

A SIMULAÇÃO DE UM MOTOR STIRLING POR ANÁLISE ISOTÉRMICA DE SCHMIDT COMO FERRAMENTA PARA DIMENSIONAMENTO DE UM CONCENTRADOR PARABÓLICO

Eduardo Libório Piedade da Silva Santos (UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA)
eduardoliborio@outlook.com

Robson da Silva Magalhães (UNIVERSIDADE FEDERAL DO SUL DA BAHIA)
robsonmagalhaes@ufsb.edu.br

Resumo

Uma importante medida para se reduzir a emissão excessiva de gases do efeito estufa decorrentes da atividade humana é a ampliação da participação das fontes renováveis na matriz energética mundial. Esta ampliação se dá através da utilização de novas tecnologias, tais como a energia solar térmica concentrada com sistemas Dish Stirling. Com o objetivo de estabelecer um método simples para o dimensionamento do concentrador parabólico usado em sistemas Dish Stirling, a análise isotérmica de Schmidt é aplicada neste trabalho para a simulação de um motor Stirling e é desenvolvido um modelo térmico do sistema. Os dados experimentais de um motor Stirling GPU-3 são utilizados para o dimensionamento de um concentrador parabólico adequado às condições estabelecidas para a operação deste motor. Quando comparado com os valores experimentais do motor Stirling GPU-3, os resultados da simulação realizada com o modelo proposto demonstram um desvio entorno de 97% na estimativa da potência gerada, e um desvio entorno de 101% na estimativa da eficiência do motor. Entretanto, os resultados da simulação demonstram um desvio entorno de 2% na estimativa da potência consumida, variável que é utilizada para o dimensionamento de um concentrador. Com os resultados obtidos pela simulação, dimensiona-se um concentrador com o diâmetro necessário para atender a demanda do motor simulado. Apesar de o modelo do motor Stirling baseado na análise isotérmica de Schmidt apresentar resultados discrepantes quando comparado com outros modelos presentes na literatura, o método proposto pode ser utilizado como um estimador na realização de análises preliminares, devido à sua facilidade de aplicação.

Palavras-Chaves: modelo isotérmico de Schmidt, motor Stirling, sistema Dish Stirling, energia solar, energia heliotérmica.

1. Introdução

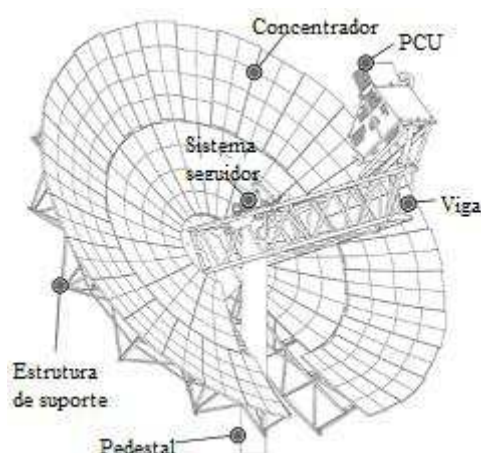
Uma das consequências do crescimento da demanda energética mundial é o aumento da emissão dos Gases do Efeito Estufa (GEE). Os GEE são os mais prováveis causadores do aumento anormal da temperatura média do planeta. O agravamento deste fenômeno deve resultar em uma crise ambiental sem precedentes; com consequências catastróficas para a vida no planeta. A fim de minimizar os impactos do aumento da temperatura média global, o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC - *Intergovernmental Panel on Climate Change*) traz um alerta de que, até 2030, esse aumento de temperatura deve ser limitado a 1,5°C, o que demanda uma redução significativa e imediata na emissão de GEE (IPCC, 2014). A geração de energia elétrica e aquecimento estão entre os principais responsáveis pelas emissões diretas de GEE decorrente da atividade humana, correspondendo a 26% do seu total (IPCC, 2014). Dos sistemas de geração de energia elétrica no mundo, 75,5% da potência instalada é baseada na queima de combustíveis fósseis (REN21, 2016). A substituição destes sistemas por métodos que utilizam fontes renováveis, e não emitam GEE em sua operação, é uma medida fundamental para se alcançar a meta proposta.

