

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA CÁLCULO DE RENDIMENTO TÉRMICO DE
GERADORES DE VAPOR

por

Rodrigo Savi Justi

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019

CIP - Catalogação na Publicação

Justi, Rodrigo Savi
FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA CÁLCULO DE RENDIMENTO
TÉRMICO DE GERADORES DE VAPOR / Rodrigo Savi Justi. --
2019.
25 f.
Orientador: Andrés Armando Mendiburu Zevallos.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. Rendimento térmico . 2. Método indireto. 3.
Geradores de vapor. I. Armando Mendiburu Zevallos,
Andrés, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Rodrigo Savi Justi

FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA CÁLCULO DE RENDIMENTO TÉRMICO DE
GERADORES DE VAPOR

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mario Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Dra. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, dezembro de 2019

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho aos meus pais, Solange Savi Justi e Zilmar Antonio Justi.

*O que sabemos é uma gota;
o que ignoramos é um oceano.*
Isaac Newton

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2019

FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA CÁLCULO DE RENDIMENTO TÉRMICO DE GERADORES DE VAPOR

Justi, Rodrigo Savi

rodrigo.savi.justi@gmail.com

Resumo. *Nesse trabalho é desenvolvida uma ferramenta computacional para o cálculo do rendimento térmico de geradores de vapor com queima de combustível sólido e óleo. O programa é escrito em linguagem FORTRAN e utiliza o método indireto para o cálculo, também conhecido como método das perdas. Além do rendimento, o programa informa ao usuário o valor de todas as perdas parciais de calor, da perda total, da energia disponível na fornalha, das vazões mássicas de ar seco de combustão e gases secos de escape e da relação mássica de ar/combustível. São utilizados dados de um gerador de vapor em um intervalo de tempo de 9 horas para o cálculo das perdas de calor e rendimento através da ferramenta desenvolvida. O gerador de vapor apresentou uma perda de calor média de 2678,49 kJ/kg cb e rendimento térmico de 89,37% no período de tempo avaliado.*

Palavras-chave: *método indireto; rendimento térmico; geradores de vapor; caldeira;*

Abstract. *In this work, is developed a tool to calculate the thermal efficiency of a boiler fired with solid fuel and oil. The program is written in FORTRAN language and uses the indirect method for the calculations, also known as the loss's method. Apart from the efficiency, the program informs to the user the value of all partial losses, total loss, available power in the furnace, mass flow of combustion dry air, mass flow of dry flue gas and air/fuel ratio. Data of the operation of a real boiler during a period of 9 hours are used to perform the calculations. The boiler had an average heat loss of 2678,49 kJ/kg cb and thermal efficiency of 89,37% over the evaluated time period.*

Keywords: *indirect method; thermal efficiency; steam generators; boiler;*

1. INTRODUÇÃO

Segundo Bazzo (1995), os geradores de vapor, industrialmente chamados de caldeiras, surgiram no início do século XVIII e utilizam vapor de água como fluido de trabalho devido a sua elevada disponibilidade e alto calor específico. O vapor gerado pode ser saturado ou superaquecido e é utilizado para várias finalidades, como aquecimento, autoclaves para esterilização e geração de energia. Em geral, são compostos pela fornalha, onde ocorre a combustão, a caldeira, um recipiente no qual o fluido muda de fase de líquido para vapor, o superaquecedor, responsável por aumentar a temperatura do vapor gerado, o economizador, que pré-aquece a água de alimentação e o aquecedor de ar, que ajuda a resfriar os gases de combustão e aquece o ar utilizado na combustão.

Ainda de acordo com Bazzo (1995), os geradores de vapor são divididos basicamente em aquatubulares, flamatubulares e elétricas. Os aquatubulares são construídas de maneira que a água circule através de diversos tubos de pequeno diâmetro, dispostos na forma de coluna da água ou feixes tubulares (BAZZO, 1995). Segundo Bazzo (2003), é o tipo mais comum, sendo utilizadas desde em pequenas indústrias até em grandes centrais termelétricas. Os flamatubulares são construídas de modo que a água circule através de diversos tubos e os gases de combustão circulam no interior dos tubos em duas ou mais passagens em direção à chaminé, onde são lançados ao meio ambiente (BAZZO,

1995). Bizzo (2003) afirma que esse tipo de gerador de vapor é limitado para instalações de pequeno porte, com capacidade inferior a 15 toneladas/hora de geração de vapor e baixas pressões.

O rendimento térmico de um gerador de vapor representa a quantidade de energia aproveitada em relação ao total de energia disponível. Segundo Chao et al. (2017), à medida que a temperatura dos gases de escape ou a temperatura do ar frio diminuem de 10 a 15°C, a perda de calor dos gases de escape do gerador de vapor diminui 0,8% a 1% e a eficiência térmica aumenta também de 0,8% a 1%. Os autores afirmam ainda que a eficiência térmica do gerador de vapor pode ser melhorada efetivamente utilizando tecnologias de combustão estratificada, adicionando pré-aquecedores de ar e adotando medidas de isolamento térmico. Annaratone (2008) afirma que para concentrações típicas de dióxido de carbono, de 8 a 12%, uma alteração de 1% afetará a eficiência do gerador de vapor em cerca de 0,65 a 0,75%. Isso também pode ser visto como uma mudança na temperatura de exaustão devido à mudança na vazão mássica dos gases de exaustão para uma determinada quantidade de combustível.

Existem vários trabalhos na literatura onde são realizados cálculos do rendimento de geradores de vapor reais, tanto pelo método direto quanto pelo método indireto. Nagar, Soni e Khare (2013) realizaram o cálculo do rendimento térmico, pelo método indireto, de um gerador de vapor localizado na Índia com combustão de carvão e energia gerada de 210MW. O gerador de vapor, cuja produção média de vapor era de 615 t/hora apresentou um rendimento de 82,44%. Srinivas et al. (2017) determinaram o rendimento térmico de um gerador de vapor com produção de 75 t/hora de vapor pelo método direto e indireto. O gerador de vapor utilizava carvão na combustão, e o rendimento térmico calculado pelo método direto foi de 83,94% e pelo método indireto de 91,96%. Krishnanunni et al. (2012) determinaram o rendimento térmico pelo método indireto de um gerador de vapor flamotubular que utilizava óleo combustível, em um período de 9 meses. O rendimento médio obtido pelos autores no tempo avaliado foi de 80,10%.

Para poder avaliar o rendimento térmico de um gerador de vapor, são necessários valores de referência, que dependem do tipo de combustível utilizado. Odeh et al. (2015) realizaram um trabalho para estabelecer valores de referência para o rendimento de geradores de vapor, separados por diversas categorias de combustíveis e fases. Para combustíveis sólidos englobando carvão betuminoso e coque, estabeleceu-se um rendimento de 83%. Para combustíveis derivados de madeira, como toras, cascas e bagaço, o rendimento de referência foi considerado 81%.

Esse trabalho tem como objetivo a elaboração de um programa em linguagem FORTRAN para calcular o rendimento térmico de geradores de vapor que utilizam combustíveis sólidos e óleo através do método indireto, com base nas perdas de calor que ocorrem. A justificativa para o desenvolvimento de um programa é permitir que os profissionais e técnicos que operam geradores de vapor possam determinar facilmente o rendimento térmico com as medições realizada nos gases de combustão, no combustível e em outros parâmetros.

O programa também informará cada uma das perdas, a razão ar/combustível da combustão, as vazões mássicas dos produtos da combustão, a energia útil e a energia disponível na fornalha. Com essas informações, além de verificar se o gerador de vapor apresenta um bom rendimento térmico, também é possível identificar eventuais problemas na operação através das perdas de calor que ocorrem. Nesse trabalho é utilizado o programa para calcular o rendimento de um gerador de vapor que utiliza carvão como combustível, num intervalo de tempo de 9 horas. As medições estão separadas em intervalos de uma hora. Também são calculadas as perdas de calor e o rendimento térmico de um gerador de vapor cujos dados foram obtidos de Krishnanunni et al. (2012), os resultados são comparados com aqueles publicados no trabalho supracitado.

