	0,000855	0,03182	0,03267	57,07	195,95	253,02	57,76	221,37	279,12	0,2264	0,8104	1,0368
5	933,9	0,000870	0,02699	0,02786	64,60	189,93	254,53	65,41	215,13	280,55	0,2537	0,7734	1,0272
10	1085,7	0,000886	0,02295	0,02383	72,24	183,66	255,90	73,21	208,57	281,78	0,2810	0,7366	1,0176
15	1255,4	0,000904	0,01955	0,02045	80,02	177,10	257,12	81,15	201,64	282,79	0,3083	0,6998	1,0081
20	1444,2	0,000923	0,01666	0,01758	87,94	170,21	258,16	89,27	194,28	283,55	0,3357	0,6627	0,9984
25	1653,6	0,000944	0,01420	0,01514	96,03	162,95	258,98	97,59	186,43	284,02	0,3631	0,6253	0,9884
30	1885,1	0,000968	0,01208	0,01305	104,32	155,24	259,56	106,14	178,02	284,16	0,3908	0,5872	0,9781
35	2140,2	0,000995	0,01025	0,01124	112,83	147,00	259,83	114,95	168,94	283,89	0,4189	0,5482	0,9671
40	2420,7	0,001025	0,00865	0,00967	121,61	138,11	259,72	124,09	159,04	283,13	0,4473	0,5079	0,9552
45	2728,3	0,001060	0,00723	0,00829	130,72	128,41	259,13	133,61	148,14	281,76	0,4765	0,4656	0,9421
50	3065,2	0,001103	0,00597	0,00707	140,27	117,63	257,90	143,65	135,93	279,58	0,5067	0,4206	0,9273
55	3433,7	0,001156	0,00482	0,00598	150,44	105,34	255,78	154,41	121,89	276,30	0,5384	0,3715	0,9099
60	3836,9	0,001227	0,00374	0,00497	161,57	90,70	252,27	166,28	105,04	271,33	0,5729	0,3153	0,8882
65	4278,3	0,001338	0,00265	0,00399	174,59	71,59	246,19	180,32	82,95	263,26	0,6130	0,2453	0,8583
70	4763,1	0,001619	0,00124	0,00286	194,53	37,47	232,01	202,24	43,40	245,64	0,6752	0,1265	0,8017
71,3	4901,2	0,00218	0	0,00218	215,78	0	215,78	226,46	0	226,46	0,7440	0	0,7440