A geração solar térmica concentrada, ou heliotérmica, é uma das principais alternativas para a geração de energia elétrica através de uma fonte renovável. Entre 2010 e 2015, esse método apresentou o terceiro maior crescimento em potência instalada entre os demais métodos renováveis de geração de energia (REN21, 2016). Dentre os sistemas heliotérmicos, o sistema Dish Stirling (DS) apresenta as mais altas taxas de concentração de radiação solar e eficiência térmica, contudo é o que apresenta a menor maturidade tecnológica para operação comercial. Entretanto, o desenvolvimento tecnológico destes sistemas vem tornando-os cada vez mais baratos (BARLEV; VIDU; STROEVE, 2011).

O sistema DS consiste no arranjo de: um concentrador parabólico, uma Unidade de Conversão de Potência (UCP), e um sistema seguidor. O concentrador parabólico tem a função de refletir a radiação solar sobre o receptor da UCP. O receptor tem a função de transmitir a energia solar concentrada em forma de calor para o fluido de trabalho do motor Stirling, minimizando as perdas energéticas para o ambiente. No motor Stirling da UCP, o calor é convertido em trabalho, que por sua vez é convertido em energia elétrica através do gerador da UCP. O conjunto formado pelo concentrador e pela UCP é acoplado a um sistema seguidor que usa motores elétricos para ajustar sua posição e garantir que o concentrador esteja no ângulo de maior incidência de radiação solar direta ao longo do dia, maximizando a

produção de energia elétrica. Esta tecnologia apresenta eficiências térmicas que variam de 20 a 31,25%, com capacidades de 1 a 25 kW e diâmetros de concentradores entre 3 e 15 m (HAFEZ et al., 2017). A Figura 1 apresenta um sistema DS modelo SunCatcher da SES, com capacidade de 25 kW.

Figura 1 - Sistema DS SunCatcher



Fonte: Adaptado de Hafez et al. (2017)

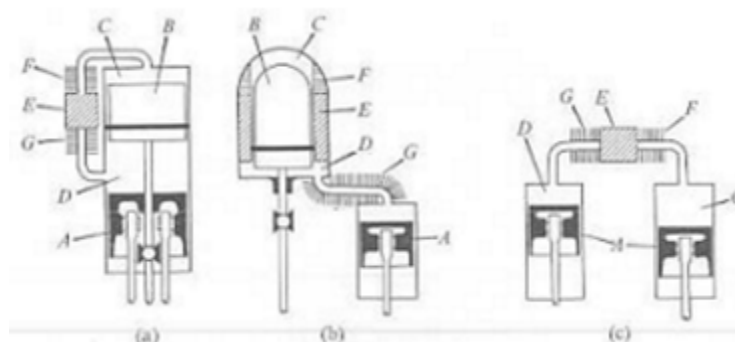
Este trabalho propõe o uso da análise isotérmica de Schmidt para a construção de um modelo e simulação de um motor Stirling aplicado em um sistema DS. Os resultados da simulação são utilizados para o dimensionamento do concentrador solar adequado ao motor. Determina-se o diâmetro de abertura do concentrador através de um modelo térmico, considerando-se as principais perdas no sistema DS. Os resultados da simulação do motor Stirling GPU-3 são comparados com os de outras análises obtidas por revisão na literatura. Com isso, deseja-se estabelecer um método simples para o dimensionamento do concentrador parabólico, e consequentemente dos demais componentes do sistema, tendo-se o motor Stirling como ponto de partida.

2. Motor Stirling

O motor Stirling é um motor térmico regenerativo de ciclo fechado, ou seja, não há fluxo de massa entrando ou saindo do motor. Ele mantém em seu interior uma massa constante de um determinado gás de trabalho. O motor Stirling têm três classificações básicas (Figura 2): (a) beta, apresenta um pistão de potência e um pistão deslocador em um mesmo cilindro; (b)

gama, apresenta um pistão de potência e um deslocador em cilindros diferentes; e (c) alfa, opera com dois pistões de potência. O pistão deslocador tem a função mover o gás no interior do cilindro durante o ciclo e seu trabalho é nulo (URIELI, 2010; WALKER, 1980).

Figura 2. Motor Stirling quanto à disposição dos cilindros. (a) beta, (b) gama, (c) alfa. A. Pistão de potência, B. pistão deslocador, C. espaço de expansão, D. espaço de compressão, E. regenerador, F. aquecedor, G. resfriador.