2. FUNDAMENTAÇÃO

2.1. Rendimento térmico

Para fins comerciais, pode-se dizer que o rendimento térmico é o cálculo mais importante de um gerador de vapor, podendo ser obtido através do método direto e do método indireto. Ambos os métodos são baseados na Primeira Lei da Termodinâmica. Trabalhos que utilizam outras abordagens baseadas na Segunda Lei da Termodinâmica podem ser encontrados em Sosa-Arno et al. (2006). Segundo Sosa-Arno (2007), o método direto necessita de medições diretas e precisas de todas as vazões mássicas nas entradas e saídas do gerador de vapor, juntamente com suas propriedades termodinâmicas. De acordo com Rayaprolu (2012), o método direto oferece uma boa aproximação para o rendimento de geradores de vapor pequenos alimentados por óleo ou gás, mas não é recomendado para geradores de vapor que utilizam combustível sólido, uma vez que a margem de erro é raramente menor que 3%. O cálculo do rendimento térmico pelo método direto utiliza a Equação (1.1). As variáveis e suas unidades são especificadas na seção de Nomenclatura.

$$\eta = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\dot{m}_c PCI} \quad (1.1)$$

No método indireto, o rendimento é calculado com base nas perdas de calor por unidade de massa de combustível (kJ/kg cb) e segundo Rayaprolu (2012), a imprecisão pode ser menor que 0,25%. Para aplicar o método indireto, os gases de combustão devem ser analisados e devem ser realizadas medições de temperatura. Nenhuma medição de vapor está envolvida. O rendimento é calculado através da Equação (1.2).

$$\eta = 100. \left(1 - \frac{q_p}{q_d} \right) \quad (1.2)$$

Além da maior confiabilidade, outra vantagem do método indireto é a possibilidade de explorar maneiras de reduzir as perdas energéticas, já que elas são conhecidas e quantificadas nesse processo. A perda total de calor é o somatório das perdas de calor relacionadas principalmente a:

- Gases de combustão
- Umidade
- Cinzas
- Combustão parcial
- Purgas
- Fluxo de calor pelas fronteiras do equipamento

Na maioria dos geradores de vapor, em condições de combustão normais, as perdas de calor com as cinzas, com as purgas, com o vapor de nebulização, e as perdas de calor pelas paredes do equipamento, representam menos do 2% da energia total disponível na fornalha (BAZZO, 1995).

2.2. Cálculo da energia disponível na fornalha e energia útil

Para calcular a energia disponível na fornalha deve-se considerar a energia líquida liberada pelo combustível mais as energias associadas às vazões mássicas da umidade presente nele e do ar de combustão. A energia disponível na fornalha é a energia realmente entregue pelos queimadores e será utilizada na determinação do rendimento térmico do gerador de vapor pelo método indireto. Seu cálculo é realizado através da Equação (2.1):

$$q_d = PCS + \Delta h_{cb} + \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{cb}} (\Delta h_{ar} + w \Delta h_{v,ar}) \quad (2.1)$$

O poder calorífico superior (*PCS*) é o calor de combustão calculado na situação em que a maior quantidade de energia é liberada, nesse caso, toda a água formada na combustão é condensada para líquido. O poder calorífico inferior (*PCI*) é o calor de combustão considerando que toda a água formada é vaporizada. A diferença entre os dois valores corresponde à entalpia de vaporização da água formada na combustão devido à presença de hidrogênio e umidade no combustível.

Segundo Sosa-Arnan (2007), utilizar como base de cálculo o poder calorífico superior (*PCS*) implica em alterações na análise da perda relacionada aos gases de exaustão no gerador de vapor. Essa perda pode ser separada em duas partes: uma devido aos gases secos de exaustão e outra devido à umidade, onde são analisadas as perdas relacionadas à evaporação da água formada durante a combustão, da água presente no combustível e da água presente no ar de combustão.

Existe uma grande quantidade de correlações empíricas na literatura que podem ser utilizadas para cálculos aproximados do poder calorífico superior. Channiwala e Parikh (2002) desenvolveram uma correlação unificada para o cálculo do poder calorífico superior a partir da análise elementar do combustível, que corresponde à Equação (2.2). Essa correlação foi desenvolvida utilizando 225 dados e validada para 50 dados adicionais, abrange uma ampla faixa de composição elementar, sendo esta para o carbono de 0,00 a 92,25%, para o hidrogênio de 0,43 a 25,15%, para o oxigênio de 0,00 a 50,00%, para o nitrogênio de 0,00 a 5,60%, para o enxofre de 0,00 a 94,08% e para o teor de cinzas de 0,00 a 71,4%. Diferentes tipos de combustíveis e diferentes fases foram consideradas.

$$PCS = 349,1C + 1178,3H + 100,5S - 103,4O - 15,1N - 21,1A \quad (2.2)$$

No caso do desconhecimento da composição química do combustível, pode-se utilizar dados provenientes da literatura como referência. Nones et al. (2013) caracterizaram energeticamente a madeira e o carvão vegetal obtidos da espécie *Eucalyptus benthamii* a partir de 48 corpos de prova confeccionados para duas diferentes idades, 5 e 13 anos. A umidade média do carvão vegetal foi de 15% para a idade de 5 anos e de 12% para a idade de 13 anos. Existem referências da utilização de carvão vegetal em alto fornos siderúrgicos com umidades que variam de 8 a 20% (ABM, 1975).

A energia útil do gerador de vapor é a energia realmente absorvida pela água e pode ser calculada pela variação de entalpia do vapor produzido pelo gerador de vapor e a água de alimentação, conforme a equação (2.3). De acordo com Bazzo (1995), a vazão de vapor não corresponde exatamente à vazão da água de alimentação, mas pode ser considerada aproximadamente igual, visto que a vazão de água purgada e de vapor de nebulização são em geral muito pequenas.

$$q_u = \frac{\dot{m}_v (h_v - h_a)}{\dot{m}_{cb}} \quad (2.3)$$

2.3. Perda de calor sensível com os gases secos

Representa a maior parte das perdas energéticas e é calculada através da variação de entalpia sensível dos gases secos produzidos na combustão. Um procedimento adotado para esse cálculo é a utilização de uma temperatura de referência, geralmente 298,15K. A perda de calor sensível com os gases secos pode ser calculada pela Equação (3.1).

$$q_{gs} = \sum_i^N \frac{\dot{m}_i \Delta h_i}{\dot{m}_{cb}} \quad (3.1)$$

Na sua composição, os gases de combustão em base seca, apresentam principalmente CO_2 , O_2 , N_2 , CO e SO_2 . Portanto, essa perda de calor pode ser calculada através da energia associada a esses gases e a equação pode ser expandida como mostrado na Equação (3.2).

$$q_{gs} = \frac{\dot{m}_{CO_2}\Delta h_{CO_2} + \dot{m}_{SO_2}\Delta h_{SO_2} + \dot{m}_{N_2}\Delta h_{N_2} + \dot{m}_{O_2}\Delta h_{O_2} + \dot{m}_{CO}\Delta h_{CO}}{\dot{m}_{cb}} \quad (3.2)$$

Para cálculos simplificados que não necessitem de um elevado grau de precisão, pode-se utilizar o calor específico do ar, conforme a Equação (3.3).

$$q_{gs} = \frac{\dot{m}_{gs}c_{Par}(T_g - T_{ref})}{\dot{m}_{cb}} \quad (3.3)$$

No presente trabalho a Equação (3.2) foi utilizada para determinar as perdas de calor sensível com os gases secos. A principal maneira de diminuir as perdas relacionadas à vazão de gases de combustão em base seca é através da redução da temperatura final dos gases de escape. Porém, essa medida é limitada principalmente pelo ponto de orvalho desses gases e pela área de troca de calor do gerador de vapor. Bizzo (2003) afirma que devido à corrosão por condensação de ácido nas partes mais frias do gerador de vapor, combustíveis com a presença de enxofre requerem maiores cuidados.