Tabela B.4.2

R-410a superaquecido

T °C	v	u	h	s	v	u	h	s	
	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	
50 kPa (-64,34 °C)					100 kPa (-51,65 °C)				
Sat.	0,46484	226,90	250,15	1,2070	0,24247	232,70	256,94	1,1621	
-60	0,47585	229,60	253,40	1,2225	-	-	-	-	
-40	0,52508	241,94	268,20	1,2888	0,25778	240,40	266,18	1,2027	
-20	0,57295	254,51	283,16	1,3504	0,28289	253,44	281,73	1,2667	
0	0,62016	267,52	298,53	1,4088	0,30723	266,72	297,44	1,3265	
20	0,66698	281,05	314,40	1,4649	0,33116	280,42	313,54	1,3833	
40	0,71355	295,15	330,83	1,5191	0,35483	294,64	330,12	1,4380	
60	0,75995	309,84	347,83	1,5717	0,37833	309,40	347,24	1,4910	
80	0,80623	325,11	365,43	1,6230	0,40171	324,75	364,92	1,5425	
100	0,85243	340,99	383,61	1,6731	0,42500	340,67	383,17	1,5928	
120	0,89857	357,46	402,38	1,7221	0,44822	357,17	401,99	1,6419	
140	0,94465	374,50	421,74	1,7701	0,47140	374,25	421,39	1,6901	
160	0,99070	392,12	441,65	1,8171	0,49453	391,89	441,34	1,7372	
180	1,03671	410,28	462,12	1,8633	0,51764	410,07	461,84	1,7835	
200	1,08270	428,98	483,11	1,9087	0,54072	428,79	482,86	1,8289	
220	1,12867	448,19	504,63	1,9532	0,56378	448,02	504,40	1,8734	
240	1,17462	467,90	526,63	1,9969	0,58682	467,74	526,42	1,9172	
150 kPa (-43,95 °C)					200 kPa (-37,01 °C)				
Sat.	0,16540	236,36	261,17	1,1368	0,12591	239,09	264,27	1,1192	
-40	0,16851	238,72	263,99	1,1489	-	-	-	-	
-20	0,18613	252,34	280,26	1,2159	0,13771	251,18	278,72	1,1783	
0	0,20289	265,90	296,33	1,2770	0,15070	265,06	295,20	1,2410	
20	0,21921	279,78	312,66	1,3347	0,16322	279,13	311,78	1,2995	
40	0,23525	294,12	329,40	1,3899	0,17545	293,59	328,68	1,3553	
60	0,25112	308,97	346,64	1,4433	0,18750	308,53	346,03	1,4090	
80	0,26686	324,37	364,40	1,4950	0,19943	324,00	363,89	1,4610	
100	0,28251	340,35	382,72	1,5455	0,21127	340,02	382,28	1,5117	
120	0,29810	356,89	401,60	1,5948	0,22305	356,60	401,21	1,5611	
140	0,31364	374,00	421,04	1,6430	0,23477	373,74	420,70	1,6094	
160	0,32915	391,66	441,03	1,6902	0,24645	391,43	440,72	1,6568	
180	0,34462	409,87	461,56	1,7366	0,25810	409,66	461,28	1,7032	
200	0,36006	428,60	482,61	1,7820	0,26973	428,41	482,35	1,7487	
220	0,37548	447,84	504,16	1,8266	0,28134	447,67	503,93	1,7933	
240	0,39089	467,58	526,21	1,8705	0,29293	467,41	526,00	1,8372	
260	0,40628	487,78	548,73	1,9135	0,30450	487,63	548,53	1,8803	

Tabela B.4.2 (continuação)

R-410a superaquecido

T °C	v	u	h	s	v	u	h	s	
	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	
300 kPa (-27,37 °C)					400 kPa (-19,98 °C)				
Sat.	0,08548	243,08	268,72	1,0949	0,06475	246,00	271,90	1,0779	
-20	0,08916	248,71	275,46	1,1219	-	-	-	-	
0	0,09845	263,33	292,87	1,1881	0,07227	261,51	290,42	1,1483	
20	0,10720	277,81	309,96	1,2485	0,07916	276,44	308,10	1,2108	
40	0,11564	292,53	327,22	1,3054	0,08571	291,44	325,72	1,2689	
60	0,12388	307,65	344,81	1,3599	0,09207	306,75	343,58	1,3242	
80	0,13200	323,25	362,85	1,4125	0,09828	322,49	361,80	1,3773	
100	0,14003	339,37	381,38	1,4635	0,10440	338,72	380,48	1,4288	
120	0,14798	356,03	400,43	1,5132	0,11045	355,45	399,64	1,4788	
140	0,15589	373,23	420,00	1,5617	0,11645	372,72	419,30	1,5276	
160	0,16376	390,97	440,10	1,6093	0,12241	390,51	439,47	1,5752	
180	0,17159	409,24	460,72	1,6558	0,12834	408,82	460,16	1,6219	
200	0,17940	428,03	481,85	1,7014	0,13424	427,64	481,34	1,6676	
220	0,18719	447,31	503,47	1,7462	0,14012	446,96	503,01	1,7125	
240	0,19496	467,09	525,58	1,7901	0,14598	466,76	525,15	1,7565	
260	0,20272	487,33	548,15	1,8332	0,15182	487,03	547,76	1,7997	
280	0,21046	508,02	571,16	1,8756	0,15766	507,74	570,81	1,8422	
500 kPa (-13,89 °C)					600 kPa (-8,67 °C)				
Sat.	0,05208	248,29	274,33	1,0647	0,04351	250,15	276,26	1,0540	
0	0,05651	259,59	287,84	1,1155	0,04595	257,54	285,12	1,0869	
20	0,06231	275,02	306,18	1,1803	0,05106	273,56	304,20	1,1543	
40	0,06775	290,32	324,20	1,2398	0,05576	289,19	322,64	1,2152	
60	0,07297	305,84	342,32	1,2959	0,06023	304,91	341,05	1,2722	
80	0,07804	321,72	360,74	1,3496	0,06455	320,94	359,67	1,3265	
100	0,08302	338,05	379,56	1,4014	0,06877	337,38	378,65	1,3787	
120	0,08793	354,87	398,84	1,4517	0,07292	354,29	398,04	1,4294	
140	0,09279	372,20	418,60	1,5007	0,07701	371,68	417,89	1,4786	
160	0,09760	390,05	438,85	1,5486	0,08106	389,58	438,22	1,5266	
180	0,10238	408,40	459,59	1,5954	0,08508	407,98	459,03	1,5736	
200	0,10714	427,26	480,83	1,6413	0,08907	426,88	480,32	1,6196	
220	0,11187	446,61	502,55	1,6862	0,09304	446,26	502,08	1,6646	
240	0,11659	466,44	524,73	1,7303	0,09700	466,11	524,31	1,7088	
260	0,12129	486,73	547,37	1,7736	0,10093	486,42	546,98	1,7521	
280	0,12598	507,46	570,45	1,8161	0,10486	507,18	570,09	1,7947	
300	0,13066	528,62	593,95	1,8578	0,10877	528,36	593,62	1,8365	

