

OTIMIZAÇÃO DE MOTORES STIRLING

M. C. Campos - mccampos@demec.ufpr.br

J. V. C. Vargas - jvargas@demec.ufpr.br

Universidade Federal do Paraná

Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 19011 - CEP 81531-990 - Curitiba-PR-Brasil

Resumo. *Este artigo apresenta um modelo matemático para simular a operação de motores Stirling em regime transiente, com coeficientes de troca de calor variáveis ao longo do ciclo. Grupos adimensionais apropriados são identificados e parâmetros de projeto e de operação são definidos. Simulações numéricas de motores Stirling que utilizam mecanismo de disco deslizante (“washplate”) são conduzidas, buscando parâmetros ótimos para máxima eficiência do ciclo. Resultados genéricos de otimização são apresentados na forma de curvas normalizadas.*

Palavras-chave: *Motores Stirling, Otimização termodinâmica, Restrição de volume*

1. INTRODUÇÃO

Diversos ciclos termodinâmicos formam a base teórica de máquinas térmicas que convertem energia térmica em energia mecânica (trabalho de eixo) classificadas como motores térmicos. O ciclo termodinâmico do motor Stirling possui uma eficiência teórica igual ao do ciclo de Carnot, porém, a transferência de calor no ciclo ideal deve ocorrer isotermica e reversivelmente, ou seja, em tempo infinito. Conseqüentemente, a realização da eficiência máxima, $(1 - T_h/T_c)$, onde T_h é a temperatura da fonte quente e T_c é a temperatura do reservatório frio, implica em potência zero. A dificuldade de realizar a variação ideal de volume do ciclo Stirling também afasta o ciclo real do ciclo teórico. Trabalhos anteriores (Curzon, 1975) mostraram que a eficiência para máxima potência de uma máquina de Carnot com tempo de transferência de calor finito dependerá somente das temperaturas T_h e T_c :

$$\eta_{m\acute{a}x} = 1 - \sqrt{T_c/T_h} \quad (1)$$

Devido a expectativa de obtenção de eficiências térmicas mais próximas da eficiência do ciclo de Carnot, o motor Stirling despertou o interesse de vários pesquisadores. Diversos autores publicaram estudos e livros sobre os motores Stirling, incluindo resultados experimentais. Podem ser destacados, os trabalhos de Reader e Hooper (1983) que apresentam os fundamentos teóricos, medições experimentais, análise e projetos de motores Stirling, e também Urieli e Berchowitz (1984) que, além destes aspectos, descrevem

analiticamente os diversos tipos de mecanismos usuais de acionamento de motores Stirling, e apresentam modelos matemáticos utilizados para a simulação termodinâmica do ciclo, considerando coeficientes variáveis de transferência de calor e a perda de carga nos trocadores de calor, caracterizados por conjuntos de tubos de seção circular. O motor Stirling pode ser considerado uma alternativa promissora, levando em consideração que é um motor de combustão externa, com um melhor controle da queima do combustível e o potencial de utilização de qualquer tipo de combustível. Por esta razão, com desenvolvimento apropriado, o motor Stirling pode ser mais econômico e menos poluente que o motor Diesel, e até mesmo do que a turbina a gás. Recentemente, Ladas (1994) apresentou uma análise termodinâmica em tempo finito do ciclo Stirling com variação de volume senoidal em configuração Beta, adimensionalizando as equações dos balanços de massa e energia, obtendo eficiências de, no máximo, 14 %.

Este artigo tem por objetivo apresentar um modelo matemático para simular o comportamento termodinâmico de motores Stirling em regime transiente, em função de vários parâmetros geométricos e de operação envolvidos no projeto do motor. Grupos adimensionais apropriados são definidos a fim de apresentar os resultados de simulação de caráter geral. A seguir, a partir do reconhecimento da disponibilidade finita de espaço em qualquer projeto de engenharia, é estabelecida uma restrição total de volume para alocação do motor. Desta maneira, procede-se a otimização da distribuição do espaço disponível para máxima eficiência do ciclo.