2.4. Perda de calor devido à umidade

É calculada através da variação de entalpia da água formada na combustão, da água presente no combustível e da água presente no ar, utilizando as Equações (4.1), (4.2) e (4.3) respectivamente.

$$q_{w,f} = \frac{\dot{m}_{w,h}(h_{v,g} - h_{l,ref})}{\dot{m}_{cb}} \quad (4.1)$$

$$q_{w,cb} = \frac{\dot{m}_{w,cb}(h_{v,g} - h_{l,ref})}{\dot{m}_{cb}} \quad (4.2)$$

$$q_{w,ar} = \frac{\dot{m}_{w,ar}\Delta h_{v,g}}{\dot{m}_{cb}} \quad (4.3)$$

A perda por umidade da água formada na combustão é praticamente inevitável, porém, pode-se diminuir a perda devido à umidade presente no combustível através da secagem natural ou através da secagem utilizando os próprios gases de combustão que saem do gerador de vapor. Essa técnica tem sido aplicada no caso de geradores de vapor alimentados com bagaço, dado que este apresenta uma umidade natural da ordem de 50% (BIZZO, 2003). A perda de calor relacionada à umidade do ar frequentemente é negligenciada, por representar uma parcela muito pequena do total das perdas.

2.5. Perda de calor por combustão parcial

Tipicamente, os combustíveis não queimados são monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H_2), sendo que de acordo com Bazzo (1995), apenas o monóxido de carbono é encontrado em quantidades significativas nos gases de combustão de grandes geradores de vapor. A perda de calor em relação ao combustível sólido não queimado envolve fuligem, escória e combustível que cai da grelha. A perda causada pela fuligem é difícil de medir e sua reinjeção pode aumentar entre 2% a 3% o rendimento do gerador de vapor (Bazzo, 1995). A perda por combustão parcial é determinada

através da medição de CO na base da chaminé e do conteúdo de carbono que é depositado no cinzeiro, que segundo Bazzo (1995), sempre está presente em fornalhas que utilizam combustível sólido. A perda de calor por combustão parcial pode ser calculada levando-se em consideração apenas o CO presente nos gases de escape e o carbono das cinzas depositadas no cinzeiro, conforme a Equação (5).

$$q_{cp} = \frac{10800 \dot{m}_{CO}}{\dot{m}_{cb}} + \frac{33880 C_{cz} \dot{m}_{cz}}{\dot{m}_{cb}} \quad (5)$$

Nessa equação, o valor de 33880 corresponde ao poder calorífico do carbono livre e 10800 ao poder calorífico do monóxido de carbono, ambos em kJ/kg. Segundo Bizzo (2003), sistemas de combustão bem operados apresentam concentrações de CO da ordem de 100 a 1000 ppm e teores acima de 0,2% indicam anomalias no sistema de combustão.

2.6. Perda de calor pelas fronteiras do equipamento

Essa parcela de perda de calor compreende as perdas por radiação e por convecção. A transferência de calor ocorre principalmente por radiação, sendo proporcional à área da superfície externa do gerador de vapor e geralmente é de 200 a 300 W/(m²K) para um gerador de vapor bem isolada com temperatura da superfície externa abaixo de 55°C (TEIR, KULLA, 2002). Também pode-se estimar essas perdas de calor utilizando a informação fornecida pela norma DIN 1942, conforme mostrado na Tabela 1. De acordo com Rayaprolu (2012) as perdas por radiação são pequenas e diminuem à medida que o tamanho do gerador de vapor e o resfriamento da fornalha aumentam. O autor afirma que essa perda representa menos que 1% da energia disponível para pequenos geradores de vapor e menos que 0,3% para grandes geradores de vapor.

Tabela 1 – Perdas de calor por radiação para várias formas de combustão de acordo com a norma DIN 1942.

	Método de combustão	Vazão mássica de vapor (toneladas/hora)									
		10	20	40	60	80	100	200	400	600	800
Perda (%)	Combustível pulverizado	-	1,3	1,0	0,9	0,75	0,7	0,55	0,4	0,35	0,3
	Grelha	1,5	1,1	0,9	0,7	-	-	-	-	-	-
	Óleo/gás queimado	1,3	0,9	0,7	0,6	0,55	0,4	0,3	0,25	0,2	0,2

Fonte: Adaptado de Teir e Kulla (2002).

Examinando especialmente o critério disponível pela American Boiler Manufacturers Association (ABMA) para determinar essa perda de calor, Annaratone (2008) recomenda uma série de equações para o cálculo da perda de calor por radiação. Para geradores de vapor com potência variando de 20 a 200 MW localizadas ao ar livre, recomenda-se a Equação (6.1). Para geradores de vapor aquatubulares completamente isoladas e geradores de vapor flamatubulares com potência igual ou superior a 5000 kW, recomenda-se a Equação (6.2). Por outro lado, para geradores de vapor com potência variando de 1000 a 5000 kW, a Equação (6.3) é recomendada.

$$L_r = \frac{35}{p^{0,4}} \quad (6.1)$$

$$L_r = \frac{25}{p^{0,4}} \quad (6.2)$$

$$L_r = \frac{210}{P^{0,65}} \quad (6.3)$$

Nessas equações, P é a potência gerada pelo gerador de vapor em kW e L_r é calculado como um percentual de perda sobre o total de energia disponível. É possível notar que, exceto para geradores de vapor de pequena potência, a perda por radiação representa uma parcela modesta do total das perdas, portanto, a realização de uma estimativa de sua magnitude não compromete o cálculo do rendimento térmico (ANNARATONE, 2008).

2.7. Perda de calor pelas cinzas

A perda de calor sensível devido às cinzas, para combustíveis sólidos, pode ser calculada através da medição da massa de cinzas que cai através da grelha e sua respectiva temperatura. Pode ser calculada pela Equação 7.

$$q_{cz} = \frac{\dot{m}_{cz} c_{p,cz} (T_{cz} - T_{ref})}{\dot{m}_{cb}} \quad (7)$$

A temperatura das cinzas varia de acordo com o tipo de grelha e cinzeiro e segundo Bizzo (2003), os geradores de vapor que possuem fornalha de grelha comum são as que apresentam a menor temperatura de cinzas e os geradores de vapor de grande porte que utilizam carvão pulverizada na combustão podem apresentar temperaturas mais elevadas. Essa temperatura pode ser medida diretamente e geralmente se encontra na faixa de 450 a 1000°C. O calor específico das cinzas pode ser assumido como sendo aproximadamente 1,25 kJ/kgK (BIZZO, 2003). De acordo com Beatón e Lora (1991), esta perda é menor do que 0,1% e, portanto, pode ser desprezada.

2.8. Perda de calor pelas purgas

Normalmente a perda é muito pequena e a quantidade de água purgada pode ser estimada com o tempo e a frequência de drenagem. Ela é calculada em termos médios, pela Equação (8.).

$$q_{pg} = \frac{\dot{m}_{pg} (h_{l,s} - h_a)}{\dot{m}_{cb}} \quad (8)$$

2.9. Entalpia das espécies químicas

Para a realização dos cálculos, é necessário utilizar dados termodinâmicos. Segundo McBride, Zehe e Gordon (2002), o uso de equações empíricas apresenta vantagens, como tornar desnecessárias as interpolações, permitir integrações analíticas e condensar todas as informações em poucas constantes que reproduzem com precisão os muitos estados termodinâmicos das espécies químicas.