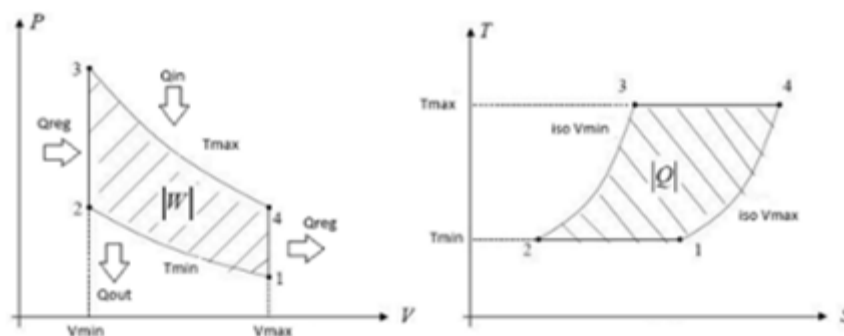
Fonte: Walker (1980)

O regenerador é um trocador de calor interno e tem a função de armazenar energia entre os processos de expansão e compressão isotérmica, trocando calor com gás de trabalho (WALKER, 1980).

2.1 Ciclo Stirling

O ciclo ideal de Stirling é um ciclo termodinâmico regenerativo que compreende quatro processos, dois isocóricos e dois isotérmicos. Para início da análise do ciclo se considera que o gás esteja no seu volume máximo e temperatura mínima, passando pelos processos representados nos diagramas pressão-volume (P-V) e temperatura-entropia (T-S) na Figura 3. O ciclo ideal de Stirling se dá seguinte forma: (1-2) o gás cede calor a fonte fria passando por uma compressão isotérmica, atingindo seu volume mínimo; (2-3) o gás é deslocado através do regenerador, recebendo calor, passando por um aquecimento isocórico, atingindo sua máxima temperatura; (3-4) o gás recebe calor da fonte quente passando por uma expansão isotérmica, atingindo seu volume máximo; (4-1) o gás então atravessa o regenerador, cedendo-lhe calor, passando por um resfriamento isocórico, atingindo sua temperatura mínima e voltando ao estado inicial (WALKER, 1980).

Figura 3 - Diagramas P-V e T-S para o ciclo ideal Stirling



Fonte: Abate (2013)

No ciclo ideal de Stirling, considera-se que todos os processos são termodinamicamente reversíveis. Em um motor real, observa-se uma grande diferença para ciclo ideal, decorrente do movimento contínuo dos pistões, que resulta em um diagrama P-V suave e contínuo, sem uma definição clara dos quatro processos (WALKER, 1980).

2.2. Análise isotérmica ideal de Schmidt para o cálculo da energia consumida pelo motor

A energia consumida pelo motor é o principal parâmetro para dimensionamento do concentrador parabólico. Para se determinar este parâmetro é utilizada neste trabalho a análise de isotérmica ideal de Schmidt.

Na análise de Schmidt o motor é modelado como uma série de trocadores de calor ideais, estabelecidos pelo: volume de compressão (V_c), volume de expansão (V_e), resfriador (V_k), aquecedor (V_h), e regenerador (V_r). Nesta análise a temperatura dos volumes de compressão e de expansão são consideradas constantes e respectivamente iguais às do resfriador e do aquecedor (URIELI, 2010). As considerações feitas na abordagem de Schmidt, como descrito por Walker (1980), Hirata (1997) e Urieli (2010), são:

- O processo de regeneração é perfeito;
- A pressão instantânea é a mesma em todo o sistema;
- O gás de trabalho é modelado como um gás ideal;
- A massa do fluido de trabalho permanece constante;
- Não há perda de carga nos trocadores e não há diferenciais na pressão interna;
- Os processos de expansão e compressão são isotérmicos;

- g) Os volumes mortos mantem as temperaturas dos seus respectivos espaços durante o ciclo;
- h) A temperatura do regenerador é uma média das temperaturas do aquecedor e do resfriador;
- i) A variação dos volumes de expansão e compressão é senoidal;
- j) A velocidade de rotação é constante.

