

TERMODINÂMICA

CICLOS DE POTÊNCIA

R. Sobral

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

rodolfo.sobral@cefet-rj.br

Programa do Curso - Avaliação 02

- 3º Lei da Termodinâmica
- Geração de Entropia e Destruição de Exergia
- Ciclos de Potência
- Ciclos de Refrigeração
- Psicrometria
- Relações Termodinâmicas

Ementa

- 1 Ciclos de Potência
 - Gás

Definição

Dispositivos ou sistemas utilizados para produzir potência são geralmente chamados de motores ou máquinas, e os ciclos termodinâmicos nos quais eles operam são chamados de ciclos de potência.

Classificação

- Quanto a fase do fluido de trabalho
 - Gás → sem mudança de fase
 - Vapor → com mudança de fase
- Quanto ao escoamento
 - Fechado → fluido de trabalho volta ao estado inicial no final do ciclo
 - Aberto → fluido de trabalho é renovado ao final de cada ciclo

Máquinas térmicas

Classificadas quanto a forma como o calor é fornecido para o fluido de trabalho, podem ser de combustão:

- Externa → calor é fornecido ao fluido de trabalho de uma fonte externa (fornalha, poço geotérmico, reator nuclear ou até o sol)

usinas de potência a vapor

- Interna → queima do combustível ocorre dentro da fronteira do sistema.

motores de automóveis

Ciclos Real, Ideal e de Carnot

Ciclos ideais são internamente reversíveis, mas ao contrário do ciclo de Carnot, eles não são necessariamente externamente reversíveis. Ou seja, eles podem envolver irreversibilidades externas ao sistema, como transferência de calor com diferença finita de temperatura.

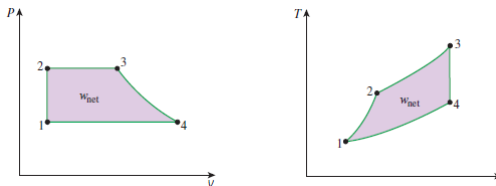
Para ciclos ideais os processos são considerados:

- sem atrito;
- quase estáticos;
- adiabáticos.

Análise Gráfica

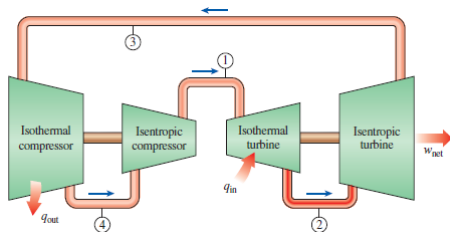
Na análise gráfica dos ciclos de potência a área delimitada pelas curvas de processo no diagrama $P - \nu$ representará o trabalho líquido produzido durante o ciclo.

No diagrama $T - s$ a área sob as curvas de processo representará a transferência de calor de cada processo.



Ciclo de Carnot

O valor real do ciclo de Carnot vem do fato de ele ser um padrão com relação ao qual os ciclos ideais e reais podem ser comparados.

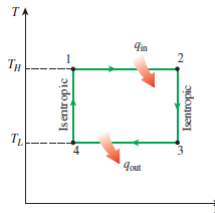
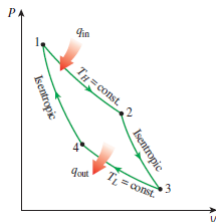


Arranjo de equipamentos representativos do ciclo de Carnot

Ciclo de Carnot

Quatro processos totalmente reversíveis:

- 1-2 $\rightarrow$ fornecimento isotérmico de calor;
- 2-3 $\rightarrow$ expansão isentrópica;
- 3-4 $\rightarrow$ rejeição isotérmica de calor;
- 4-1 $\rightarrow$ compressão isentrópica.



Hipótese do Padrão a Ar

Os motores de ignição por centelha, os motores a diesel e as turbinas a gás são exemplos de dispositivos que operam em ciclos a gás. Em todas estas máquinas, a energia é fornecida pela queima de um combustível dentro das fronteiras do sistema.

Embora os motores de combustão interna operem em um ciclo mecânico, pistão retornando à posição inicial ao final de cada revolução, no entanto o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico completo, ele é expelido do motor em algum ponto do ciclo como gases de exaustão, em vez de retornar ao estado inicial.



Hipótese do Padrão a Ar

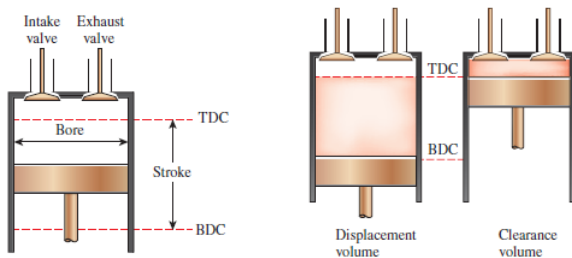
Afim de simplificar a análise dos ciclos de potência a gás reais, fazem-se algumas hipóteses:

- gás ideal;
- internamente reversíveis;
- fornecimento de calor;
- rejeição de calor.

Daí o nome de ciclo padrão a ar

Motores Alternativos

Composto por válvulas de admissão e de descarga, um pistão de diâmetro tal que atua num curso que vai do ponto morto inferior ao ponto morto superior.



Motores Alternativos

A relação entre o volume máximo formado no cilindro e o volume mínimo (morto) é chamada de razão de compressão do motor:

$$r = \frac{V_{máx}}{V_{mín}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

Motores Alternativos

Outra grandeza de grande importância em motores alternativos é a pressão média efetiva, pressão fictícia que, se agisse sobre o pistão durante todo o curso ou tempo, o motor produziria a mesma quantidade de trabalho líquido que a produzido durante o ciclo real.

$$W_{líq} = PME \times \text{Área do pistão} \times \text{Curso} = PME \times \text{Volume deslocado}$$

$$PME = \frac{W_{líq}}{V_{máx} - V_{mín}} = \frac{w_{líq}}{v_{máx} - v_{mín}}$$

Parâmetro de comparação de desempenho de motores alternativos de igual tamanho, o motor com maior *PME* produzirá mais trabalho líquido por ciclo e, portanto terá melhor desempenho

Motores Alternativos

Motores alternativos são classificados como motores de ignição por centelha e motores de ignição por compressão, dependendo de como é iniciado o processo de combustão no cilindro.