Tabela B.4.2 (continuação)
R-410a superaquecido

T °C	800 kPa (0,05 °C)				1000 kPa (7,25 °C)			
	v	u	h	s	v	u	h	s
	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)
Sat.	0,03262	253,04	279,14	1,0367	0,02596	255,16	281,12	1,0229
20	0,03693	270,47	300,02	1,1105	0,02838	267,11	295,49	1,0730
40	0,04074	286,83	319,42	1,1746	0,03170	284,35	316,05	1,1409
60	0,04429	303,01	338,44	1,2334	0,03470	301,04	335,75	1,2019
80	0,04767	319,36	357,49	1,2890	0,03753	317,73	355,27	1,2588
100	0,05095	336,03	376,79	1,3421	0,04025	334,65	374,89	1,3128
120	0,05415	353,11	396,42	1,3934	0,04288	351,91	394,79	1,3648
140	0,05729	370,64	416,47	1,4431	0,04545	369,58	415,04	1,4150
160	0,06039	388,65	436,96	1,4915	0,04798	387,70	435,68	1,4638
180	0,06345	407,13	457,90	1,5388	0,05048	406,28	456,76	1,5113
200	0,06649	426,10	479,30	1,5850	0,05294	425,33	478,27	1,5578
220	0,06951	445,55	501,15	1,6302	0,05539	444,84	500,23	1,6032
240	0,07251	465,46	523,46	1,6746	0,05781	464,80	522,62	1,6477
260	0,07549	485,82	546,21	1,7181	0,06023	485,21	545,43	1,6914
280	0,07846	506,61	569,38	1,7607	0,06262	506,05	568,67	1,7341
300	0,08142	527,83	592,97	1,8026	0,06501	527,30	592,31	1,7761
1200 kPa (13,43 °C)								
Sat.	0,02145	256,75	282,50	1,0111	0,01819	257,94	283,40	1,0006
20	0,02280	263,39	290,51	1,0388	0,01838	259,18	284,90	1,0057
40	0,02563	281,72	312,48	1,1113	0,02127	278,93	308,71	1,0843
60	0,02830	299,00	332,96	1,1747	0,02371	296,88	330,07	1,1505
80	0,03077	316,06	352,98	1,2331	0,02593	314,35	350,64	1,2105
100	0,03311	333,24	372,97	1,2881	0,02801	331,80	371,01	1,2666
120	0,03537	350,69	393,13	1,3408	0,03000	349,46	391,46	1,3199
140	0,03756	368,51	413,59	1,3915	0,03192	367,43	412,13	1,3712
160	0,03971	386,75	434,40	1,4407	0,03380	385,79	433,12	1,4208
180	0,04183	405,43	455,62	1,4886	0,03565	404,56	454,47	1,4690
200	0,04391	424,55	477,24	1,5353	0,03746	423,77	476,21	1,5160
220	0,04597	444,12	499,29	1,5809	0,03925	443,41	498,36	1,5618
240	0,04802	464,14	521,77	1,6256	0,04102	463,49	520,92	1,6066
260	0,05005	484,60	544,66	1,6693	0,04278	483,99	543,88	1,6505
280	0,05207	505,48	567,96	1,7122	0,04452	504,91	567,25	1,6936
300	0,05407	526,77	591,66	1,7543	0,04626	526,25	591,01	1,7358
320	0,05607	548,47	615,75	1,7956	0,04798	547,97	615,14	1,7772