2. MODELO TERMODINÂMICO

A Fig. 1 mostra o mecanismo de acionamento de disco deslizante (“swashplate”) utilizado em motores Stirling, representando dois cilindros e o regenerador. O modelo termodinâmico divide-se em três volumes de controle: volume 1 (espaço quente), volume 2 (espaço frio) e volume 3 (regenerador), e considera comportamento de gás perfeito para o fluido de trabalho. Por razões de generalidade na obtenção dos resultados, a análise é conduzida para apenas um conjunto termodinâmico definido conforme a Fig. 1. O motor como um todo, é composto por vários conjuntos assim definidos, que têm desempenho termodinâmico idêntico. É suficiente, portanto, a análise termodinâmica de apenas um conjunto. Desta maneira, a potência (ou trabalho) total resultante do motor é obtida multiplicando-se o número total de conjuntos pela potência (ou trabalho) de um conjunto. Com este mecanismo de acionamento do motor, o volume total de expansão, V_1 , e volume total de compressão, V_2 , variáveis ao longo do tempo de simulação, são definidos por:

$$V_1 = V_h + V_{d-1} + \frac{V_{s-1}}{2} [1 + \cos(\omega t + \alpha)] \quad (2)$$

$$V_2 = V_c + V_{d-2} + \frac{V_{s-2}}{2} [1 + \cos(\omega t)] \quad (3)$$

onde V_h e V_c são os volumes ocupados pelos trocadores de calor quente e frio respectivamente, V_{d-1} e V_{d-2} são os volumes mortos dos volumes de expansão e compressão, e V_{s-1} e V_{s-2} são os volumes totais varridos de expansão e compressão para cada cilindro. O ângulo α é o ângulo de fase entre as variações de volume do espaço de expansão e as variações de volume do espaço de compressão. O número total de conjuntos termodinâmicos definidos conforme a Fig. 1, resulta diretamente do valor do ângulo de fase, α . Por exemplo, no mecanismo de disco deslizante (“swashplate”) adotado neste trabalho, com $\alpha = 90^\circ$, o resultado é um motor de 4 cilindros e, portanto, com 4 conjuntos. Observa-se pelas

equações acima que a soma $(V_h + V_{d-1})$ representa o volume morto total da expansão e a soma $(V_c + V_{d-2})$ representa o volume morto total da compressão.

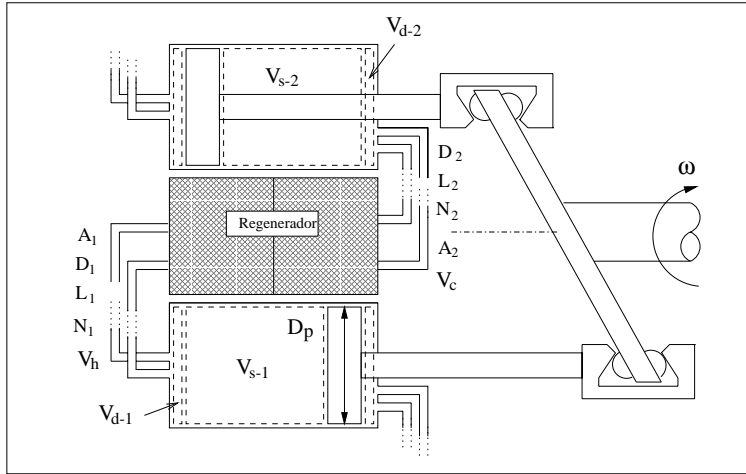


Figura 1 - Diagrama esquemático de um conjunto termodinâmico definido para o mecanismo de disco deslizante ("swashplate").

Os volumes V_h e V_c são funções da geometria dos trocadores de calor:

$$V_h = \frac{N_1 L_1 \pi D_1^2}{4} \quad (4)$$

$$V_c = \frac{N_2 L_2 \pi D_2^2}{4} \quad (5)$$

onde N_1 , L_1 e D_1 são, respectivamente, número de tubos, comprimento e diâmetro dos tubos do trocador de calor do lado quente e N_2 , L_2 e D_2 são número de tubos, comprimento e diâmetro dos tubos do trocador de calor do lado frio.

Assumindo uma pressão interna uniforme, p , e desprezando o volume ocupado pelo gás no regenerador, escrevem-se as equações de conservação da massa e da energia para os volumes de expansão e de compressão do conjunto termodinâmico, como se segue:

$$\frac{dm_1}{dt} = \dot{m} \quad (6)$$

$$c_v \frac{d(m_1 T_1)}{dt} = \dot{Q}_1 - p \frac{dV_1}{dt} + c_p \dot{m} T_{c-1} \quad (7)$$

$$\frac{dm_2}{dt} + \frac{dm_1}{dt} = 0 \quad (8)$$

$$c_v \frac{d(m_2 T_2)}{dt} = \dot{Q}_2 - p \frac{dV_2}{dt} - c_p \dot{m} T_{c-2} \quad (9)$$

onde T_{c-1} e T_{c-2} - temperaturas condicionais que dependem do sentido do fluxo do gás dentro do motor e da troca de calor no regenerador; m_1 e T_1 , são respectivamente, massa

e temperatura no volume de expansão; m_2 e T_2 , são as variáveis equivalentes do volume de compressão; c_p e c_v - calor específico do fluido de trabalho a pressão e a volume constante, respectivamente, e \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 são as taxas de transferência de calor instantâneas nos trocadores de calor do lado quente e do lado frio, respectivamente.