Para gases perfeitos, as faixas de temperatura para esses ajustes são divididas em três intervalos fixos: de 200 a 1000 K (298,15 a 1000 K para íons), de 1000 a 6000 K e para algumas moléculas simples, de 6000 a 20 000 K. Para espécies condensadas, as faixas de temperatura são variáveis, com cada fase tendo seu próprio conjunto de coeficientes. Para determinar a entalpia, utiliza-se a Equação (9.1).

$$\frac{H(T)}{RT} = -a_1 T^{-2} + \frac{a_2 \ln(T)}{T} + a_3 + \frac{a_4 T}{2} + \frac{a_5 T^2}{3} + \frac{a_6 T^3}{4} + \frac{a_7 T^4}{5} + \frac{b_1}{T} \quad (9.1)$$

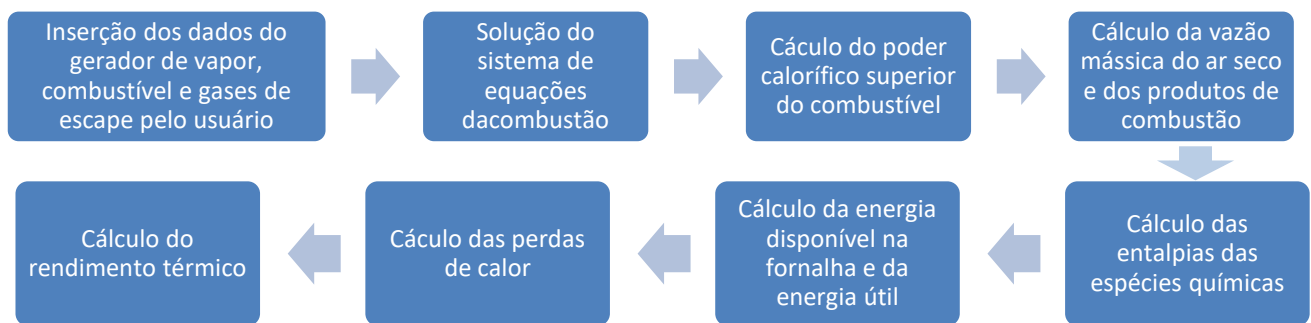
Onde a_i , são coeficientes numéricos, b_1 é uma constante de integração, T é a temperatura (K) da espécie química, R a constante universal dos gases e $H(T)$ é a entalpia padrão na temperatura T (KJ/mol). A entalpia padrão é definida como a soma da entalpia de formação $\Delta H_f(T_{ref})$ na temperatura de referência (298,15K) e da variação da entalpia sensível $\Delta H_s(T)$ que ocorre no processo de T_{ref} para T , como expresso na Equação (9.2).

$$H(T) = \Delta H_f(T_{ref}) + \Delta H_s(T) \quad (9.2)$$

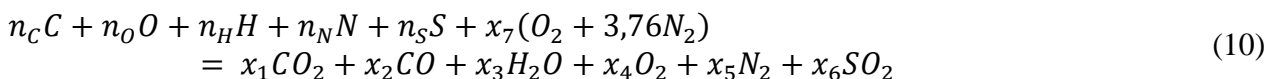
3. METODOLOGIA

Um programa foi desenvolvido em FORTRAN para realizar o cálculo do rendimento térmico de geradores de vapor alimentadas com combustíveis sólidos e óleo. Seu funcionamento básico corresponde ao fluxograma mostrado na Figura 1.

Figura 1 –Funcionamento do programa desenvolvido.



Para combustíveis sólidos, a reação química da combustão pode ser generalizada para a expressão dada na Equação (3.1):



Na reação química acima considera-se o combustível em base seca e n_C, n_O, n_H, n_N, n_S são, respectivamente, o número de mols de carbono, oxigênio, hidrogênio, nitrogênio e enxofre para uma determinada massa de combustível. Para uma massa de 100 g de combustível seco, esses coeficientes serão a razão entre o percentual mássico em base seca de cada elemento e sua massa atômica em g/mol.

O coeficiente x_7 é a quantidade de mols de O_2 na reação de combustão e deve ser calculado para determinar a razão ar/combustível. Os coeficientes x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 e x_6 também devem ser calculados e correspondem a quantidade de mols de CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2 e SO_2 respectivamente, sendo esses os principais produtos decorrentes da combustão. Aplicando a conservação da massa das espécies químicas, obtêm-se o seguinte sistema linear correspondente às Equações (11.1) a (11.5).

$$n_C = x_1 + x_2 \quad (11.1)$$

$$n_O + 2x_7 = 2x_1 + x_2 + x_3 + 2x_4 + 2x_6 \quad (11.2)$$

$$n_H = 2x_3 \quad (11.3)$$

$$n_N + 7,52x_7 = 2x_5 \quad (11.4)$$

$$n_S = x_6 \quad (11.5)$$

Para obtenção dos valores de $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$ e x_7 são necessárias duas equações adicionais, que podem ser obtidas através da análise dos gases de escape do gerador de vapor. Pela medição do percentual volumétrico de O_2 e CO em relação aos gases secos, obtêm-se as Equações (11.6) e (11.7).

$$\frac{x_4}{x_1 + x_2 + x_4 + x_5 + x_6} = \frac{\text{percentual de } O_2}{100} \quad (11.6)$$

$$\frac{x_2}{x_1 + x_2 + x_4 + x_5 + x_6} = \frac{\text{percentual de } CO}{100} \quad (11.7)$$

No programa desenvolvido, o usuário deve fornecer a composição química do combustível e a medições de CO em ppm e de O_2 em forma de percentual volumétrico em relação aos gases secos. A solução do sistema linear das Equações (11.1) a (11.7) e a determinação dos coeficientes é realizada pelo método de eliminação Gaussiana. A relação ar/combustível é calculada pela Equação (12.1) e o produto dela pela vazão mássica de combustível corresponde à vazão mássica de ar seco, como mostra a Equação (12.2).

$$R_{A/C} = \frac{137,28 x_7}{n_C + n_O + n_H + n_N + n_S} \quad (12.1)$$

$$\dot{m}_{ar,seco} = R_{A/C} \dot{m}_{cb} \quad (12.2)$$

Com a vazão mássica de ar seco de combustão determinada, as vazões mássicas dos produtos decorrentes da combustão são calculadas pela Equação (13), expressa em notação indicial.

$$\dot{m}_i = \frac{x_i u_i}{\sum_i^N x_i u_i} (\dot{m}_{ar,seco} + \dot{m}_{cb}(1 - U_{cb}/100)) \quad (13)$$

Onde $i = 1, 2, \dots, N$ com $N = 6$ e $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_5$ e \dot{m}_6 correspondendo as vazões mássicas de CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2 e SO_2 respectivamente e u_1, u_2, u_3, u_4, u_5 e u_6 às suas massas molares. A expressão $\dot{m}_{cb}(1 - U_{cb}/100)$ é a vazão mássica de combustível na base seca (kg/s) e U_{cb} é a umidade do combustível, em percentual mássico (%). A vazão mássica de H_2O calculada acima corresponde apenas à água líquida formada durante a combustão $\dot{m}_{w,h}$, existindo ainda uma parcela devido ao conteúdo de umidade presente no ar de combustão e outra devido à umidade do combustível. A utilização da notação indicial justifica-se para a implementação do cálculo no programa. O conteúdo de umidade do ar foi determinado utilizando a Equação (14.1) (SILVA et al., 2008, p.39).

$$w = 0.622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v} \quad (14.1)$$

Nessa equação, w é a umidade absoluta do ar (kg/kg de ar seco), P é a pressão do ar atmosférico (kPa) e P_v é a pressão do vapor de água (kPa) que pode ser calculado utilizando as Equações (14.2) e (14.3) (SILVA et al., 2008, p.39) conhecendo-se a umidade relativa e a temperatura do ar.

$$P_v = \frac{P_{vs}UR}{100} \quad (14.2)$$

$$P_{vs} = \frac{6 \cdot 10^{25}}{1000 T_{ar}^5} e^{-6800T_{ar}} \quad (14.3)$$

A parcela de vazão mássica de água presente no ar de combustão é o produto do conteúdo de umidade pela vazão mássica de ar seco, expresso na Equação (14.4).

$$\dot{m}_w = w_{ar} \dot{m}_{ar,seco} \quad (14.4)$$

A parcela de água devido à umidade do combustível é calculada utilizando a vazão mássica de combustível e a umidade do combustível, como mostrado na Equação (14.5). A vazão mássica de combustível geralmente é medida em kg/hora.

$$\dot{m}_{w,cb} = \frac{\dot{m}_{cb}U_{cb}}{100} \quad (14.5)$$

O cálculo da entalpia das espécies químicas no programa desenvolvido utiliza o polinômio da NASA, através da Equação (9.1). O polinômio calcula a entalpia absoluta ou padrão para uma espécie química em uma determinada temperatura e a determinação da variação de entalpia sensível nessa temperatura em relação à temperatura de referência é calculada utilizando a Equação (9.2). Os coeficientes e fatores de integração para a faixa de temperatura de 200K a 1000K das espécies químicas envolvidas são fornecidos nas Tab. A.1 e A.2 dos Anexos, as entalpias de formação para a temperatura de referência são fornecidas na Tab. A.3 dos Anexos.