Tabela B.4.2 (continuação)
R-410a superaquecido

T °C	1800 kPa (28,22 °C)				2000 kPa (32,31 °C)			
	v	u	h	s	v	u	h	s
	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m³/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)
Sat.	0,01376	259,38	284,15	0,9818	0,01218	259,72	284,09	0,9731
40	0,01534	272,67	300,29	1,0344	0,01321	269,07	295,49	1,0099
60	0,01754	292,34	323,92	1,1076	0,01536	289,90	320,62	1,0878
80	0,01945	310,76	345,77	1,1713	0,01717	308,88	343,22	1,1537
100	0,02119	328,84	366,98	1,2297	0,01880	327,30	364,91	1,2134
120	0,02283	346,93	388,03	1,2847	0,02032	345,64	386,29	1,2693
140	0,02441	365,24	409,17	1,3371	0,02177	364,12	407,66	1,3223
160	0,02593	383,85	430,51	1,3875	0,02317	382,86	429,20	1,3732
180	0,02741	402,82	452,16	1,4364	0,02452	401,94	450,99	1,4224
200	0,02886	422,19	474,14	1,4839	0,02585	421,40	473,10	1,4701
220	0,03029	441,97	496,49	1,5301	0,02715	441,25	495,55	1,5166
240	0,03170	462,16	519,22	1,5753	0,02844	461,50	518,37	1,5619
260	0,03309	482,77	542,34	1,6195	0,02970	482,16	541,56	1,6063
280	0,03447	503,78	565,83	1,6627	0,03095	503,21	565,12	1,6497
300	0,03584	525,19	589,70	1,7051	0,03220	524,66	589,05	1,6922
320	0,03720	546,98	613,94	1,7467	0,03343	546,49	613,35	1,7338
340	0,03855	569,15	638,54	1,7875	0,03465	568,69	637,99	1,7747
3000 kPa (49,07 °C)								
Sat.	0,00729	258,19	280,06	0,9303	0,00460	250,37	268,76	0,8782
60	0,00858	274,96	300,70	0,9933	-	-	-	-
80	0,01025	298,38	329,12	1,0762	0,00951	285,02	311,48	1,0028
100	0,01159	319,07	353,84	1,1443	0,00792	309,62	341,29	1,0850
120	0,01277	338,84	377,16	1,2052	0,00897	331,39	367,29	1,1529
140	0,01387	358,32	399,92	1,2617	0,00990	352,14	391,75	1,2136
160	0,01489	377,80	422,49	1,3150	0,01076	372,51	415,53	1,2698
180	0,01588	397,46	445,09	1,3661	0,01156	392,82	439,05	1,3229
200	0,01683	417,37	467,85	1,4152	0,01232	413,25	462,52	1,3736
220	0,01775	437,60	490,84	1,4628	0,01305	433,88	486,10	1,4224
240	0,01865	458,16	514,11	1,5091	0,01377	454,79	509,85	1,4696
260	0,01954	479,08	537,69	1,5541	0,01446	475,99	533,83	1,5155
280	0,02041	500,37	561,59	1,5981	0,01514	497,51	558,08	1,5601
300	0,02127	522,01	585,81	1,6411	0,01581	519,37	582,60	1,6037
320	0,02212	544,02	610,37	1,6833	0,01647	541,55	607,42	1,6462
340	0,02296	566,37	635,25	1,7245	0,01712	564,06	632,54	1,6879
360	0,02379	589,07	660,45	1,7650	0,01776	586,90	657,95	1,7286

Tabela B.5.2 (continuação)
R-134a superaquecido

Table with 13 columns: Temp. °C, v (m³/kg), u (kJ/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kg K), v (m³/kg), u (kJ/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kg K), v (m³/kg), u (kJ/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kg K). Rows include saturation data for 500, 600, 800, 1000, 1200, and 1400 kPa, and subcooled data from 20°C to 180°C at 1000, 1200, and 1400 kPa.