Combinando a equação de estado de cada volume na forma diferencial com as Eqs.(7), (8) e (9), obtêm-se as equações diferenciais para o cálculo da pressão interna e da massa no volume de expansão:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(\gamma - 1) \left(\frac{\dot{Q}_1}{T_{c-1}} + \frac{\dot{Q}_2}{T_{c-2}} \right) - p \gamma \left(\frac{1}{T_{c-1}} \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{T_{c-2}} \frac{dV_2}{dt} \right)}{\frac{V_2}{T_{c-2}} + \frac{V_1}{T_{c-1}}} \quad (10)$$

$$\frac{dm_1}{dt} = \left(\frac{V_1}{R \gamma T_{c-1}} \right) \frac{dp}{dt} + \left(\frac{p}{R T_{c-1}} \right) \frac{dV_1}{dt} - \frac{\dot{Q}_1}{c_p T_{c-1}} \quad (11)$$

onde R é a constante do gás e γ é a relação c_p/c_v .

Para expressar a troca de calor da matriz do regenerador com o gás são utilizados os coeficientes a e b , cujo valor se alterna entre 0 e 1 em função do sentido do fluxo no regenerador:

$$\dot{Q}_R = m_R c_R \frac{dT_m}{dt} = c_p [a (T_2 - T_R) + b (T_R - T_1)] \frac{dm_1}{dt} \quad (12)$$

onde T_R - temperatura do gás na saída do regenerador; T_m - temperatura da matriz do regenerador e o produto $m_R c_R$ - massa da matriz multiplicada pelo calor específico do material do regenerador. Os coeficientes a e b são calculados por:

$$(a = 1) \text{ e } (b = 0) \text{ p/ } \frac{dm_1}{dt} > 0 \quad (13)$$

ou

$$(a = 0) \text{ e } (b = 1) \text{ p/ } \frac{dm_1}{dt} < 0 \quad (14)$$

A temperatura T_R é determinada considerando-se a efetividade do regenerador, ϵ , e é função também do sentido do fluxo do gás e das temperaturas T_1 , T_2 e T_m , como se segue:

$$T_R = a [T_2 + \epsilon (T_m - T_2)] + b [T_1 + \epsilon (T_m - T_1)] \quad (15)$$

As temperaturas condicionais T_{c-1} e T_{c-2} são, portanto, definidas por:

$$T_{c-1} = a T_R + b T_1 \quad (16)$$

$$T_{c-2} = a T_2 + b T_R \quad (17)$$

A equação (12) é reescrita, explicitando dT_m/dt , obtendo:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{c_p \epsilon}{m_R c_R} [a (T_2 - T_m) + b (T_m - T_1)] \frac{dm_1}{dt} \quad (18)$$

As taxas de transferência de calor nos volumes de expansão e de compressão são obtidas através das equações:

$$\dot{Q}_1 = h_1 A_1 (T_h - T_1) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_2 = h_2 A_2 (T_c - T_2) \quad (20)$$

onde $h_1 A_1$ e $h_2 A_2$ - produtos dos coeficientes de transferência de calor por convecção pela área de troca de calor nos volumes de expansão e compressão, respectivamente. As áreas de troca de calor, A_1 e A_2 , são dadas por:

$$A_1 = N_1 L_1 \pi D_1 \quad (21)$$

$$A_2 = N_2 L_2 \pi D_2 \quad (22)$$

Os coeficientes de troca de calor por convecção são variáveis ao longo do ciclo de funcionamento do motor devido a variação do fluxo de gás e são calculados utilizando a correlação de Colburn (Bejan, 1995), como se segue:

$$h = \frac{0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} k}{D} \quad (23)$$

onde k - condutividade térmica do gás; Pr - número de Prandtl do gás, e Re_D - número de Reynolds com base no diâmetro interno do tubo.