As variações senoidais de volume para o motor Stirling beta são dadas por (1) e (2):

$$V_e = V_{de} + \frac{V_{swe}(1-\cos(\theta))}{2} \quad (1)$$

$$V_c = V_{dc} + \frac{V_{swc}(1-\cos(\theta-\alpha))}{2} + \frac{V_{swe}(1+\cos(\theta))}{2} - V_b \quad (2)$$

Em um motor Stirling beta, uma sobreposição dos volumes de trabalho decorrente do curso dos pistões deve ser considerada, valor dado por (3).

$$V_b = \frac{V_{swe} + V_{swc}}{2} - \sqrt{\frac{V_{swe}^2 + V_{swc}^2}{4} - \frac{V_{swe} V_{swc}}{2} \cos \alpha} \quad (3)$$

O volume total instantâneo do gás é dado por:

$$V = V_e + V_c + V_r \quad (4)$$

A pressão média no motor é dada por:

$$P_{med} = \frac{2mRT_c}{V_{swe} \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (5)$$

onde os coeficientes S e B são respectivamente:

$$S = t + 2tX_{de} + \left(\frac{4tX_r}{1+t}\right) + v + 2X_{dc} + 1 - 2X_b \quad (6)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos \alpha + v^2 - 2t + 1} \quad (7)$$

A pressão do motor baseada na pressão média e é descrita por

$$P = \frac{P_{med}(\sqrt{1-c^2})}{1-c \cos(\theta-\alpha)} \quad (8)$$

onde os coeficientes c e α são calculados por:

$$c = \frac{B}{S} \quad (9)$$

$$\alpha = \text{atan} \frac{v \sin \alpha}{r + \cos \alpha + 1} \quad (10)$$

As razões de temperaturas e volumes são dadas por:

$$t = \frac{T_c}{T_e} \quad (11)$$

$$v = \frac{V_{swc}}{V_{swe}} \quad (12)$$

$$X_b = \frac{V_b}{V_{se}} \quad (13)$$

$$X_{de} = \frac{V_{de}}{V_{swe}} \quad (14)$$

$$X_{dc} = \frac{V_{dc}}{V_{se}} \quad (15)$$

$$X_r = \frac{V_r}{V_{swe}} \quad (16)$$

O trabalho é realizado pelo gás ao longo de um ciclo é calculado como:

$$W_m = W_c + W_e \quad (17)$$

Derivando (1) e (2) e substituindo em (5), e considerando as equações do trabalho ($W = \oint P dV$) com a solução das suas integrais, obtém-se:

$$W_c = - \frac{P_{med} V_{swe} \pi c t \sin \alpha}{1 + \sqrt{1-c^2}} \quad (18)$$

$$W_e = \frac{P_{med} V_{swe} \pi c \sin \alpha}{1 + \sqrt{1-c^2}} \quad (19)$$

As Equações (18) e (19) expressam os principais resultados analíticos da análise de Schmidt. A potência do motor pode ser calculada como:

$$\dot{W} = W \cdot N \quad (20)$$

Como a análise de Schmidt é baseada no modelo Ideal Isotérmico a eficiência térmica pode ser reduzida a eficiência de Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_k}{T_h} \quad (21)$$

3. Análise térmica do sistema DS para dimensionamento do concentrador

O dimensionamento do concentrador se dá através da construção de um modelo térmico do sistema DS, tendo como entrada as condições de operação e os parâmetros dimensionais do sistema. Estes valores são aplicados na equação (43), que determina o valor do diâmetro de abertura do concentrador.

O concentrador em um sistema DS consiste em uma superfície parabólica reflexiva com a função de focar a radiação solar no receptor. As dimensões do concentrador são determinadas pela capacidade do motor utilizado (HAFEZ et al., 2017). O receptor tem a função de aumentar a eficiência do sistema DS, reduzindo as perdas de calor por convecção e por emissão de radiação (AZZOUZI; BOUMEDDANE; ABENE, 2017). Para este estudo é considerado um receptor cilíndrico de cavidade.

As áreas de abertura, áreas sobre as quais a energia em forma de radiação incide, do concentrador e do receptor são calculadas por:

$$A_{con} = \pi \left(\frac{d_{con}}{2} \right)^2 \quad (22)$$

$$A_{rec} = \pi \left(\frac{d_{rec}^{int}}{2} \right)^2 \quad (23)$$

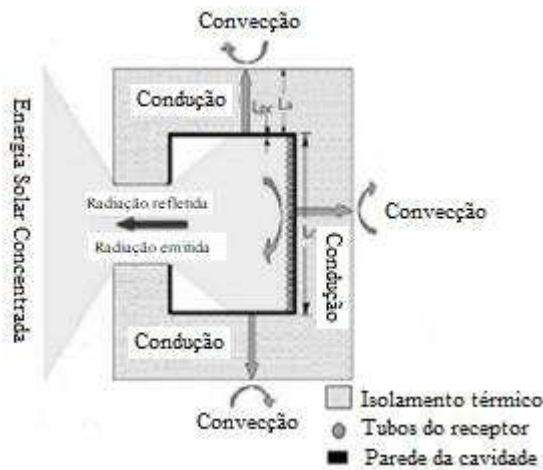
A taxa de calor refletido pelo concentrador é definida por:

$$Q_{con} = \alpha_{con} I A_{con} \quad (24)$$

Os principais fluxos de calor no receptor de cavidade são: a energia solar concentrada, o calor conduzido para o motor, a energia refletida pela superfície, e as perdas de calor por radiação, convecção interna e convecção externa (Figura 4). Considerando-se que o sistema opera em regime permanente, o balanço de energia no regenerador é dado pela relação entre o calor conduzido através do receptor e o calor perdido para o ambiente:

$$Q_m = Q_{con} - (Q_{rad} + Q_{conv}^{int} + Q_{conv}^{ext} + Q_{ref}) \quad (25)$$

Figura 4 - Mecanismos de perda de calor no receptor de cavidade



Fonte: Adaptado de Caballero (2017)

O calor refletido é dado por:

$$Q_{ref} = (1 - ab_{rec}) Q_{con} \quad (26)$$

Pela lei de Stefan-Boltzmann, o calor perdido pelo receptor por emissão de radiação para o ambiente é dado por (27). A área da superfície de emissão é considerada como a área de abertura da cavidade do receptor (CABALLERO, 2017):

$$Q_{rad} = \epsilon_{rec} \sigma A_{rec} (T_{rec}^4 - T_{amb}^4) \quad (27)$$

Considerando a lei de Newton do resfriamento, podemos considerar o calor perdido por convecção interna como:

$$Q_{conv}^{int} = h_{in} A_{rec}^{int} (T_{rec} - T_{amb}) \quad (28)$$

Pode-se calcular o coeficiente convectivo para cada condição de convecção com função do número de Nusselt:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} k_{ar}}{d_{rec}^{int}} \quad (29)$$

Azzouzi, Boumeddane e Abene (2017) consideram a seguinte correlação empírica proposta por Stine e McDonald para a transferência de calor por convecção natural no interior da cavidade cilíndrica:

$$Nu_{int} = 0.088 Gr^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{rec}}{T_{amb}} \right)^{0.18} (\cos \phi)^{2.47} \left(\frac{d_{rec}^{int}}{L_{rec}^{int}} \right)^s \quad (30)$$

onde ϕ é o ângulo de inclinação da cavidade, definido entre 0 e 90°. O coeficiente s é dado por:

$$s = 1.12 - 0.98 \left(\frac{d_{rec}^{int}}{L_{rec}^{int}} \right) \quad (31)$$

O número de Grashof e o coeficiente de expansão térmica do ar são definidos como:

$$Gr = \frac{(L_{rec}^{int})^3 g \beta (T_{rec} - T_{amb})}{\nu_{ar}^2} \quad (32)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{amb}} \quad (33)$$

Para a perda de calor por convecção externa temos:

$$Q_{conv}^{ext} = h_{ex} A_{rec}^{ext} (T_{rec} - T_{amb}) \quad (34)$$

O coeficiente convectivo para a convecção externa é calculado como:

$$h_{ext} = \frac{Nu_{comb} k_{ar}}{d_{rec}^{ext}} \quad (35)$$

Para o cálculo do coeficiente convectivo para a convecção externa no receptor é considerado o efeito combinado da convecção natural e da convecção forçada, para isto é calculado um número de Nusselt equivalente (ÇENGEL; GHAJAR, 2015):

$$Nu_{comb} = (Nu_{ext\ for}^n + Nu_{ext\ nat}^n)^{1/n} \quad (36)$$

onde n é um componente referente a orientação do corpo, variando entre 3, para vertical, e 4, para horizontal. Neste trabalho n é considerado como 3. Para a convecção natural externa o número de Nusselt é considerado pela seguinte correlação (CHURCHILL; CHU, 1975 apud AZZOUZI; BOUMEDDANE; ABENE, 2017):

$$Nu_{ext\ nat} = \left[0.6 + \frac{(0.387Ra^{1/4})}{(1 + (0.559/Pr)^{1/4})^{1/4}} \right]^2 \quad (37)$$

sendo os números de Prandtl e de Rayleigh respectivamente:

$$Pr = \frac{\mu_{ar} C_{p_{ar}}}{k_{ar}} \quad (38)$$

$$Ra = \frac{(d_{ex})^3 g \beta (T_{rec} - T_{amb})}{\nu_{ar}^2} Pr \quad (39)$$

Para a convecção forçada externa o número de Nusselt é calculado pela seguinte correlação, considerando um escoamento laminar (CABALLERO, 2017):

$$Nu_{ex\ for} = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (40)$$

sendo no número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho_{ar} V_{ar} d_{ex}}{\mu_{ar}} \quad (41)$$

O calor recebido pelo motor é considerado, numa condição ideal, como sendo igual ao trabalho realizado na expansão do motor Stirling ($Q_m = \dot{W}_e$). Este calor é calculado através das Equações (19) e (20).