Tabela B.5.2 (continuação)
R-134a superaquecido

Table with 13 columns: Temp. °C, v (m³/kg), u (kJ/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kg K), v (m³/kg), u (kJ/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kg K), v (m³/kg), u (kJ/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kg K). Rows include saturation data for 1600, 2000, and 3000 kPa, and subcooled data from 60°C to 180°C at 4000, 6000, and 10000 kPa.

Tabela B.6 – Propriedades Termodinâmicas do Nitrogênio

Tabela B.6.1 – Nitrogênio saturado

Temp. K	Pressão MPa	Volume específico (m ³ /kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido saturado v_f	Evap. v_g	Vapor saturado v_g	Líquido saturado u_f	Evap. u_{fg}	Vapor saturado u_g	Líquido saturado h_f	Evap. h_{fg}	Vapor saturado h_g	Líquido saturado s_f	Evap. s_{fg}	Vapor saturado s_g
63,1	12,5	0,001150	1,48074	1,48189	-150,92	196,86	45,94	-150,91	215,39	64,48	2,4234	3,4109	5,8343
65	17,4	0,001160	1,09231	1,09347	-147,19	194,37	47,17	-147,17	213,38	66,21	2,4816	3,2828	5,7645
70	38,6	0,001191	0,52513	0,52632	-137,13	187,54	50,40	-137,09	207,79	70,70	2,6307	2,9684	5,5991
75	76,1	0,001223	0,28052	0,28174	-127,04	180,47	53,43	-126,95	201,82	74,87	2,7700	2,6909	5,4609
77,3	101,3	0,001240	0,21515	0,21639	-122,27	177,04	54,76	-122,15	198,84	76,69	2,8326	2,5707	5,4033
80	137,0	0,001259	0,16249	0,16375	-116,86	173,06	56,20	-116,69	195,32	78,63	2,9014	2,4415	5,3429
85	229,1	0,001299	0,10018	0,10148	-106,55	165,20	58,65	-106,25	188,15	81,90	3,0266	2,2135	5,2401
90	360,8	0,001343	0,06477	0,06611	-96,06	156,76	60,70	-95,58	180,13	84,55	3,1466	2,0015	5,1480
95	541,1	0,001393	0,04337	0,04476	-85,35	147,60	62,25	-84,59	171,07	86,47	3,2627	1,8007	5,0634
100	779,2	0,001452	0,02975	0,03120	-74,33	137,50	63,17	-73,20	160,68	87,48	3,3761	1,6068	4,9829
105	1084,6	0,001522	0,02066	0,02218	-62,89	126,18	63,29	-61,24	148,59	87,35	3,4883	1,4151	4,9034
110	1467,6	0,001610	0,01434	0,01595	-50,81	113,11	62,31	-48,45	134,15	85,71	3,6017	1,2196	4,8213
115	1939,3	0,001729	0,00971	0,01144	-37,66	97,36	59,70	-34,31	116,19	81,88	3,7204	1,0104	4,7307
120	2513,0	0,001915	0,00608	0,00799	-22,42	76,63	54,21	-17,61	91,91	74,30	3,8536	0,7659	4,6195
125	3208,0	0,002355	0,00254	0,00490	-0,83	40,73	39,90	6,73	48,88	55,60	4,0399	0,3910	4,4309
126,2	3397,8	0,003194	0	0,00319	18,94	0	18,94	29,79	0	29,79	4,2193	0	4,2193