Com as vazões mássicas e entalpias, calcula-se a energia disponível na fornalha, a energia útil do gerador de vapor e as perdas de calor. Devido à dificuldade para determinar a variação de entalpia sensível do combustível, foi utilizado o calor específico para esse cálculo e a Equação (2.1) foi modificada para a Equação (15). Nesse caso, deve-se fornecer o valor do calor específico do combustível.

$$q_d = PCI + c_{p,cb}(T_e - T_{ref}) + \frac{\dot{m}_{ar}(\Delta h_{ar} + w_{ar}\Delta h_{vp})}{\dot{m}_{cb}} \quad (15)$$

Nessa ferramenta, o poder calorífico superior pode ser fornecido pelo usuário ou calculado através da correlação de Channiwala e Parikh (2002), que depende da composição química do combustível.

Para o cálculo da energia útil gerada pelo gerador de vapor, é utilizada a Equação (2.3) e deve-se informar a vazão mássica de vapor (kg/s) e se o vapor é saturado ou superaquecido. No caso de vapor saturado, deve ser informado o título do vapor e a entalpia de vapor e de líquido saturado (kJ/kg). Para vapor superaquecido, deve ser informada apenas a entalpia de vapor superaquecido.

O cálculo da perda de calor sensível com os gases secos é realizado utilizando a Equação (3.2), que leva em consideração a variação de entalpia sensível das vazões mássicas de CO_2 , CO , H_2O , O_2 , N_2 e SO_2 .

As perdas por umidade são calculadas com as Equações (4.1), (4.2) e (4.3). Para a perda por combustão incompleta é utilizada a Equação (5.1). A perda de calor por radiação é calculada pelas Equações (6.1), (6.2) e (6.3) recomendadas por Annaratone (2008), que dependem da potência gerada pelo gerador de vapor. No caso da potência gerada ser inferior à 1000kW, será utilizado esse valor para o cálculo da perda por radiação. Também existe a opção de calcular as perdas de calor devidas às cinzas e às purgas, através das Equações (7.1) e (8.1) respectivamente, fornecendo a temperatura

de água purgada (°C), a temperatura das cinzas (°C) e a vazão mássica de cinzas (kg/s). O calor específico das cinzas é considerado como 1,25 kJ/kg.

Com todas as perdas calculadas, o rendimento térmico do gerador de vapor é determinado pelo método indireto utilizando a Equação (1.2). O programa pode ser encontrado no endereço eletrônico <https://www.ufrgs.br/combustaoufrgs/>.

4. RESULTADOS

4.1. Validação da ferramenta computacional

Para validar o programa, foram utilizados dados de um trabalho encontrado na literatura e os resultados foram comparados com os obtidos pelo autor. O trabalho foi realizado por Krishnanunni et al. (2012) e nele são calculados as perdas de calor e o rendimento térmico pelo método indireto de um gerador de vapor flamatubular que utiliza óleo combustível, num período de nove meses, com as medições separadas no intervalo de um mês. O combustível é composto de 83% de carbono, 12% de hidrogênio, 1,4% de oxigênio, 0,5% de nitrogênio, 2,94% de enxofre e 0,15% de umidade. Foram utilizados os dados do trabalho referentes ao mês de agosto e a análise dos gases de combustão encontram-se na Tabela 2. O conteúdo de umidade do ar de combustão utilizado pelo autor foi de 0,028 kg/kg de ar seco e a temperatura ambiente de 33°C.

Tabela 2 – Medições dos gases de combustão na chaminé do gerador de vapor no período indicado.

Temperatura dos gases (°C)	O ₂ vol (%)	CO ₂ vol (%)	CO (ppm)
176	8,8	10	210

O gerador de vapor teve um consumo de combustível de 156 toneladas e produziu 2103 toneladas de vapor no mês em questão. O poder calorífico superior utilizado é de 42803 kJ/kg e a vazão de água purgada foi de 0,092035 kg/hora. Na Tabela 3 encontram-se as perdas de calor e o rendimento térmico calculados pelo autor e calculados pelo programa.

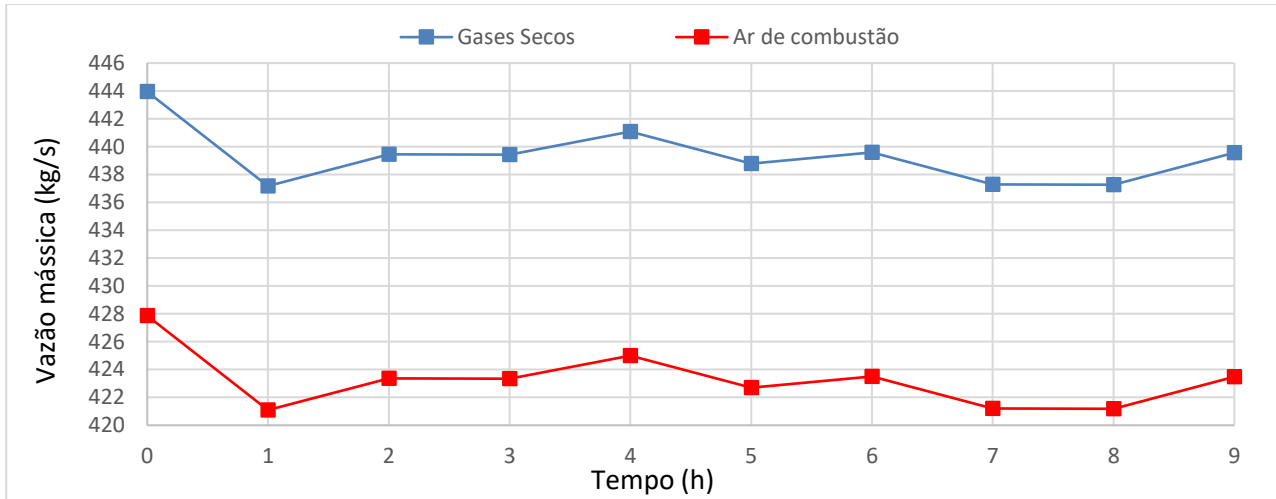
Tabela 3 – Comparação entre os resultados obtidos por Krishnanunni et al. (2012) e aqueles obtidos no presente trabalho.