- Ignição por centelha

Combustão da mistura ar combustível iniciada por vela de ignição

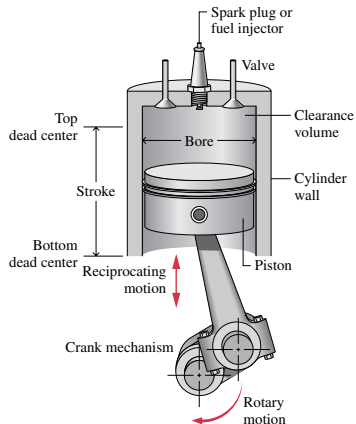
- Ignição por compressão

Ignição da mistura ar combustível resultado da compressão da mistura acima da temperatura de auto ignição

Ciclo Otto

Desenvolvido pelo engenheiro alemão Nikolaus August Otto é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por centelha de quatro tempos. Tem como característica principal a execução de quatro cursos completos pelo pistão compostos de dois ciclos mecânicos, o eixo de manivelas realiza duas revoluções para cada ciclo termodinâmico.

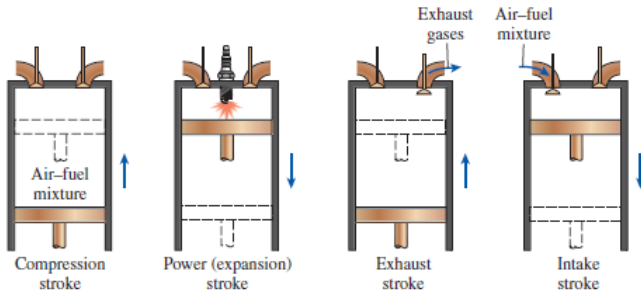
Ciclo Otto



Nos motores ocorre a exaustão e substituição dos gases de combustão pela mistura de ar fresco e combustível ao final de cada ciclo. O motor opera em um ciclo mecânico, mas o fluido de trabalho não realiza um ciclo termodinâmico completo

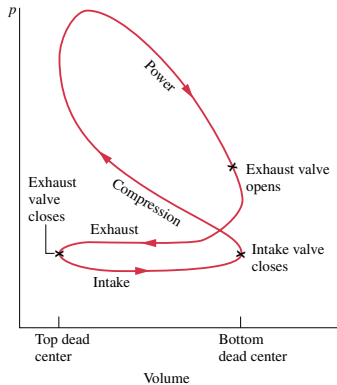
Ciclo Otto Real

Inicialmente as válvulas de admissão e descarga estão fechadas, e o pistão encontra-se no PMI, durante o curso de compressão, o pistão move-se comprimindo a mistura ar combustível, logo quando o pistão atinge o PMS a vela emite centelhas permitindo a ignição, aumentando a pressão e temperatura de todo o sistema. A alta pressão dos gases força o pistão, que por sua vez força o eixo de manivelas a girar, produzindo trabalho útil durante o curso de expansão ou curso motor do sistema. Por fim o pistão encontra-se no PMI e o cilindro contendo produtos de combustão, o pistão move-se para cima mais uma vez, expulsando os gases de exaustão através da válvula de descarga.

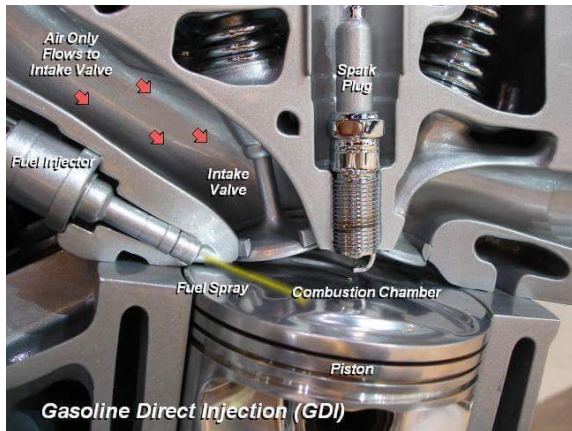


Note que a pressão do cilindro está ligeiramente acima do valor atmosférico durante o tempo de exaustão e ligeiramente abaixo durante o tempo de admissão.

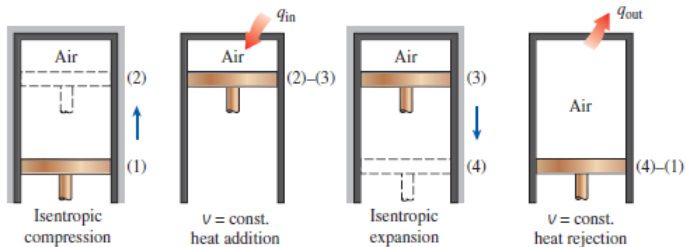
Ciclo Otto Real



Ciclo Otto Real



Ciclo Otto Ideal

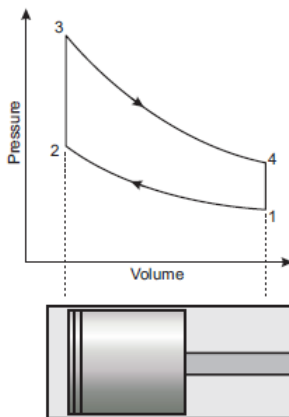


Ciclo Otto Ideal

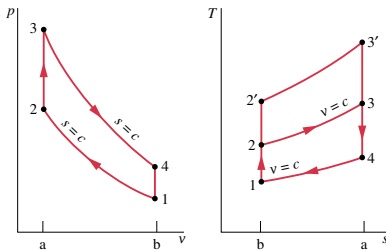
Consiste em quatro processos internamente reversíveis:

- 1-2 $\rightarrow$ compressão isentrópica;
- 2-3 $\rightarrow$ fornecimento de calor a volume constante;
- 3-4 $\rightarrow$ expansão isentrópica;
- 4-1 $\rightarrow$ rejeição de calor a volume constante.