Para a realização do estudo de otimização de parâmetros do motor, para máxima eficiência, adota-se uma restrição de volume que caracteriza a disponibilidade finita de espaço para a alocação do motor. Define-se, portanto, o seguinte volume de referência, a ser mantido fixo durante o processo de otimização:

$$V^* = V_h + V_c + V_{d-1} + V_{d-2} + V_{s-1} + V_{s-2} \quad (24)$$

Para adimensionalizar o modelo matemático, foram utilizados os seguintes valores de referência:

$$\begin{aligned} t^* &= \frac{2\pi}{\omega} & D^* &= D_p & A^* &= \frac{V^*}{D^*} \\ h^* &= \frac{m_t c_v}{t^* A^*} & p^* &= \frac{m_t R T_c}{V^*} & T^* &= T_c & M^* &= \frac{m_R c_R}{c_p m_t} \end{aligned} \quad (25)$$

As variáveis adimensionais são definidas como se segue:

$$\begin{aligned} \tilde{t} &= t/t^* & \tilde{T}_i &= T_i/T_c & \tilde{p} &= p/p^* \\ \tilde{m}_i &= m_i/m_t & \tilde{V}_1 &= V_1/V^* & \tilde{V}_2 &= V_2/V^* \end{aligned} \quad (26)$$

Adicionalmente, definem-se os seguintes parâmetros adimensionais para o motor:

$$\begin{aligned} \tilde{h}_i &= h_i/h^* & \tilde{D}_i &= D_i/D^* & \tilde{A}_i &= A_i/A^* \\ \tilde{V}_i &= V_i/V^* & \tilde{L}_i &= L_i/D^* & \tilde{T}_h &= T_h/T_c \end{aligned} \quad (27)$$

O índice i , constante das Eqs. (26) e (27), refere-se aos pontos do conjunto termodinâmico da Fig. 1, $s - 1, s - 2, d - 1, d - 2, c, h, 1, 2, m, R, c - 1$ e $c - 2$, significando volume varrido de expansão, compressão, volume morto de expansão, compressão, trocador de calor frio, quente, espaço de expansão, compressão, matriz do regenerador, fluido no regenerador, temperatura condicional no espaço de expansão e de compressão, respectivamente, nas variáveis que se aplicarem.

Substituindo as variáveis adimensionais nas equações (10), (11) e (18) obtém-se:

$$\frac{d\tilde{p}}{d\tilde{t}} = \frac{\left[\frac{\tilde{h}_1 \tilde{A}_1 (\tilde{T}_h - \tilde{T}_1)}{\tilde{T}_{c-1}} + \frac{\tilde{h}_2 \tilde{A}_2 (1 - \tilde{T}_2)}{\tilde{T}_{c-2}} \right] - \tilde{p} k \left(\frac{1}{\tilde{T}_{c-1}} \frac{d\tilde{V}_1}{d\tilde{t}} + \frac{1}{\tilde{T}_{c-2}} \frac{d\tilde{V}_2}{d\tilde{t}} \right)}{\frac{\tilde{V}_2}{\tilde{T}_{c-2}} + \frac{\tilde{V}_1}{\tilde{T}_{c-1}}} \quad (28)$$

$$\frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} = \left[\tilde{V}_1 \frac{d\tilde{p}}{d\tilde{t}} + \tilde{p} \frac{d\tilde{V}_1}{d\tilde{t}} - \tilde{h}_1 \tilde{A}_1 (\tilde{T}_h - \tilde{T}_1) \right] \frac{1}{k \tilde{T}_{c-1}} \quad (29)$$

$$\frac{d\tilde{T}_m}{d\tilde{t}} = \frac{\epsilon}{M^*} [a (\tilde{T}_2 - \tilde{T}_m) + b (\tilde{T}_m - \tilde{T}_1)] \frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} \quad (30)$$

As temperaturas adimensionais \tilde{T}_R , \tilde{T}_{c-1} e \tilde{T}_{c-2} são definidas como se segue:

$$\tilde{T}_R = a [\tilde{T}_2 + \epsilon (\tilde{T}_m - \tilde{T}_2)] + b [\tilde{T}_1 + \epsilon (\tilde{T}_m - \tilde{T}_1)] \quad (31)$$