Perdas e Rendimento	Presente trabalho	Krishnanunni et al. (2012)
Gases secos	8,11%	7,59%
Umidade do ar	0,44%	0,42%
Umidade do combustível	0,01%	0,01%
Água formada na combustão	6,76%	6,87%
Radiação	2,04%	1,00%
Purgas	1,00%	1,42%
Combustão Incompleta	0,11%	1,11%
Outras perdas	-	2,00%
Rendimento Térmico	81,53 %	79,57 %

Para o cálculo da energia disponível na fornalha, foi desconsiderada a parcela de energia referente à variação de entalpia sensível do combustível e do ar de combustão. A perda de calor por combustão incompleta é a perda que apresenta a maior variação, tendo uma influência de aproximadamente 1% no rendimento. As diferenças relativas às perdas com os gases secos, com as purgas e com a umidade se devem ao fato de o autor utilizar o calor específico médio das espécies

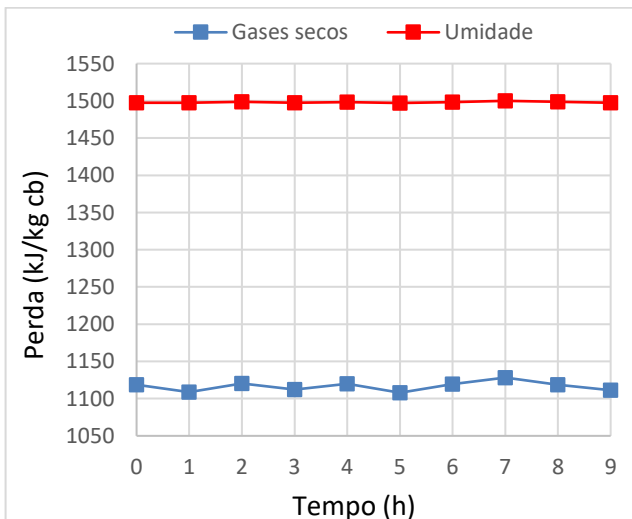
A temperatura ambiente utilizada para os cálculos foi de 30°C e a umidade relativa de 80%. Utilizando a ferramenta desenvolvida, foi calculada a energia disponível na fornalha, a perda de calor sensível com os gases secos, a perda de calor devido à umidade, a perda de calor devido à combustão incompleta e a perda de calor por radiação para todos os intervalos de tempo. A vazão mássica de ar de combustão e a vazão mássica dos gases secos de combustão são apresentadas na Figura 2.

Figura 2 – Vazões mássicas de ar de combustão e gases secos e razão ar/combustível no período de tempo selecionado.

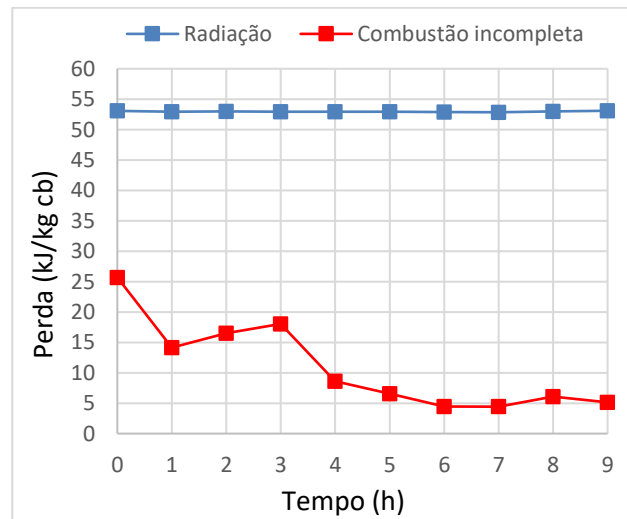


No período analisado, a vazão mássica média de ar de seco de combustão foi 423,28 kg/s, a vazão média de gases secos de combustão foi 439,36 kg/s e a razão ar/combustível foi 13,48. As perdas de calor parciais são apresentadas na Figura 3 e a perda de calor total é fornecida na Figura 4. As perdas energéticas com as purgas e cinzas foram desconsideradas por exercerem pouca influência no rendimento total e não existirem informações da vazão mássica de água purgada e da temperatura das cinzas coletadas para o caso estudado. É importante separar as perdas de calor para ser possível realizar avaliações e identificar possíveis problemas na operação do gerador de vapor, como no caso das perdas por combustão incompleta.

Figura 3– (a) Perdas de calor sensível com os gases secos de combustão e devido à umidade; (b) Perdas de calor devido à combustão incompleta e à radiação.

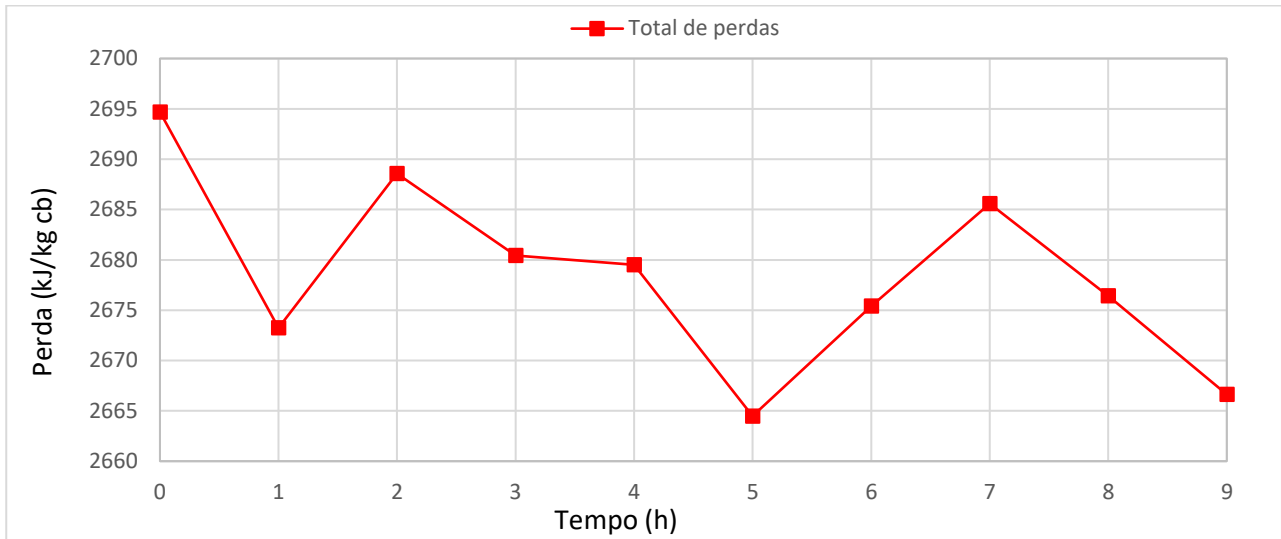


(a)



(b)

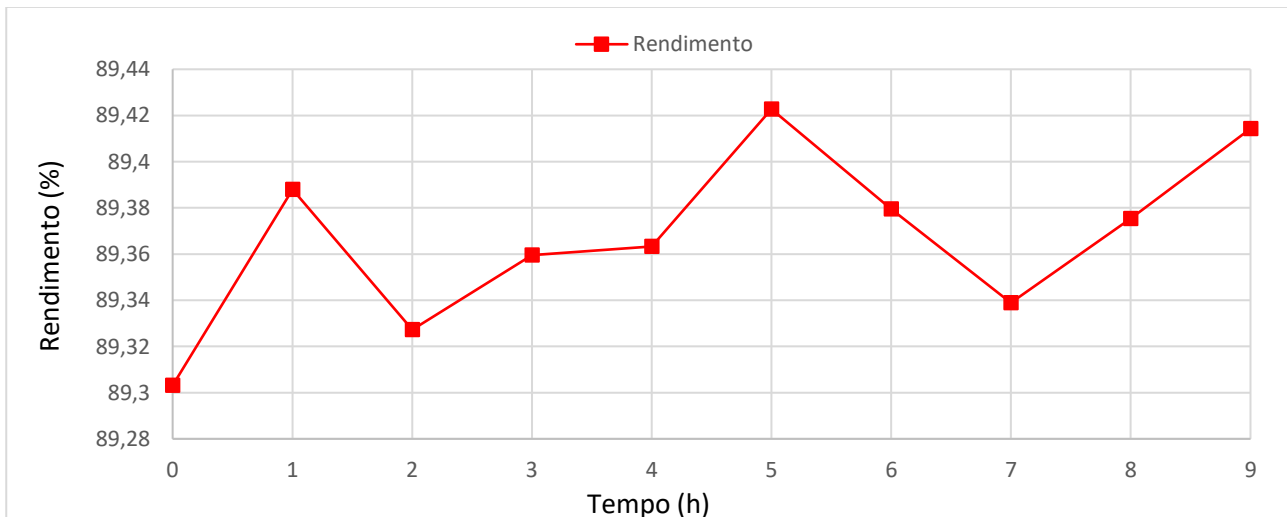
Figura 4 – Perda total de calor no gerador de vapor.