Ciclo Otto Ideal



Ciclo Otto Ideal



Ciclo Otto Ideal - Balanço de Energia

O ciclo Otto é executado em sistema fechado e, desprezando as variações das energias cinética e potencial, o balanço de energia dos processos é expresso, por

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = \Delta u$$

Processos de transferência de calor ocorrem a volume constante, não envolvendo trabalho, e a transferência de calor pode ser escrita como

$$q_e = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

$$q_s = u_4 - u_1 = c_v (T_4 - T_1)$$

Ciclo Otto Ideal - Eficiência

Para o termo de eficiência tem-se

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Os processos 1 – 2 e 3 – 4 são isentrópicos e $\nu_2 = \nu_3$ e $\nu_1 = \nu_4$, daí

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{\nu_3}{\nu_4} \right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

portanto

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

Ciclo Otto Ideal - Eficiência

Daí

$$T_4/T_1 - 1 = T_3/T_2 - 1$$

logo

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

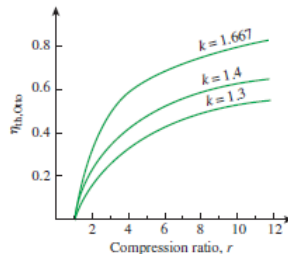
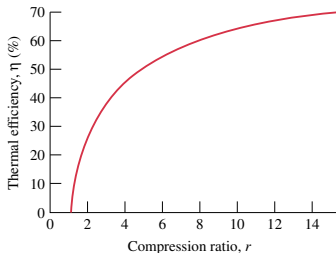
sendo a razão de compressão

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{\nu_1}{\nu_2}$$

substituindo tais termos na relação da eficiência térmica

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

Eficiência x Razão de Compressão



Inclinação é bastante relevante a razões de compressão baixas, porém torna-se um fator de pouca interferência a razões de compressão altas. Vale ressaltar, que quando são utilizadas altas razões de compressão a mistura de ar combustível atinge temperatura de auto ignição do combustível, causando queima precoce e rápida do combustível à frente da chama, seguida por inflamação quase instantânea do gás, tal ignição prematura gera ruído audível chamado de batida do motor. A auto ignição em motores de ignição por centelha prejudica o desempenho e causa danos estruturais ao motor, tal fator delimita razões de compressões em motores de ciclo Otto

Considerações

- Os principais fatores da discrepância entre as eficiências do ciclo real e ideal são as irreversibilidades referente ao atrito e outros fatores como combustão incompleta;
- Motores a gasolina geralmente operam em razões de compressão na faixa de 6 a 10, aperfeiçoamentos na gasolina tal como mistura com chumbo tetraetílico permitem razões de até 12;

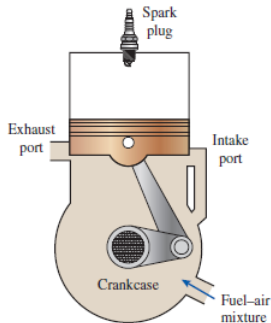
Considerações

- Devido a proibição do chumbo em 1975 e com o advento de novos aditivos, grande gama de combustíveis de alta octanagem no mercado possibilitou a elevação das faixas de compressão;
- A eficiência térmica dos motores de ignição por centelha variam de 25% a 30%.



MCI - 2 Tempos

Nos motores de dois tempos todas as quatro funções descritas anteriormente são executadas apenas em dois tempos: o curso motor e o tempo de compressão. Possui cárter vedado e o movimento inferior do pistão é utilizado para pressurizar ligeiramente a mistura de ar combustível no cárter. Válvulas de admissão e descarga são substituídas por aberturas na parede do cilindro. A expulsão dos gases de exaustão dá-se também pela entrada da mistura ar combustível. Tais motores são menos eficientes do que seus equivalente em quatro tempos, devido a expulsão incompleta dos gases de exaustão. Porém os mesmos são mais simples e baratos e possuem boas relações potência peso e potência volume, tornando-os viáveis para baixos tamanho e peso, tais como, motocicletas, motosserras, cortadores de grama.



MCI - 2 Tempos

Com o advento da eletrônica e automação grandes montadores de automóveis tem buscado operação ótima sob condições variadas de carga e velocidade do motor de 2 tempos. Injetando spray de combustível altamente atomizado na câmara de combustão ao final do tempo de compressão, tornando a combustão mais completa.

Ciclo Diesel

Proposto por Rudolph Diesel em 1890, o ciclo Diesel é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por compressão.

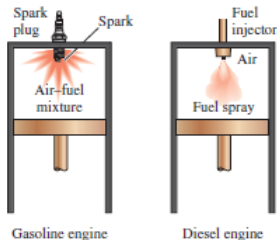
Gasolina x Diesel

- Ignição por centelha

Mistura ar combustível é comprimida a temperaturas abaixo da temperatura de auto ignição do combustível, e o processo de combustão é iniciado por centelha da vela de ignição.

- Ignição por compressão

O ar é comprimido até temperaturas acima da temperatura de auto ignição do combustível, e a combustão é iniciada pelo contato à medida que o combustível é injetado no ar já aquecido, neste ciclo a vela de ignição foi substituída pelo injetor de combustível.

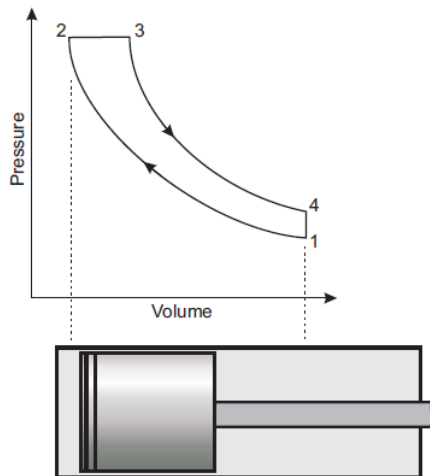


Ciclo Diesel Ideal

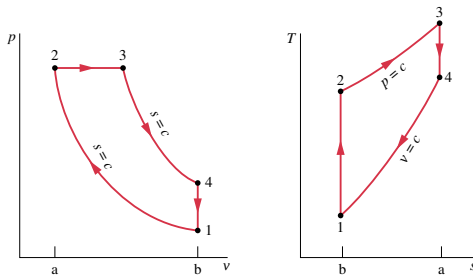
Consiste em quatro processos internamente reversíveis:

- 1-2 $\rightarrow$ compressão isentrópica;
- 2-3 $\rightarrow$ fornecimento de calor a pressão constante;
- 3-4 $\rightarrow$ expansão isentrópica;
- 4-1 $\rightarrow$ rejeição de calor a volume constante.