$$\tilde{T}_{c-1} = a \tilde{T}_R + b \tilde{T}_1 \quad (32)$$

$$\tilde{T}_{c-2} = a \tilde{T}_2 + b \tilde{T}_R \quad (33)$$

Para a análise e otimização do motor, definem-se os seguintes parâmetros relacionados com a distribuição de volumes no motor: i) σ : definido como a fração do volume de referência, V^* , ocupada pelo volume total varrido do conjunto termodinâmico, $(\tilde{V}_{s-1} + \tilde{V}_{s-2})$; ii) φ : relação entre o volume total varrido na expansão, \tilde{V}_{s-1} , e o volume total varrido, $(\tilde{V}_{s-1} + \tilde{V}_{s-2})$; iii) ψ : relação entre o volume alocado aos trocadores de calor, $(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$, e o volume total morto, $(\tilde{V}_{d-1} + \tilde{V}_{d-2} + \tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$; iv) x : relação entre o volume do trocador de calor quente, \tilde{V}_h , e o volume total alocado aos trocadores de calor, $(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)$; v) β : relação entre o volume de referência V^* e πD_p^3 , utilizando-se este último parâmetro para permitir o estudo da influência da relação entre o volume de referência e o diâmetro do pistão estabelecidos em projeto, no desempenho do motor.

Adicionalmente, são definidos parâmetros relacionados com as áreas e dimensões dos trocadores de calor: i) y : definido como sendo a relação entre a área de trocador de calor quente, \tilde{A}_1 , e a área total de troca de calor, $(\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2) = \tilde{A}$; ii) Z_1 : relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor quente, \tilde{L}_1 , e o diâmetro dos mesmos tubos, \tilde{D}_1 ; iii) Z_2 : relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor frio, \tilde{L}_2 , e o diâmetro dos mesmos tubos, \tilde{D}_2 ; iv) w : relação entre o diâmetro \tilde{D}_2 e o diâmetro \tilde{D}_1 . Pode-se mostrar que os parâmetros acima definidos possuem as seguintes relações entre si:

$$w = \frac{y(1-x)}{x(1-y)} \quad (34)$$

$$(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c) = \psi(1 - \sigma) \quad (35)$$

$$\tilde{D}_1 = \frac{4(\tilde{V}_h + \tilde{V}_c)}{[y + (1 - y)w]\tilde{A}} \quad (36)$$

Utilizando a correlação de Eucken $k = (c_p + 5R/4) \mu$ (Reid, 1987) para a condutividade térmica do gás e $Re_D = \dot{m}LD/(\mu V)$ para o número de Reynolds em função da vazão em massa, comprimento e diâmetro dos tubos e volume ocupado pelo fluido de trabalho no trocador de calor, obtêm-se as expressões para $\tilde{h}_1\tilde{A}_1$ e $\tilde{h}_2\tilde{A}_2$ em função da vazão em massa adimensional $d\tilde{m}_1/d\tilde{t}$, das propriedades do gás e dos parâmetros adimensionais de projeto previamente definidos:

$$\tilde{h}_1\tilde{A}_1 = \frac{\gamma^{1/3} (9\gamma - 5)^{2/3}}{27.39} \left[\left(\frac{\mu V^* t^*}{m_t D_p^2} \right) \left(\frac{Z_1^4 y \tilde{A}}{\tilde{D}_1} \right) \right]^{1/5} \left(\left| \frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} \right| \right)^{4/5} \quad (37)$$

$$\tilde{h}_2\tilde{A}_2 = \frac{\gamma^{1/3} (9\gamma - 5)^{2/3}}{27.39} \left\{ \left(\frac{\mu V^* t^*}{m_t D_p^2} \right) \left[\frac{Z_2^4 (1 - y) \tilde{A}}{w \tilde{D}_1} \right] \right\}^{1/5} \left(\left| \frac{d\tilde{m}_1}{d\tilde{t}} \right| \right)^{4/5} \quad (38)$$

Resolvendo o sistema de equações diferenciais formado pelas equações (28), (29) e (30), complementado pelas equações (31), (32), (33), (37) e (38), no intervalo de tempo adimensional ($0 \leq \tilde{t} \leq 1$) obtêm-se as propriedades termodinâmicas do gás ao longo de um ciclo de operação. Este intervalo de tempo representa o tempo necessário para a realização de um ciclo completo do motor.