Pode-se observar que a perda de calor mais significativa é a perda devido à umidade, com uma média de 1498,04 kJ/kg cb no intervalo de tempo considerado, seguida da perda de calor sensível com os gases secos de combustão, com média de 1116,55 kJ/kg cb. Na perda devido à umidade, indicada na Figura 4 foi considerada a soma das perdas relacionadas à umidade do combustível, à umidade do ar e à água formada na combustão. A perda de calor por radiação teve média de 52,95 kJ/kg cb e a perda devido à combustão incompleta foi muito pequena e poderia ser negligenciada sem comprometer o cálculo do rendimento, com uma média de 10,95 kJ/kg cb. A perda de calor total teve média de 2678,49 kJ/kg cb e a energia disponível na fornalha teve um valor médio de 25190,78 kJ/kg cb.

O rendimento térmico foi calculado pelo método indireto e teve um valor médio de 89,37% no período de tempo avaliado. Os valores calculados para todos os intervalos são mostrados na Figura 5. De acordo com o valor de referência publicadas por Odeh et al. (2015) de 83% para carvão betuminoso e coque, verifica-se que o gerador de vapor apresenta um bom rendimento térmico. Isso se deve ao fato de as temperaturas final dos gases de combustão serem baixas, impactando na perda de calor sensível com os gases secos, que geralmente representa a maior parcela de perda de calor.

Figura 5 – Rendimento térmico do gerador de vapor calculado pelo método indireto.



5. CONCLUSÃO

O cálculo do rendimento térmico é um procedimento muito importante para avaliar o funcionamento de um gerador de vapor. Os resultados do trabalho dividem-se basicamente em duas partes: a primeira onde são calculados as perdas e o rendimento de um gerador de vapor cujo os dados foram obtidos em um trabalho encontrado na literatura e a segunda onde o programa desenvolvido é utilizado no cálculo do rendimento de um gerador de vapor alimentado com carvão em um intervalo de funcionamento de 9 horas.

Na primeira parte, são comparados os resultados calculados pela ferramenta desenvolvida no presente trabalho com resultados de um estudo disponível na literatura. É possível observar que as perdas de calor e o rendimento calculado no presente trabalho são muito próximos daqueles obtidos pelo autor, sendo a perda por combustão incompleta a que apresentando a maior variação. As variações apresentadas se devem as diferentes metodologias utilizadas nos trabalhos em questão para seus cálculos.

No gerador de vapor estudado na segunda parte do trabalho, a maior perda de calor foi a perda devido à umidade, que engloba a água formada durante a combustão, a umidade do combustível e a do ar de combustão. Uma alternativa para diminuir essa perda, é a secagem do combustível, procedimento que já é muito adotado em geradores de vapor alimentados com bagaço através da utilização dos próprios gases de combustão. A segunda maior perda foi a perda de calor sensível com os gases secos, sendo muito importante explorar maneiras de reduzir a temperatura final dos gases. A perda de calor por combustão incompleta foi muito pequena, representando menos de 1% da perda total de energia. Isso significa que o gerador de vapor não apresenta problemas no processo de combustão no período avaliado.

Uma melhoria a ser realizada em trabalhos futuros, é a implementação de correlações empíricas para estimar o calor específico das cinzas e do combustível, visto que no programa desenvolvido nesse trabalho são utilizados valores aproximados, que não levam em conta as composições químicas desses produtos. Uma outra mudança que poderia ser realizada, seria a possibilidade do programa acessar arquivos de dados para a realização dos cálculos automaticamente, facilitando a sua utilização com grandes volumes de dados de operação do gerador de vapor e possibilitando o cálculo em diferentes períodos de funcionamento.

Como trabalho futuro é sugerido um estudo da influência dos diferentes parâmetros de operação sobre o rendimento do gerador de vapor. Esse estudo irá possibilitar o desenvolvimento de estratégias que levem a aumentar o rendimento do gerador de vapor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABM – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE METAIS. **Siderurgia brasileira a carvão vegetal**. 2.ed. São Paulo, 1975. 234p.

ANNARATONE, Donatello. **Steam generators: description and design**. Springer Science & Business Media, 2008.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2 ed. Florianópolis: UFSC, 1995.

BEATÓN, P., LORA, E. **Pruebas de balance térmico en calderas para bagaço**. Departamento de Termoenergética, Facultad de Ingenieria Mecánica. I.S.P.J.A.M., Cuba, 1991.

BIZZO, W.A. **Apostila Geração, Distribuição e Utilização de vapor**. Unicamp, 2003.

BREEN, B. P. **Combustion in large boilers: design and operating effects on efficiency and emissions.** In: Symposium (International) on Combustion. Elsevier, 1977. p. 19-35.

CHANNIWALA, S. A.; PARIKH, P. P. **A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels.** Fuel, v. 81, n. 8, p. 1051-1063, 2002.

CHAO, Luo et al. **The Effect Analysis of Thermal Efficiency and Optimal Design for Boiler System.** Energy Procedia, v. 105, p. 3045-3050, 2017.

JUNGA, Robert et al. **The assessment of the fuel additive impact on moving grate boiler efficiency.** Journal of the Energy Institute, 2018.

KOSTÚR, Karol; LACIAK, Marek; DURDAN, Milan. **Some influences of Underground Coal Gasification on the environment.** Sustainability, v. 10, n. 5, p. 1512, 2018.

KRISHNANUNNI, S. et al. **Evaluation of Heat Losses in Fire Tube Boiler.** 2012.

MCBRIDE, Bonnie J.; ZEHE, Michael J.; GORDON, Sanford. **NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species.** 2002.

NAGAR, V.; SONI, V. K.; KHARE, V. K. **Boiler efficiency improvement through analysis of losses.** Int. J. Sci. Res. Dev, v. 1, n. 3, p. 1-5, 2013.

ODEH, Naser et al. **Review of the Reference Values for High-Efficiency Cogeneration Final Report: Report for EC DG Energy.** 2015.

PARIKH, Jigisha; CHANNIWALA, S. A.; GHOSAL, G. K. **A correlation for calculating HHV from proximate analysis of solid fuels.** Fuel, v. 84, n. 5, p. 487-494, 2005.

RAYAPROLU, Kumar. **Boilers: A practical reference.** CRC press, 2012.

SILVA, J. de S. et al. **Princípios básicos de psicrometria. Secagem e armazenagem de produtos agrícolas,** v. 2, p. 37-62, 2008.

SOSA ARNAO, J. H., NEBRA, S. **Second law applied on boilers fueled by sugar cane bagasse.** Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. 05 a 08 de dezembro de 2006b. Curitiba/PR, Brasil

SOSA ARNAO, Juan Harold. **Caldeiras aquatubulares de bagaço: estudo do sistema de recuperação de energia.** 2007

TEIR, Sebastian; KULLA, Antto. **Boiler Calculations.** Energy Engineering and Environmental Protection, p. 1-14, 2002.