Ciclo Diesel Ideal



Ciclo Diesel Ideal



Processo de combustão no ciclo ideal é considerado fornecimento de calor à pressão constante, considerado o principal fator de comparação entre os ciclos ideais Otto e Diesel

Ciclo Diesel Ideal - Balanço de Energia

Observando ciclo Diesel executado em um sistema fechado pistão cilindro e, desprezando as variações das energias cinética e potencial, o balanço de energia para os processos 2 – 3 e 4 – 1 é expresso, por

$$q_e - w_s = \Delta u$$

$$q_e - w_s = u_3 - u_2$$

$$q_e = P_2 (\nu_3 - \nu_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

e para 4 – 1, tem-se

$$-q_s = u_1 - u_4$$

$$q_s = u_4 - u_1 = c_v (T_4 - T_1)$$

Ciclo Diesel Ideal - Eficiência

Para o termo de eficiência tem-se

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

sendo razão de corte, a razão entre os volumes do cilindro a posteriori e priori ao processo de combustão

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{\nu_3}{\nu_2}$$

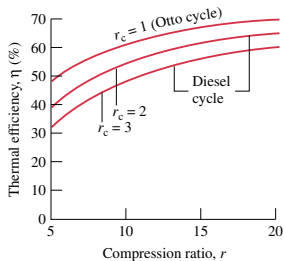
utilizando a razão de corte e as relações isentrópicas de gases ideais nos processos 1 – 2 e 3 – 4, a eficiência térmica se reduz a

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

Range de Operação

De acordo com a equação apresentada anteriormente e observando que o termo entre colchetes é sempre maior que 1 para mesmas razões de compressão, tem-se

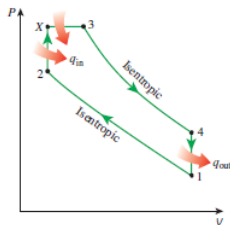
$$\eta_{Otto} > \eta_{Diesel}$$



Lembre-se porém que motores a Diesel operam com razões de compressão mais altas, realizam processo de combustão mais completa e possuem razão de massa de ar e de combustível mais altas do que motores de ignição por centelha, tornando-os na prática mais eficientes

Ciclo Dual

A modelagem do processo de combustão dos motores a combustão interna como um processo de fornecimento de calor à pressão constante ou a volume constante é algo simplista, porém pouco realista, a combinação desses dois processos de transferência de calor é denominado ciclo dual.



Considerações

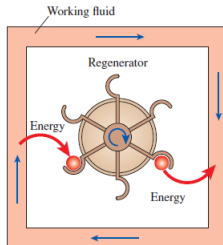
- Como apenas ar é comprimido, elimina-se possibilidade de auto ignição permitindo operações a taxas de compressão da faixa de 12 a 24;
- Injeção de combustíveis se inicia próxima ao PMS e continua até parte da expansão;
- A eficiência térmica dos motores de ignição por centelha variam de 35% a 40%.

Ciclos Stirling e Ericsson

Existem dois ciclos que, análogos ao ciclo de Carnot, envolvem processos isotérmicos de fornecimento e rejeição de calor. Porém, os processos isentrópicos são substituídos por processos de regeneração a volume constante (Stirling) e à pressão constante (Ericsson).

Ciclos Stirling e Ericsson

Ambos os ciclos utilizam regeneração, processo no qual calor é transferido para um dispositivo que armazena energia térmica durante parte do ciclo e a devolve, sem perdas, durante outra parte deste mesmo ciclo.

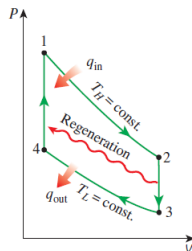
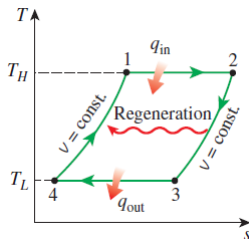


Ciclo Stirling

Consiste em quatro processos internamente e externamente reversíveis:

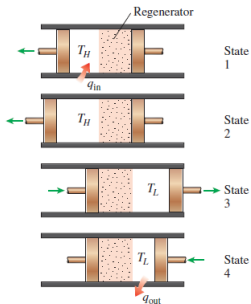
- 1-2 $\rightarrow$ expansão a T constante (fornecimento de calor da fonte externa);
- 2-3 $\rightarrow$ regeneração a ν constante (transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador);
- 3-4 $\rightarrow$ compressão a T constante (rejeição de calor para o sumidouro externo);
- 4-1 $\rightarrow$ regeneração a ν constante (transferência de calor interna do regenerador de volta para o fluido de trabalho).

Ciclo Stirling



Ciclo Stirling

A execução prática deste ciclo requer equipamentos um tanto quanto inovadores, tais motores são robustos e complexos, afim de ilustrar seu princípio de funcionamento em um sistema fechado, tem-se um cilindro com pistões nas extremidades e regenerador entre eles.



Stirling

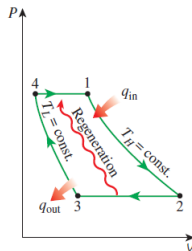
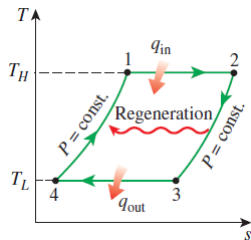
https://www.youtube.com/watch?v=qRqsiPsqL_A

Ciclo Ericsson

Semelhante ao Stirling, exceto pelos processos a volume constante que são substituídos por processos a pressão constante.

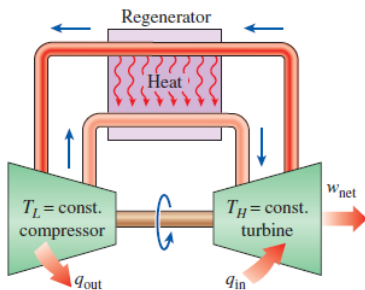
- 1-2 $\rightarrow$ expansão a T constante (fornecimento de calor da fonte externa);
- 2-3 $\rightarrow$ regeneração a p constante (transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador);
- 3-4 $\rightarrow$ compressão a T constante (rejeição de calor para o sumidouro externo);
- 4-1 $\rightarrow$ regeneração a p constante (transferência de calor interna do regenerador de volta para o fluido de trabalho).