O trabalho líquido, \tilde{W} e a troca térmica, \tilde{Q}_1 , por ciclo, são determinadas resolvendo as seguintes equações simultaneamente ao sistema descrito anteriormente:

$$\frac{d\tilde{W}}{d\tilde{t}} = \tilde{p} \left(\frac{d\tilde{V}_1}{d\tilde{t}} + \frac{d\tilde{V}_2}{d\tilde{t}} \right) \quad (39)$$

$$\frac{d\tilde{Q}_1}{d\tilde{t}} = \tilde{h}_1\tilde{A}_1(\tilde{T}_h - \tilde{T}_1) \quad (40)$$

Atribuindo o valor zero para \tilde{W} e para \tilde{Q}_1 no início do ciclo, o trabalho total \tilde{W}_t e o calor trocado com a fonte \tilde{Q}_{1-t} durante o ciclo do motor serão os valores de \tilde{W} e \tilde{Q}_1 respectivamente, calculados quando $\tilde{t} = 1$ (final de um ciclo).

A eficiência do ciclo, η , é determinada pela equação abaixo utilizando \tilde{W}_t e \tilde{Q}_{1-t}

$$\eta = (\gamma - 1) \frac{\tilde{W}_t}{\tilde{Q}_{1-t}} \quad (41)$$

3. RESULTADOS

Para proceder a busca de valores ótimos para os parâmetros definidos foram realizadas muitas simulações numéricas resolvendo o sistema de equações diferenciais adimensionais definido na seção anterior, com o método de Runge-Kutta de passo adaptativo, de quarta e quinta ordem (Kincaid e Cheney, 1991). Para cada conjunto de parâmetros, o sistema

é resolvido iterativamente até que um critério de convergência pré-estabelecido seja satisfeito, no qual as variáveis \tilde{p} , \tilde{m}_1 e \tilde{T}_m calculadas no final do ciclo ($\tilde{t} = 1$) sejam próximas aos valores no início do ciclo por uma diferença percentual de 0.01 % .

Nas simulações realizadas foram utilizadas as propriedades do gás adotado, H_2 (Bejan, 1993): $c_p = 14510 \text{ J/kg.K}$, $R = 4124 \text{ J/kg.K}$, $\mu = 1.25 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$, e os seguintes valores constantes $T_c = 300 \text{ K}$, $\omega = 10 \pi \text{ rad/s} = 3000 \text{ rpm}$, $\alpha = 90^\circ$ e $D_p = 0.1 \text{ m}$.

Em primeiro lugar, foi investigada a existência de valores ótimos para os parâmetros de volume, σ , φ e x , utilizando os seguintes valores para os parâmetros restantes: $p^* = 10 \text{ bar}$, $\beta = 2$, $\psi = 0.9$, $\tilde{A} = 25$, $y = 0.5$, $Z_1 = Z_2 = 400$, $\tilde{T}_h = 3$, $M^* = 8$ e $x = 0.5$. Note que, uma vez especificados os parâmetros β e D_p , o volume de referência V^* resulta. A massa total de gás também é obtida, a partir da especificação de p^* , utilizando a Eq. (25).

A medida que aumenta o percentual do volume de referência ocupado pelo volume total varrido do conjunto, σ (0.80, 0.85 e 0.90), observa-se o aumento da eficiência do ciclo, como pode ser visto na Fig.2, que foi calculada de acordo com a variação do parâmetro φ , que representa a variação do volume varrido de expansão em relação ao volume varrido total. Mantendo-se uma distribuição equitativa entre os volumes de troca de calor \tilde{V}_h e \tilde{V}_c expressa no parâmetro $x = 0.5$, pode-se observar uma eficiência máxima quando φ é aproximadamente igual a 0.5, ou seja, para um volume varrido na expansão igual ao volume varrido na compressão. O valor ótimo de φ decresce ligeiramente para valores menores de σ .

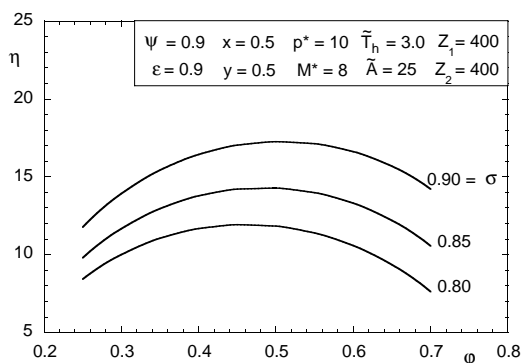


Figura 2 - Comportamento da eficiência η em função de φ com σ variável.