Tabela B.7 – Propriedades Termodinâmicas do Metano

Tabela B.7.1 – Metano saturado

Temp. K	Pressão kPa	Volume específico (m ³ /kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido saturado v_f	Evap. v_g	Vapor saturado v_r	Líquido saturado u_f	Evap. u_{fg}	Vapor saturado u_r	Líquido saturado h_f	Evap. h_{fg}	Vapor saturado h_r	Líquido saturado s_f	Evap. s_{fg}	Vapor saturado s_r
90,7	11,7	0,002215	3,97941	3,98163	-358,10	496,59	138,49	-358,07	543,12	185,05	4,2264	5,9891	10,2155
95	19,8	0,002243	2,44845	2,45069	-343,79	488,62	144,83	-343,75	537,18	193,43	4,3805	5,6545	10,0350
100	34,4	0,002278	1,47657	1,47885	-326,90	478,96	152,06	-326,83	529,77	202,94	4,5538	5,2977	9,8514
105	56,4	0,002315	0,93780	0,94012	-309,79	468,89	159,11	-309,66	521,82	212,16	4,7208	4,9697	9,6905
110	88,2	0,002353	0,62208	0,62443	-292,50	458,41	165,91	-292,29	513,29	221,00	4,8817	4,6663	9,5480
111,7	101,3	0,002367	0,54760	0,54997	-286,74	454,85	168,10	-286,50	510,33	223,83	4,9336	4,5706	9,5042
115	132,3	0,002395	0,42800	0,43040	-275,05	447,48	172,42	-274,74	504,12	229,38	5,0368	4,3836	9,4205
120	191,6	0,002439	0,30367	0,30610	-257,45	436,02	178,57	-256,98	494,20	237,23	5,1867	4,1184	9,3051
125	269,0	0,002486	0,22108	0,22357	-239,66	423,97	184,32	-238,99	483,44	244,45	5,3321	3,8675	9,1996
130	367,6	0,002537	0,16448	0,16701	-221,65	411,25	189,60	-220,72	471,72	251,00	5,4734	3,6286	9,1020
135	490,7	0,002592	0,12458	0,12717	-203,40	397,77	194,37	-202,13	458,90	256,77	5,6113	3,3993	9,0106
140	641,6	0,002653	0,09575	0,09841	-184,86	383,42	198,56	-183,16	444,85	261,69	5,7464	3,1775	8,9239
145	823,7	0,002719	0,07445	0,07717	-165,97	368,06	202,09	-163,73	429,38	265,66	5,8794	2,9613	8,8406
150	1040,5	0,002794	0,05839	0,06118	-146,65	351,53	204,88	-143,74	412,29	268,54	6,0108	2,7486	8,7594
155	1295,6	0,002877	0,04605	0,04892	-126,82	333,61	206,79	-123,09	393,27	270,18	6,1415	2,5372	8,6787
160	1592,8	0,002974	0,03638	0,03936	-106,35	314,01	207,66	-101,61	371,96	270,35	6,2724	2,3248	8,5971
165	1935,9	0,003086	0,02868	0,03177	-85,06	292,30	207,24	-79,08	347,82	268,74	6,4046	2,1080	8,5126
170	2329,3	0,003222	0,02241	0,02563	-62,67	267,81	205,14	-55,17	320,02	264,85	6,5399	1,8824	8,4224
175	2777,6	0,003393	0,01718	0,02058	-38,75	239,47	200,72	-29,33	287,20	257,87	6,6811	1,6411	8,3223
180	3286,4	0,003623	0,01266	0,01629	-12,43	205,16	192,73	-0,53	246,77	246,25	6,8333	1,3710	8,2043
185	3863,2	0,003977	0,00846	0,01243	18,47	159,49	177,96	33,83	192,16	226,00	7,0095	1,0387	8,0483
190	4520,5	0,004968	0,00300	0,00797	69,10	67,01	136,11	91,56	80,58	172,14	7,3015	0,4241	7,7256
190,6	4599,2	0,006148	0	0,00615	101,46	0	101,46	129,74	0	129,74	7,4999	0	7,4999

Apêndice D

Equação de Estado

Tabela D.1

Equações de estado

Modelo	c	d	b ₀	a ₀
Gás Ideal	0	0	0	0
Van der Waals	0	0	1/8	27/64
Redlich-Kwong	1	0	0,08664	0,42748 (T _r) ^{-1/2}
Soave	1	0	0,08664	0,42748 [1 + f(1 - T _r ^{1/2})] ²
Peng-Robinson	2	-1	0,0778	0,45724 [1 + f(1 - T _r ^{1/2})] ²

Tabela D.3

Fatores de compressibilidade na saturação líquido-vapor (fluido simples de Lee-Kesler)

T _r	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95	1
P _r ^{sat}	2,7E-4	4,6E-3	0,028	0,099	0,252	0,373	0,532	0,737	1
Z _r	6,5E-5	9,5E-4	0,0052	0,017	0,042	0,062	0,090	0,132	0,29
Z _r	0,999	0,988	0,957	0,897	0,807	0,747	0,673	0,569	0,29