Substituindo (24), (25) e (26) em (22) e resolvendo para o diâmetro do concentrador, temos:

$$d_{con} = 2 \left(\frac{Q_m + Q_{rad} + Q_{conv}^{int} + Q_{conv}^{ext}}{\pi I \alpha_{con} (1 - ab_{res})} \right)^{1/2} \quad (43)$$

4. Resultados e discussões

Neste trabalho é considerado que o sistema opera em regime permanente. A intensidade da irradiação solar e o ângulo de inclinação da cavidade são consideradas constantes para as condições máximas de operação. As o modelo térmico do sistema e a análise de Schmidt foram implementadas em um algoritmo no software de cálculo numérico Matlab a fim de simular o sistema e dimensionar o concentrador.

4.1. Simulação do motor Stirling

O modelo do motor foi testado simulando o motor Stirling GPU-3, motor tipo beta desenvolvido pela General Motor (URIELI; BERCHOWITZ, 1984). As especificações geométricas deste motor são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Especificações geométricas do motor Stirling GPU-3

	Especificação	Dados
V_{de}	Volume morto de expansão	30,52 cm ³
V_{dc}	Volume morto de compressão	28,68 cm ³
V_{swe}	Volume deslocado de expansão	120,82 cm ³
V_{swc}	Volume deslocado de compressão	113,14 cm ³
V_h	Volume do aquecedor	70,88 cm ³
V_k	Volume do resfriador	13,8 cm ³
V_r	Volume do regenerador	50,55 cm ³
α	Ângulo de fase	110°

Fonte: Urieli, Berchowitz, 1984; Ni et al. (2016)

Em ensaio realizado no Lewis Research Center em 1979 utilizando hélio como fluido de trabalho, operando a pressão média de 4,13 MPa, com uma velocidade de rotação de 41,72 Hz, com temperaturas do resfriador de 288K e do aquecedor de 977 K, a potência medida foi de 3,958 kW, com uma eficiência térmica de 35% (URIELI; BERCHOWITZ, 1984). Estes parâmetros, juntamente com os dados da Tabela 1, foram utilizados para a realização da

simulação do motor Stirling GPU-3 com um modelo baseado na análise de Schmidt. Os cálculos se deram ao longo de um ciclo, com intervalos de 1° no ângulo de rotação do motor.

Com a simulação estimou-se 11,042 kW térmicos consumidos, 3,254 kW rejeitados, uma potência gerada de 7,788 kW e uma eficiência térmica de 70,5%. Na Tabela 2 temos um comparativo entre o resultado da simulação do motor GPU-3 com diversos modelos descritos na literatura operando nas mesmas condições utilizadas neste trabalho e nos dados experimentais.

Tabela 2. Comparativo entre modelos térmicos do motor GPU-3

Modelo	Entrada de calor (kW)	Saída de Potência (kW)	Eficiência térmica (%)	Erro entrada de calor (%)	Erro na saída de potência (%)	Erro na eficiência (%)
Urieli and Berchowitz's Simple model (URIELI, BERCHOWITZ, 1984)	12,762	6,700	52,5	12,85	69,28	50,00
Babaelahi's Simple II model (BABAE LAHI, SAYYAADI, 2014)	12,418	4,570	36,8	9,81	15,46	5,14
Hosseinzade's CAFS model (HOSSEINZADE, SAYYAADI, 2015)	11,345	4,107	36,2	0,32	3,76	3,43
Ni et al. ISAM (Ni et al. 2016)	12,814	4,228	33,0	13,31	6,82	-5,71
Dados experimentais	11,309	3,958	35,0	-	-	-
Presente trabalho	11,042	7,788	70,5	-2,36	96,77	101,49

$$P_{\text{med}} = 4,13 \text{ Mpa}; T_h = 977 \text{ K}; T_k = 288 \text{ K}; N = 41,72 \text{ Hz}$$