Ciclo Ericsson

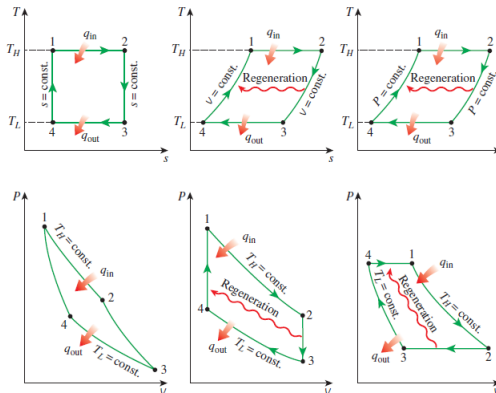


Ciclo Ericsson

Sistema com escoamento em regime permanente operando segundo um ciclo Ericsson, tendo processos de compressão e expansão realizados por compressor e turbina respectivamente, além do trocador de calor por contracorrente realizando o papel do regenerador.



Carnot, Stirling e Ericsson



Carnot, Stirling e Ericsson

Ciclos de Stirling e Ericsson são totalmente reversíveis, tal qual o ciclo de Carnot, portanto de acordo com o princípio de Carnot devem possuir mesma eficiência térmica ao operarem dentro de mesmos limites de temperatura.

$$\eta_{Stirling} = \eta_{Ericsson} = \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Considerações

- Ciclos Stirling e Ericsson são difíceis de serem realizados porque envolvem transferência de calor com diferença de temperatura infinitesimal em todos os componentes, exigindo superfícies de troca e tempo infinitamente grandes;
- Tais ciclos possuíam interesse meramente teórico, ultimamente a General Motors tem desenvolvido com sucesso protótipos de caminhões e ônibus operando em tais ciclos;
- Motores Stirling e Ericsson são motores de combustão externa, combustível queimado fora do cilindro, tem como vantagens utilização de diferentes fontes de energia térmica, combustão mais completa e menor poluição;
- Geralmente são movidos a hidrogênio e hélio.

Ciclos Atkinson e Miller

Semelhantes ao ciclo Otto, são variações ou otimizações deste ciclo. São mais eficientes que o Otto, porém possuem menor potência devido ao maior curso de expansão.

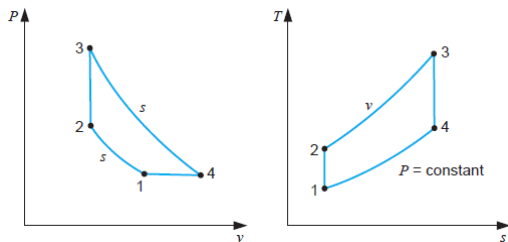
Ciclo Atkinson

Desenvolvido por James Atkinson em 1882, apresenta relação de expansão maior que de compressão, de modo que o processo de rejeição de calor ocorra a pressão constante. Esta alta relação de expansão ocasiona maior obtenção de trabalho, portanto eficiências superiores ao ciclo Otto.

Mecanicamente, o movimento do pistão nesse ciclo é mais complicado e deve ser feito mantendo-se as válvulas de admissão abertas durante parte do processo de compressão, acarretando relações de compressão menores que a nominal.

Taxa de compressão mais baixa significa uma menor perda de energia na compressão de ar, denominado "perda de bombeamento"

Ciclo Atkinson



Toyota

<https://www.youtube.com/watch?v=ji1FDnxlocY>

https://www.youtube.com/watch?v=X_jZbYL6xi4

Ciclo Atkinson - Balanço de Energia

Para os de compressão e expansão isentrópicos 1 – 2 e 3 – 4

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^{k-1} \quad e \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{\nu_4}{\nu_3} \right)^{k-1}$$

como no processo de rejeição de calor a pressão é constante

$$T_4 = \left(\frac{\nu_4}{\nu_1} \right) T_1 \quad e \quad q_L = h_4 - h_1$$

Ciclo Atkinson - Balanço de Energia

Para o termo de eficiência tem-se

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_H} = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - k \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

sendo a relação de compressão e expansão, respectivamente

$$r_{c1} = \frac{\nu_1}{\nu_3} \quad e \quad r_c = \frac{\nu_4}{\nu_3}$$

substituindo os termos de relação de compressão nas razões de temperatura

$$T_2 = T_1 r_{c1}^{k-1}; \quad T_4 = \frac{r_c}{r_{c1}} T_1 \quad e \quad T_3 = \frac{r_c^k}{r_{c1}} T_1$$

Ciclo Atkinson - Eficiência

Substituindo as temperaturas em função de T_1 na eficiência

$$\eta = 1 - k \left[\frac{\left(\frac{r_c}{r_{c1}} \right) - 1}{\left(\frac{r_c^k}{r_{c1}^k} \right) - r_{c1}^{k-1}} \right] = 1 - k \left(\frac{r_c - r_{c1}}{r_c^k - r_{c1}^k} \right)$$

Com o advento da tecnologia de comando de válvulas variável, os engenheiros da Toyota desenvolveram o primeiro motor de Ciclo Atkinson significativamente eficiente e comercializado em 1997 no modelo do Toyota Prius

Ciclo Miller

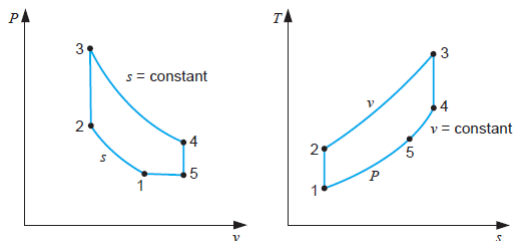
Desenvolvido pelo americano Ralph Miller, difere do ciclo Otto no atraso do fechamento de válvulas de admissão abertas durante parte do processo de compressão.

Difere do ciclo Atkinson devido a dificuldade no processo isobárico 4 – 1, alterações como expansão mais curta e superalimentação são realizadas na obtenção deste ciclo.

Ciclo misto de Otto e Atkinson

Ciclo Miller

Composto por cinco processos:



Presente em carros da Mazda e no Ford Escape

BMW

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

[http://blog.caranddriver.com/
next-audi-a4-to-revive-an-old-engine-technology-to-achieve-ne](http://blog.caranddriver.com/next-audi-a4-to-revive-an-old-engine-technology-to-achieve-ne)

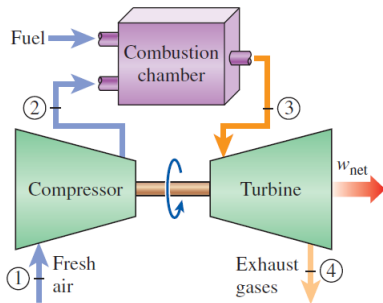
Ponderação

Visto que cerca de $2/3$ do petróleo é utilizado para transporte e metade desse petróleo é consumida por automóveis de passeio, quaisquer otimizações em ciclos de combustão acarretam consideráveis consequências a sociedade.