Tabela D.4

Fatores acêntricos de algumas substâncias

Substância		ω	Substância		ω
Água	H ₂ O	0,344	Hélio	He	-0,365
Amônia	NH ₃	0,25	Metano	CH ₄	0,011
Argônio	Ar	0,001	Neônio	Ne	-0,029
Bromo	Br ₂	0,108	Nitrogênio	N ₂	0,039
n-Butano	C ₄ H ₁₀	0,199	R-32	CF ₂ H ₂	0,277
Etano	C ₂ H ₆	0,099	R-125	CHF ₂ CF ₃	0,305

Tabela D.2

Equação de estado de Lee-Kesler

A equação generalizada de estado de Lee-Kesler é:

$$Z = \frac{P_r v_r}{T_r} = 1 + \frac{B}{v_r} + \frac{C}{v_r^2} + \frac{D}{v_r^5} + \frac{c_4}{T_r^3 v_r^2} \beta + \frac{\gamma}{v_r^2} \exp - \frac{\gamma}{v_r^2}$$

$$B = b_1 - \frac{b_2}{T_r} - \frac{b_3}{T_r^2} - \frac{b_4}{T_r^3}$$

$$C = c_1 - \frac{c_2}{T_r} + \frac{c_3}{T_r^3}$$

$$D = d_1 + \frac{d_2}{T_r}$$

em que:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad P_r = \frac{P}{P_c} \quad v_r = \frac{v}{RT_c/P_c}$$

Os valores das constantes são os seguintes:

Constante	Fluido simples	Constante	Fluido simples
b ₁	0,1181193	c ₃	0,0
b ₂	0,265728	c ₄	0,042724
b ₃	0,154790	d ₁ × 10 ⁴	0,155488
b ₄	0,030323	d ₂ × 10 ⁴	0,623689
c ₁	0,0236744	β	0,65392
c ₂	0,0186984	γ	0,060167