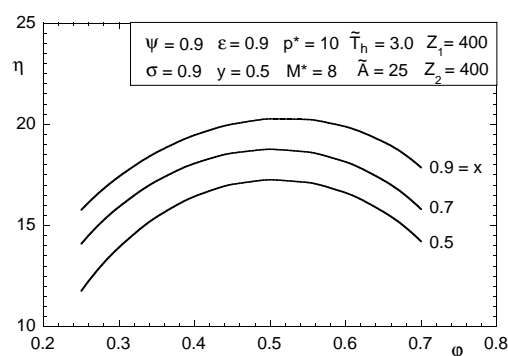


Figura 3 - Comportamento da eficiência η em função de φ com x variável.

Mantendo o parâmetro $\sigma = 0.9$, busca-se melhores eficiências variando o parâmetro x , ou seja, a distribuição de volume entre os trocadores de calor.

Os resultados desta simulação são apresentados na Fig. 3, e indicam maiores valores de eficiência com maiores valores de x , ou seja, maiores volumes alocados ao trocador de calor do lado quente.

Observada a existência de máxima eficiência para um valor ótimo, $\varphi_{ot} \simeq 0.5$, utiliza-se o modelo para estudar a influência da variação dos parâmetros Z_1 e Z_2 , que são as relações entre comprimento e diâmetro dos tubos dos trocadores de calor. Os resultados apresentados na Fig. 4 indicam que maiores valores destes parâmetros provocam um aumento na eficiência máxima do motor, tendência esta justificada pelo aumento da velocidade do fluido no interior dos tubos dos trocadores de calor (aumento do coeficiente de troca de

calor) e, conseqüente redução do diâmetro, devido a restrição de área fixa de troca de calor, i.e., para y e \tilde{A} fixos.

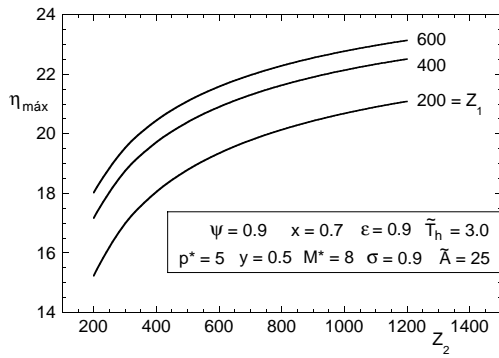


Figura 4 - Comportamento da eficiência máxima, $\eta_{m\acute{a}x}$ em função de Z_2 com Z_1 variável.

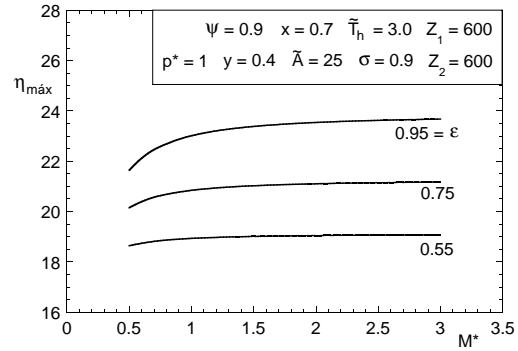


Figura 5 - Eficiência máxima $\eta_{m\acute{a}x}$ em função de M^* com ϵ variável.

A simulação apresentada na Fig. 5, indica o efeito da efetividade do regenerador, ϵ , na eficiência máxima, e mostra também, através do parâmetro M^* que o acréscimo de massa no regenerador é desnecessário a partir de $M^* \simeq 1$.

As Figs. 2 a 5 caracterizam o valor ótimo $\varphi_{ot} \simeq 0.5$ como “robusto”, tendo em vista que é insensível à variação de vários parâmetros de projeto. Esta é uma valiosa informação do ponto de vista de projeto do motor.

A Fig. 6 demonstra uma segunda oportunidade de otimização geométrica do ciclo. Verifica-se que a eficiência do ciclo pode ser maximizada mais uma vez, desta feita em relação ao parâmetro y , que representa o percentual de área de troca de calor do trocador de calor quente, em relação à área de troca de calor total disponível. A mesma figura também mostra a influência da variação do parâmetro p^* , que é proporcional à massa total de fluido de trabalho no conjunto termodinâmico.

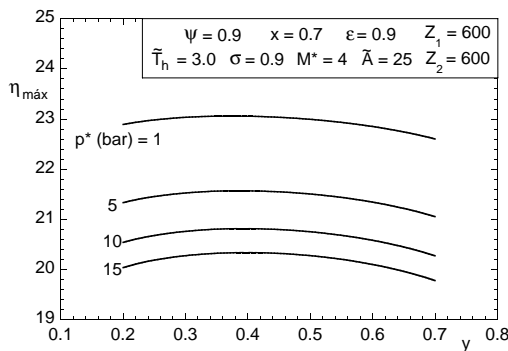


Figura 6 - Eficiência η em função de y com p^* variável.