Nota-se que na simulação realizada neste trabalho a potência gerada e eficiência estimadas são respectivamente cerca de 97% e 101% maiores que os dados experimentais, resultados muito distantes dos obtidos pela maior parte dos outros modelos. Isto pode ser explicado pelas diversas simplificações consideradas na concepção da análise isotérmica de Schmidt, como descrito na Seção 2.2, distanciando o modelo das condições reais de operação e reduzindo a acurácia dos seus resultados. O modelo CAFS proposto por Hosseinzade e Sayyaadi (2015) apresentou os melhores resultados dentre os observados na Tabela 2. Contudo, apesar dos grandes desvios ao estimar a potência e a eficiência do motor Stirling, em comparação aos demais modelos, a análise de Schmidt apresentou um desvio pequeno no valor de potência térmica consumida pelo motor, valor aproximadamente 2% abaixo do valor experimental. Este é o principal dado utilizado no dimensionamento do concentrador, portanto o modelo se mostrou adequado dada sua simplicidade.

4.2. Dimensionamento do concentrador

A partir dos dados obtidos com a simulação do motor pôde-se estimar um diâmetro para um concentrador parabólico que proporcionasse a temperatura de operação adequada na porção quente do motor (977 K). Para isso foi considerado que a temperatura do receptor é igual a temperatura na porção quente do motor ($T_{rec} = T_h$). A refletividade do concentrador, α_{con} , foi considerada como 90%, considerando um refletor solar de alumínio (HAFEZ et al., 2017). Os parâmetros usados para o receptor estão indicados na Tabela 3. O comprimento interno foi definido a partir de uma razão entre comprimento interno e diâmetro interno igual 2, proposta por Azzouzi, Boumeddane e Abene (2017) para condição de máxima perda convectiva. O diâmetro externo e o comprimento externo foram definidos considerando uma espessura do isolamento de 4 cm. As propriedades do ar utilizadas estão na Tabela 4.

Tabela 3 - Características do receptor

	Especificação	Valor
ϵ	Emissividade	0,85
ab	Absortividade	93%
d_{rec}^{ext}	Diâmetro externo	26 cm
d_{rec}^{int}	Diâmetro interno	18 cm
L_{rec}^{ext}	Comprimento externo	40 cm
L_{rec}^{int}	Comprimento interno	36 cm

Fonte: Caballero et al. (2017); Hafez et al. (2017)

Tabela 4 - Propriedades do ar a 25°C (298,15 K)

	Especificação	Valor
C_p	Calor específico	1,007 J/kg K
ρ	Densidade	1,184 kg m ³
k_{ar}	Condutividade térmica	0,02551 W/m K
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica	1,849 10 ⁻⁵
ν_{ar}	Viscosidade cinemática	1,562 10 ⁻⁵

Fonte: Çengel, Ghajar (2015)

Foi considerada uma radiação solar direta de 0,987 kW/m², uma velocidade média do ar de 5 m/s, a aceleração da gravidade de 9,80665 m/s², e a constante de Boltzmann como 5.67×10⁻⁸ W/m²K⁴ (ÇENGEL; GHAJAR, 2015). Foi considerado também um ângulo de inclinação do receptor de 78° em relação ao plano horizontal. Aproximadamente neste ângulo o

concentrador está perpendicular a inclinação solar na sua posição de zênite, condição de insolação máxima para a latitude de 12° Sul, referente a cidade de Salvador, no Brasil.

Como resultado do dimensionamento estimou-se um diâmetro de abertura de 4,40 m para o concentrador. Utilizando os dados experimentais o diâmetro estimado seria de 4,45 m, ou seja, um desvio de aproximadamente 1%. Logo, apesar de a simulação do motor realizada neste trabalho estimar um valor de saída com um desvio elevando em relação aos dados experimentais, o valor da potência térmica consumida pelo motor se mostrou próximo ao valor experimental o que possibilitou um dimensionamento do diâmetro de abertura de um concentrador de maneira confiável.

5. Conclusão

Neste trabalho aplicou-se a análise isotérmica de Schmidt para a simulação de um motor Stirling para um sistema DS com o objetivo de dimensionar o concentrador. Os resultados da simulação são utilizados para o dimensionamento de um concentrador adequado para o motor, considerando as principais perdas de calor através de um modelo térmico do sistema.