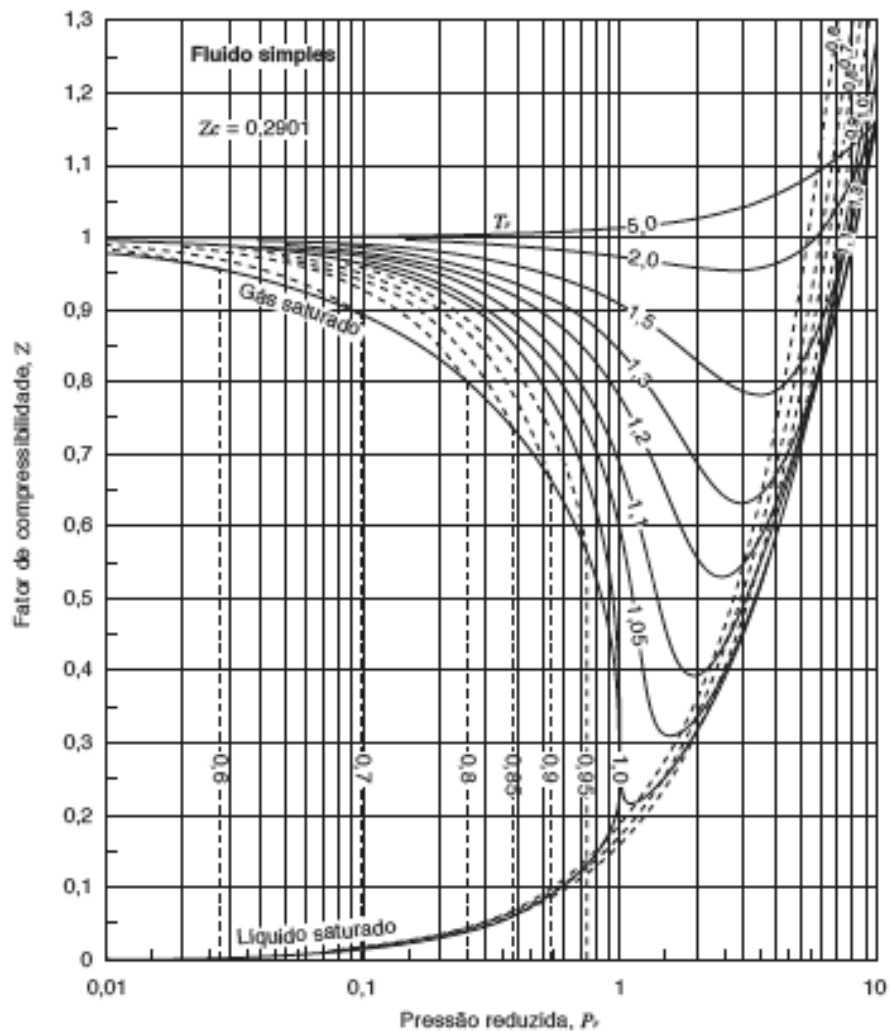


Figura D.1
 Fator de compressibilidade para o fluido de Lee-Kesler simples.

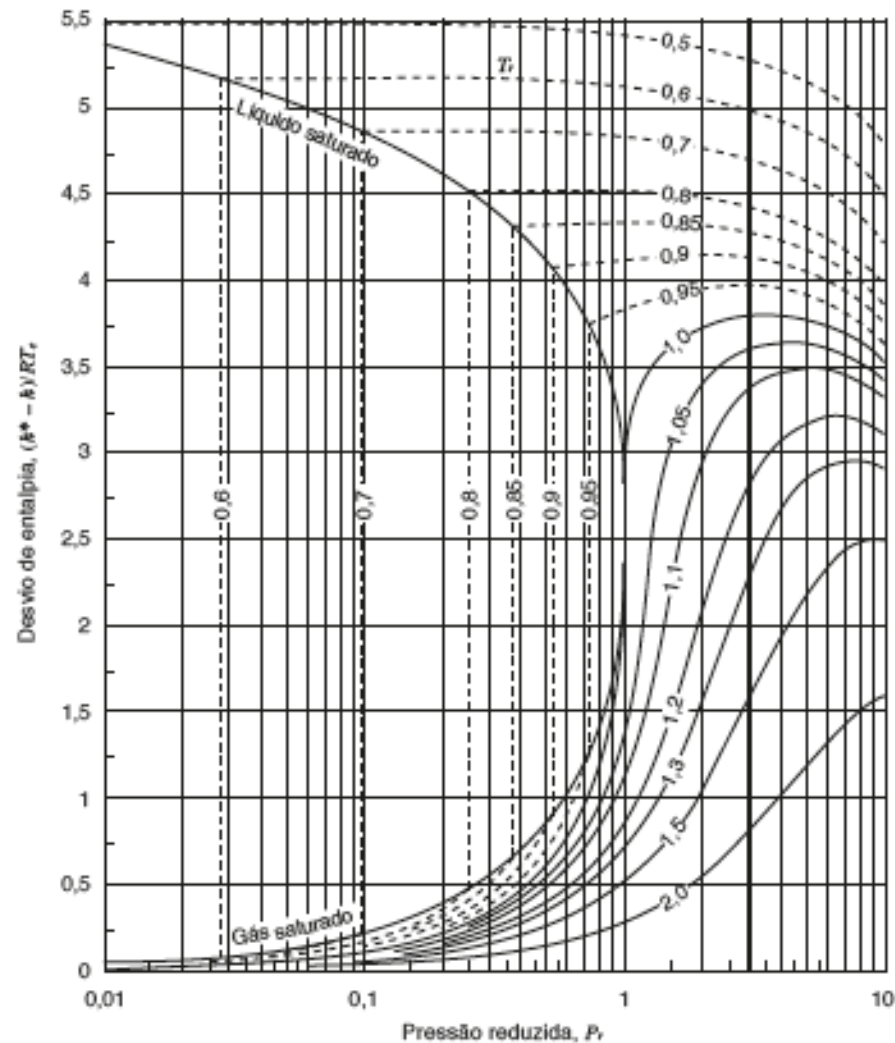


Figura D.2
 Desvio de entalpia para o fluido de Lee-Kesler simples.

Perguntas?

Contato:



(+5521) 99759-1661



<http://lattes.cnpq.br/9510794972870727>



@carloscatunda



carlos.catunda@cefet-rj.br