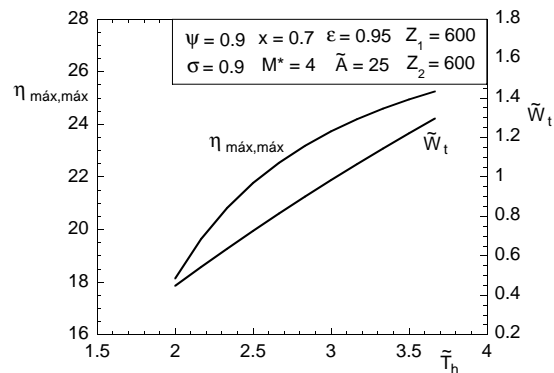


Figura 7 - Eficiência η e Trabalho \tilde{W}_t em função de \tilde{T}_h .

Verifica-se que, a medida que a massa total de fluido é reduzida a eficiência duplamente maximizada aumenta. Observa-se, finalmente, que o valor ótimo, $y_{ot} \simeq 0.4$, é praticamente

insensível à variação de p^* . Esta constatação é notável, uma vez que caracteriza o duplo ótimo apresentado neste trabalho como “robusto”, i.e., independente da variação de vários parâmetros importantes de projeto.

Por último, investiga-se o efeito da temperatura da fonte quente, T_h , na eficiência duplamente maximizada do ciclo. Os resultados apresentados na Fig. 7, mostram um acréscimo na eficiência com o aumento da temperatura da fonte quente. Apresenta-se também na Fig. 7, o trabalho total para um conjunto termodinâmico \tilde{W}_t em função de \tilde{T}_h , correspondente à eficiência duplamente maximizada.

4. CONCLUSÕES

Neste artigo, um modelo matemático foi desenvolvido para simular a operação de motores Stirling e, a seguir realizada a otimização termodinâmica do ciclo para máxima eficiência térmica. Os resultados numéricos demonstram que existe uma geometria ótima para o motor tal que a eficiência seja máxima. Os resultados numéricos foram apresentados na forma de grupos adimensionais apropriados, na forma de curvas normalizadas, portanto de caráter geral para a configuração analisada, i.e., com o uso do mecanismo de disco deslizante (“swashplate”).

Este estudo identificou a posição do ótimo termodinâmico, com relação a dois importantes parâmetros de projeto, φ e y , e sua sensibilidade relativa a vários outros parâmetros do motor. Importante é a conclusão de que o ótimo termodinâmico é “robusto” (i.e., relativamente insensível) a vários parâmetros, e.g., p^* (ou m_t), \tilde{T}_h , M^* , ϵ , Z_1 , Z_2 , x e σ . Esta conclusão é de grande utilidade do ponto de vista aplicativo para o dimensionamento do motor.

REFERÊNCIAS

- Bejan, A., 1993, Heat Transfer, Wiley, New York.
Bejan, A., 1995, Convection Heat Transfer, 2nd Edition, Wiley, New York.
Curzon, F.L. & Ahlborn, B., 1975, Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, Am. J. of Physics, vol. 43, pp. 22-24.
Kincaid, D. & Cheney, W., 1991, Numerical Analysis, Wadsworth, Belmont-CA.
Ladas, H.G. & Ibrahim, O.M., 1994, Finite-time view of the Stirling Engine, Energy, vol. 19, no. 8, pp. 837-843.
Reader, G.T. & Hooper, C., 1983, Stirling Engines, University Press, Cambridge.
Reid, R.C., Prausnitz, J.M. & Poling, B.E., 1987, Properties of Gases and Liquids, Fourth Edition, McGrawHill, Boston.
Urieli, I. & Berchowitz, D.M., 1984, Stirling Cycle Engine Analysis, JWA Ltd., Bristol.

OPTIMIZATION OF STIRLING ENGINES

Abstract *This paper introduces a mathematical model to simulate the operation of Stirling Engines in transient regime, with variable heat transfer coefficients during the cycle. Appropriate nondimensional groups are identified and design and operating parameters are defined. Numerical simulations for Stirling engines that utilize the swashplate mechanism are conducted, searching optimal parameters for maximum cycle efficiency. Generalized optimization results are presented in dimensionless charts.*

Keywords: *Stirling Engines, Thermodynamic optimization, Volume constraint*