Ciclo de Turbinas a Gás

Desenvolvido por George Brayton em 1870, inicialmente composto por um ciclo aberto, no qual ar admitido pelo compressor sofre elevação de temperatura e pressão, este ar a alta pressão é encaminhado a câmara de combustão, no qual combustível é queimado à pressão constante. Em seguida, os gases resultantes a alta temperatura entram na turbina, onde se expandem até a pressão atmosférica afim de que se produza potência.

Ciclo de Turbinas a Gás - Aberto

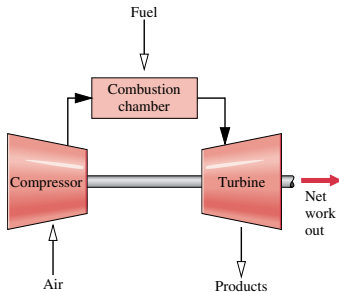


Ciclo Brayton

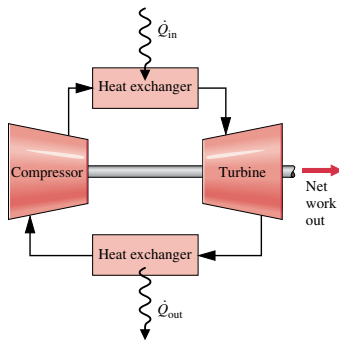
A modelagem de ciclos de turbina a gás ideal utiliza a hipótese do ar padrão e é composta de um ciclo fechado de quatro processos internamente reversíveis, além da substituição da combustão/exaustão por fornecimento/rejeição de calor a pressão constante.

Tal ciclo fechado e ideal é usualmente denominado de ciclo Brayton.

Ciclos de Turbina a Gás e Brayton



(a)



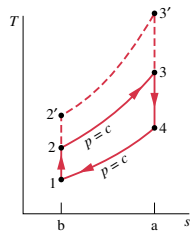
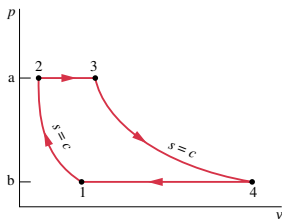
(b)

Ciclo Brayton

Consiste em quatro processos internamente e externamente reversíveis:

- 1-2 $\rightarrow$ compressão isentrópica;
- 2-3 $\rightarrow$ fornecimento de calor à pressão constante;
- 3-4 $\rightarrow$ expansão isentrópica;
- 4-1 $\rightarrow$ rejeição de calor à pressão constante.

Ciclo Brayton



Ciclo Brayton - Balanço de Energia

Observe que todos os processos são executados em dispositivos em regime permanente na presença de fluxo, desprezando as variações das energias cinética e potencial, o balanço de energia dos processos é expresso, por

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_s - h_e$$

As quantidades de calor transferidas de ou para o fluido de trabalho são

$$q_e = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_s = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$$

Ciclo Brayton - Eficiência

Para o termo de eficiência tem-se

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Os processos 1 – 2 e 3 – 4 são isentrópicos e $P_2 = P_3$ e $P_1 = P_4$, logo

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

portanto

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

Ciclo Brayton - Eficiência

Daí

$$T_4/T_1 - 1 = T_3/T_2 - 1$$

logo

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

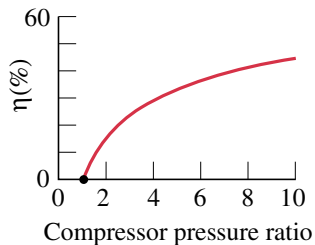
para razão de pressão

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

substituindo tais termos na relação da eficiência térmica

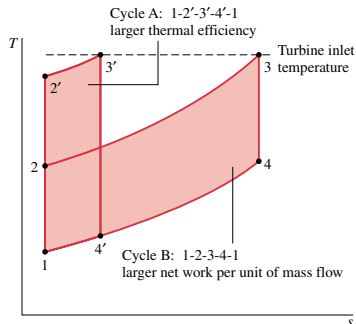
$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

Razão de Compressão e Performance



Motores de turbina a gás operam para razões de pressão na faixa de 5 a 20. Note que tanto a razão de pressão quanto a razão de calores específicos exercem proporcionalidade na análise da eficiência

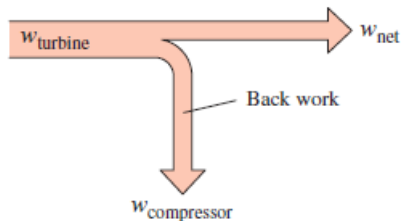
Diferentes Razões de Pressão



Razões de pressão são limitadas pela temperatura máxima que o material das pás das turbinas podem suportar. Note que para valores fixos de T_{min} e $T_{máx}$, o trabalho líquido do ciclo Brayton primeiro aumenta com a razão de pressão, atinge um máximo para $r_p = (T_{máx}/T_{min})^{k/2(k-1)}$ e posteriormente diminui

Razão de Consumo

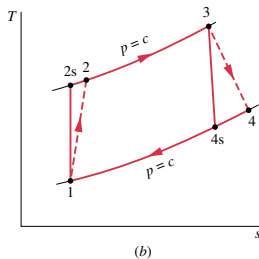
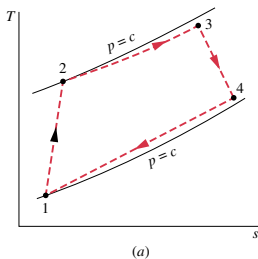
A razão entre o trabalho do compressor e o da turbina, nas usinas de turbina a gás, é muito alta, em geral, mais da metade do trabalho produzido na turbina é utilizado para acionar o compressor, tal situação ainda é menos favorável quando as eficiências do compressor/turbina são baixas.



Efeito das Irreversibilidades

- Queda de pressão durante adição/rejeição de calor
- Maior trabalho de compressão real
- Menor trabalho de expansão real

Efeito das Irreversibilidades



$$\eta_c = \frac{w_s}{w} \equiv \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{w}{w_s} \equiv \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

Estados 2 e 4 são estados de saída reais do compressor e turbina e estados 2s e 4s estados correspondentes aos processos isentrópicos

Considerações

- Principais aplicações de motores a turbina a gás são a propulsão de aviões e geração de energia elétrica;
- Sistemas modernos de propulsão marítima utiliza turbina a gás em conjunto com motores a diesel.