NOMENCLATURA

R	Constante universal dos gases	[J/molK]
T	Temperatura	[°C]
T_{ar}	Temperatura do ar de combustão	[°C]
T_{ref}	Temperatura de referência de 298,15K	[K]
T_g	Temperatura dos gases de combustão que saem da chaminé	[°C]
T_e	Temperatura de entrada do combustível que entra no gerador de vapor	[°C]
η	Rendimento térmico	[%]
q_p	Perda total de calor	[kJ/kg cb]
q_d	Energia disponível na fornalha	[kJ/kg cb]
q_U	Energia útil do gerador de vapor	[kJ/kg cb]
q_{gs}	Perda de calor com os gases secos de combustão	[kJ/kg cb]
$q_{w,h}$	Perda de calor com a água formada na combustão	[kJ/kg cb]
$q_{w,cb}$	Perda de calor com a umidade do combustível	[kJ/kg cb]
$q_{w,ar}$	Perda de calor com a umidade do ar	[kJ/kg cb]
q_i	Perda de calor com a combustão incompeteta	[kJ/kg cb]
q_{pg}	Perda de calor com as purgas	[kJ/kg cb]
q_{cz}	Perda de calor com as cinzas	[kJ/kg cb]
L_r	Percentual de perda de calor em relação a energia disponível na fornalha devido à radiação	[%]
\dot{m}_{CO_2}	Vazão mássica de CO_2 nos gases de combustão	[kg/s]
\dot{m}_{CO}	Vazão mássica de CO nos gases de combustão	[kg/s]
\dot{m}_{H_2O}	Vazão mássica de H_2O nos gases de combustão	[kg/s]
\dot{m}_{O_2}	Vazão mássica de O_2 nos gases de combustão	[kg/s]
\dot{m}_{N_2}	Vazão mássica de N_2 nos gases de combustão	[kg/s]

\dot{m}_{SO_2}	Vazão mássica de SO_2 nos gases de combustão	[kg/s]
\dot{m}_{gs}	Vazão mássica de gases secos de combustão	[kg/s]
$\dot{m}_{ar,seco}$	Vazão mássica de ar seco de combustão	[kg/s]
\dot{m}_{cb}	Vazão mássica de combustível seco	[kg/s]
$\dot{m}_{w,cb}$	Vazão mássica de água presente no combustível	[kg/s]
\dot{m}_w	Vazão mássica de água presente no ar	[kg/s]
\dot{m}_{pg}	Vazão mássica de água purgada	[kg/s]
\dot{m}_i	Vazão mássica da espécie química i	[kg/s]
$R_{A/C}$	Razão mássica ar/combustível	[kg/kg]
$c_{p,cz}$	Calor específico das cinzas	[kJ/kgK]
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar	[kJ/kgK]
$c_{p,cb}$	Calor específico do combustível	[kJ/kgK]
Δh_{cb}	Varição de entalpia do combustível no processo de T_{ref} para T_e	[kJ/kg]
Δh_{ar}	Varição de entalpia sensível do ar no processo de T_{ref} para a temperatura de entrada do ar de combustão	[kJ/kg]
$\Delta h_{v,g}$	Varição de entalpia sensível do vapor de água no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]
$\Delta h_{v,ar}$	Varição de entalpia sensível do vapor de água no processo de T_{ref} para T_{ar}	[kJ/kg]
Δh_{CO_2}	Varição de entalpia sensível do CO_2 no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]
Δh_{CO}	Varição de entalpia sensível do CO no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]
Δh_{O_2}	Varição de entalpia sensível do O_2 no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]
Δh_{N_2}	Varição de entalpia sensível do N_2 no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]

Δh_{SO_2}	Varição de entalpia sensível do SO_2 no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]
Δh_i	Varição de entalpia sensível da espécie química i no processo de T_{ref} para T_g	[kJ/kg]
$h_{l,s}$	Entalpia da água líquida saturada na pressão de trabalho do gerador de vapor	[kJ/kg]
h_a	Entalpia da água de alimentação	[kJ/kg]
h_v	Entalpia do vapor produzido pela caldeira	[kJ/kg]
$h_{l,ref}$	Entalpia da água líquida na T_{ref}	[kJ/kg]
$h_{v,g}$	Entalpia do vapor de água na T_g	[kJ/kg]
$H(T)$	Entalpia padrão ou absoluta na temperatura T	[kJ/mol]
$\Delta H_s(T)$	Varição de entalpia sensível no processo de T_{ref} para T	[kJ/mol]
$\Delta H_f(T_{ref})$	Entalpia de formação na T_{ref}	[kJ/mol]
PCS	Poder calorífico superior do combustível	[kJ/kg]
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	[kJ/kg]
w	Umidade absoluta do ar	[kg/kg ar seco]
UR	Umidade relativa do ar	[%]
P	Pressão do ar atmosférico	[kPa]
P_v	Pressão de vapor da água	[kPa]
P_{vs}	Pressão de vapor da água saturada	[kPa]
C	Teor de carbono no combustível seco	[%]
H	Teor de hidrogênio no combustível seco	[%]
O	Teor de oxigênio no combustível seco	[%]
N	Teor de nitrogênio no combustível seco	[%]
S	Teor de enxofre no combustível seco	[%]
A	Teor de cinzas no combustível seco	[%]
U_{cb}	Umidade do combustível	[%]
C_{cz}	Teor de carbono nas cinzas	[%]

n_C	Quantidade de mols de carbono no combustível seco	[mol]
n_H	Quantidade de mols de hidrogênio no combustível seco	[mol]
n_O	Quantidade de mols de oxigênio no combustível seco	[mol]
n_N	Quantidade de mols de nitrogênio no combustível seco	[mol]
n_S	Quantidade de mols de enxofre no combustível seco	[mol]

ANEXOS

Tabela A.1 – Coeficientes a_1 , a_2 , a_3 e a_4 do polinômio da NASA para cálculo da entalpia das espécies químicas envolvidas, na faixa de temperatura de 200K a 1000K.

	a_1	a_2	a_3	a_4
CO_2	4.943650540E+04	-6.264116010E+02	5.301725240E+00	2.503813816E-03
CO	1.489045326E+04	-2.922285939E+02	5.724527170E+00	-8.176235030E-03
H_2O, liq	1.326371304E+09	-2.448295388E+07	1.879428776E+05	-7.678995050E+02
H_2O, v	-3.947960830E+04	5.755731020E+02	9.317826530E-01	7.222712860E-03
O_2	-3.425563420E+04	4.847000970E+02	1.119010961E+00	4.293889240E-03
N_2	2.210371497E+04	-3.818461820E+02	6.082738360E+00	-8.530914410E-03
SO_2	-5.310842140E+04	9.090311670E+02	-2.356891244E+00	2.204449885E-02
Ar atmosférico	1.009950160E+04	-1.968275610E+02	5.009155110E+00	-5.761013730E-03

Tabela A.2 – Coeficientes a_5 , a_6 e a_7 e fator de integração b_1 do polinômio da NASA para cálculo da entalpia das espécies químicas envolvidas, na faixa de temperatura de 200K a 1000K.

	a_5	a_6	a_7	b_1
CO_2	-2.127308728E-07	-7.689988780E-10	2.849677801E-13	-4.528198460E+04
CO	1.456903469E-05	-1.087746302E-08	3.027941827E-12	-1.303131878E+04
H_2O, liq	1.761556813E+00	-2.151167128E-03	1.092570813E-06	1.101760476E+08
H_2O, v	-7.342557370E-06	4.955043490E-09	-1.336933246E-12	-3.303974310E+04
O_2	-6.836300520E-07	-2.023372700E-09	1.039040018E-12	-3.391454870E+03
N_2	1.384646189E-05	-9.625793620E-09	2.519705809E-12	7.108460860E+02
SO_2	-2.510781471E-05	1.446300484E-08	-3.369070940E-12	-4.113752080E+04
Ar atmosférico	1.066859930E-05	-7.940297970E-09	2.185231910E-12	-1.767967310E+02

Tabela A.3 – Entalpia de formação para as espécies químicas envolvidas, na temperatura de referência de 298,15K.

	CO_2	CO	H_2O, liq	H_2O, v	O_2	N_2	SO_2	Ar atmosférico
$\Delta H_f(T_{ref})$ (kJ/mol)	-393,510	-110,535	-285,830	-241,826	0	0	-296,810	-0,126