Para a simulação foi utilizado o motor Stirling GPU-3. O resultado apresentou um desvio de aproximadamente 97% para a potência gerada, e de aproximadamente 101% para a eficiência, entretanto a potência consumida apresentou um desvio de apenas 2%. O pequeno desvio na estimativa da potência consumida possibilita o dimensionamento de um concentrador parabólico que proporcione as condições operacionais adequadas do motor. O resultado do dimensionamento indica um diâmetro de abertura de 4,40 m para o concentrador, resultando em um desvio de 1% quando comparado com o diâmetro do concentrador obtido através do dimensionamento com a aplicação dos dados experimentais do motor. Este resultado indica que o método proposto pode ser utilizado como um estimador na realização de análises preliminares, principalmente devido à sua facilidade de aplicação.

Agradecimentos

O autor Eduardo Libório agradece o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do estado da Bahia (FAPESB) para a realização deste trabalho.

Referências

- ABATE, A. **Testing and Optimization of the performance of a Stirling engine**. Tese (Mestrado), Osnabrück University of Applied Sciences, Faculty of Engineering and Computer Science, Osnabrück, Alemanha Jun 2013.
- AZZOUZI, D., BOUMEDDANE, B., ABENE, A. Experimental and analytical thermal analysis of cylindrical cavity receiver for solar dish. **Renewable Energy**, vol. 106, pp.111-121, Jan 2017.
- BABAELAH, M., SAYYAADI, H. Simple-II: A new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines. **Energy** vol. 69, pp. 873-890, 2014.
- BARLEV, D., VIDU, R., STROEVE, P. Innovation in concentrated solar power. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, vol. 95, n. 10, pp. 2703–2725, Oct. 2011.
- CABALLERO, G., MENDOZA, L., MARTINEZ, A., EDUARDO SILVA, E., MELIAN, V., VENTURINI, O., DEL OLMO, O. Optimization of a Dish Stirling system working with DIR-type receiver using multi-objective techniques. **Applied Energy**, vol. 204, pp. 271–286, Oct. 2017.
- ÇENGEL, Y., GHAJAR, A. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications**, 5ed, McGraw-Hill Education, EUA, 2015.
- HAFEZ, A.Z., SOLIMAN, A., EI-METWALLY, K.A., ISMAIL, I.M. Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** vol. 67, pp. 1019-1036, Jan 2017.
- HIRATA, K., **Schmidt theory for Stirling engines**, 1997. Disponível em:
<<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata>> Acesso em: 28 out 2018.
- HOSSEINZADE, H., SAYYAADI, H. CAFS: The Combined Adiabatic–Finite Speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines. **Energy Conversion and Management**, vol. 91, pp. 32-53, Jul 2015.
- IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change, “Summary for Policymakers, In: **Climate Change 2014, Mitigation of Climate Change**, 2014.
- NI, M., SHI, B., XIAO, G., PENG, H., SULTAN, U., WANG, S., LUO, Z., CEN, K. Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100W b-type Stirling engine, **Applied Energy**, vol. 169, pp. 768-787, nov. 2016.
- REN21, Renewable Energy Policy Network for the 21st Century, **Renewables 2016 Global Status Report**, Paris, 2016.

URIELI, I. **Stirling Cycle Machine Analysis**. Ohio University, EUA, 2010.

URIELI, I., BERCHOWITZ, D.M. **Stirling Cycle Engine Analysis**, Adam Hilger, 1984.

WALKER, G. **Stirling Engines**. Oxford University Press, EUA, 1980.

Nomenclaturas

A	área
ab	absortividade
Cp	calor específico
d	diâmetro
g	aceleração da gravidade
I	radiação solar direta
k	condutividade térmica
L	comprimento
m	massa de ar no motor
Nu	número de Nusselt
Q	calor
Pr	número de Prandtl
R	constantes do gás
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
T	temperatura
V	volume
V _{ar}	velocidade
W	trabalho

Letras gregas

α	ângulo de fase entre os pistões
θ	ângulo de rotação
ε	emissividade
α_{con}	reflexividade
σ	constante de Boltzmann
η	Eficiência
μ	viscosidade dinâmica
ν	viscosidade cinemática
ρ	densidade

Subscritos e Superescritos

amb	ambiente
ar	ar ambiente
b	sobreposição
c	compressão
comb	combinado
con	concentrador
d	volume morto
e	expansão
ext	externo
h	aquecedor
int	interno
m	motor
r	regenerador
ref	refletido
rec	receptor
s	sistema
sw	curso