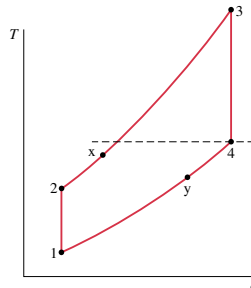
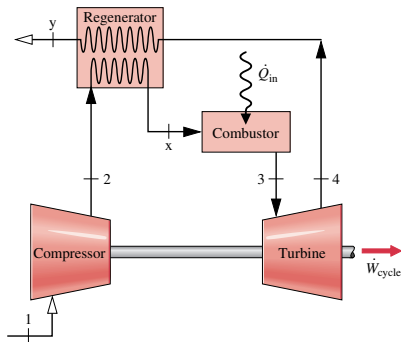
Fatores de Eficiência

- Temperatura na entrada da turbina
- Eficiência dos componentes
- Modificações do ciclo (Resfriamento intermediário, Regeneração e Reaquecimento)

Brayton com Regeneração

Nos motores a turbina a gás, a temperatura do gás de exaustão que sai da turbina quase sempre é mais alta do que a temperatura do ar que sai do compressor. Assim, o ar à alta pressão que sai do compressor pode ser aquecido pelos gases quentes de exaustão em um trocador de calor de correntes opostas, denominado regenerador.

Brayton com Regeneração

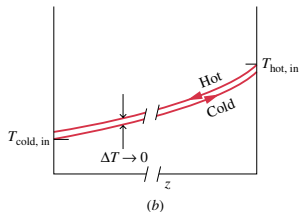
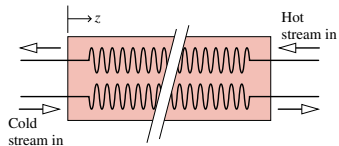
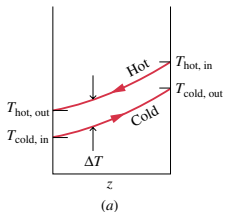
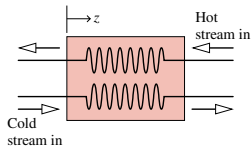


Vale frisar que a utilização de um regenerador apenas é justificada quando a temperatura de exaustão da turbina for maior que a temperatura de saída do compressor. Observe também que a temperatura mais alta que pode ocorrer dentro de um regenerador é T_4

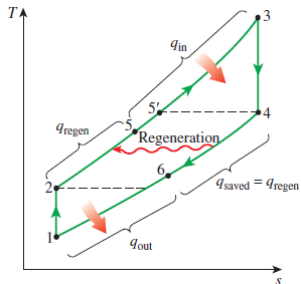
Simple Cycle x Regenerative Cycle

<https://www.youtube.com/watch?v=2NS3SMKu55Q>

Trocador de Calor Contracorrente



Brayton com Regeneração



Regenerador

Supondo que o regenerador esteja isolado e que todas variações de energias cinética e potencial sejam desprezíveis, as transferências de calor real e máxima dos gases de exaustão para o ar podem ser expressas por

$$q_{r_{real}} = h_5 - h_2$$

$$q_{r_{máx}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

Sendo a efetividade, indicação de quanto um regenerador qualquer se aproxima de um regenerador ideal

$$\epsilon = \frac{q_{r_{real}}}{q_{r_{máx}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

Regenerador

Quando hipóteses do ar frio padrão são utilizadas, aproxima-se

$$\epsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

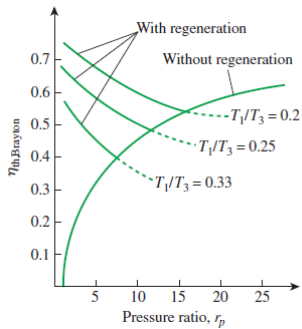
Logo a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração é

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right) (r_p)^{(k-1)/k}$$

ou

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

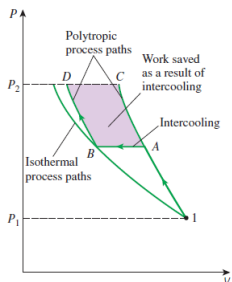
Brayton com Regeneração



Resfriamento Intermediário, Reaquecimento e Regeneração

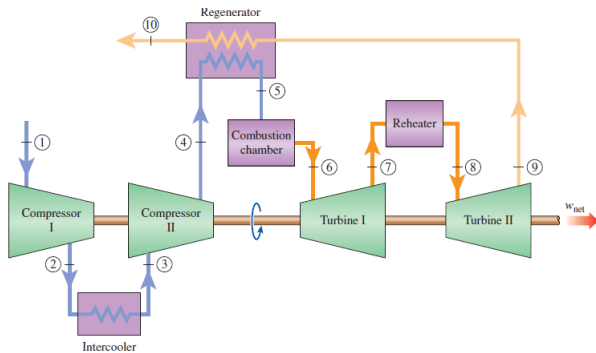
Sabendo-se que o trabalho líquido de um ciclo de turbina a gás é a diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho consumido no compressor.

Tanto a compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário, quanto a expansão em múltiplos estágios com reaquecimento, tornam estes processos quase isotérmicos, diminuindo trabalho de compressão e elevando trabalho de expansão.

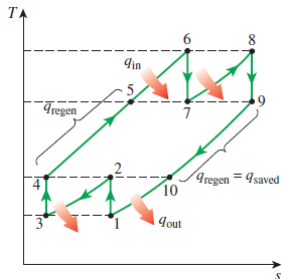


Trabalho de compressão ou expansão em regime permanente é proporcional ao volume específico do fluido, portanto o volume específico do fluido de trabalho deve ser o mais baixo possível na compressão e mais alto possível na expansão

Resfriamento Intermediário, Reaquecimento e Regeneração



Resfriamento Intermediário, Reaquecimento e Regeneração



Note que a razão de consumo de trabalho melhora devido ao resfriamento e reaquecimento, entretanto a eficiência térmica sempre diminui (devido a queda/aumento da $T_{m\acute{e}dia}$) a menos que seja acompanhado de regeneração. Se o número de estágios de compressão/expansão aumentar, o ciclo ideal a gás com resfriamento e reaquecimento intermediário e regeneração se aproxima do ciclo Ericsson, entretanto devido a queda de eficiência a utilização de mais de três estágios não se justifica economicamente

Análise Exergética

As relações para exergia e destruição de exergia para sistemas fechados

$$\begin{aligned} X_{destruída} &= T_0 S_{ger} = T_0 (\Delta S_{sist} - S_e + S_s) \\ &= T_0 \left[(S_2 + S_1)_{sist} - \frac{Q_e}{T_{be}} + \frac{Q_s}{T_{bs}} \right] \end{aligned}$$

As relações para exergia e destruição de exergia com escoamento em regime permanente

$$\dot{X}_{destruída} = T_0 \dot{S}_{ger} = T_0 (\dot{S}_s - \dot{S}_e) = T_0 \left(\sum_s \dot{m}s - \sum_e \dot{m}s - \frac{Q_e}{T_{be}} + \frac{Q_s}{T_{bs}} \right)$$

Dispositivo com uma entrada e uma saída

$$X_{destruída} = T_0 S_{ger} = T_0 \left(s_s - s_e - \frac{q_e}{T_{be}} + \frac{q_s}{T_{bs}} \right)$$

Análise Exergética

A destruição de exergia de um ciclo é a soma das destruições de exergia dos processos que compõem o ciclo, para um ciclo reversível ou real, os estados inicial e final são idênticos, logo a destruição de exergia de um ciclo depende apenas da magnitude da temperatura e transferência de calor

$$x_{destruída} = T_0 \left(\sum \frac{q_s}{T_{b_s}} - \sum \frac{q_e}{T_{b_e}} \right)$$

Para ciclo com apenas uma fonte T_H e um sumidouro T_L

$$x_{destruída} = T_0 \left(\frac{q_s}{T_L} - \frac{q_e}{T_H} \right)$$

As exergias de um sistema fechado ϕ e de uma corrente de fluido ψ

$$\phi = (u - u_0) + P_0 (\nu - \nu_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz$$

e

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz$$

Ciclos de Propulsão a Jato Ideais

Motores a turbina a gás são amplamente utilizados em aviões, porque são leves e compactos e possuem alta relação potência peso, tais turbinas operam em ciclo aberto denominado de propulsão a jato.

As equações referentes ao empuxo, potência e eficiência de turbinas não serão apresentadas, devido pré-requisitos básicos necessários como equação do movimento linear e angular em volumes de controle

Ciclos de Propulsão a Jato Ideais

Diferem do ciclo Brayton, uma vez que os gases não se expandem até a pressão ambiente no interior da turbina, eles se expandem até uma pressão na qual a potência produzida pela turbina é suficiente apenas para acionar o compressor e equipamentos auxiliares, considera-se trabalho líquido nulo.

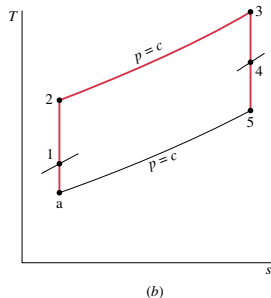
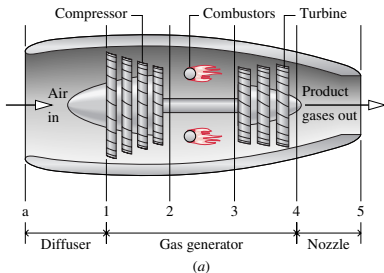
Gases que deixam a turbina a uma pressão relativamente alta são posteriormente acelerados em um bocal para fornecer empuxo, turbinas a gás de aviões operam em razões de pressão muito altas, passando primeiro por um difusor, no qual é desacelerado e sua pressão aumenta antes de entrar no compressor.

Ciclos de Propulsão a Jato Ideais

Aviões são acionados pela aceleração de um fluido na direção oposta ao movimento, realizado pela pequena aceleração de grande massa fluídica (motor ou hélice), ou pela forte aceleração de pequena massa fluídica (turbojato) ou ambos processos (turbohélice).

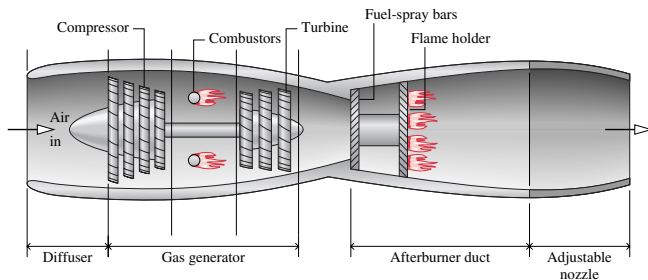
Os primeiros aviões construídos eram movimentados por hélices, acionadas por motores que, essencialmente, eram idênticos aos motores de automóveis, grande inovação comercial ocorreu com a introdução do turbojato em 1952.

Turbojet



Pressão do ar sobe à medida que é desacelerado no difusor, após a compressão ar é misturado ao combustível no qual sofre combustão, os gases de combustão a alta temperatura e pressão expandem-se na turbina, produzindo potência para mover o compressor, finalmente os gases se expandem em um bocal até a pressão ambiente e deixam o motor à alta velocidade

Turbojet com Afterburner

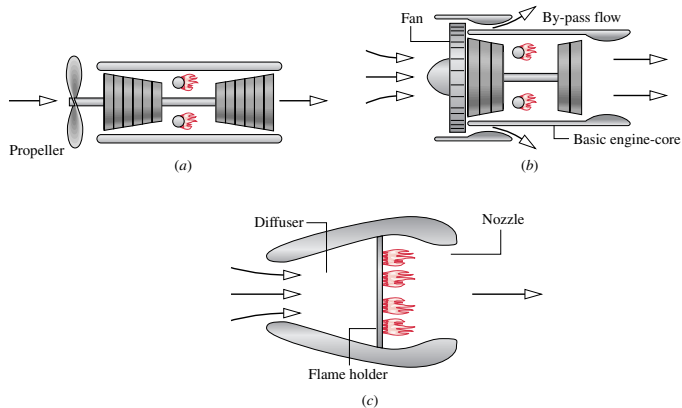


Afterburner

Vídeo 01

Vídeo 02

Turprop, Turbofan e Ramjet



"Someone's sitting in the shade today because someone planted a tree a long time ago"

Warren Buffett