



ALGORITMO PARA CÁLCULO DE EFICIÊNCIA TÉRMICA EM CALDEIRAS

Gabriel Valverde da Silva Pinto*

ORC ID: <https://orcid.org/0000-0003-4216-0996>

IFBA- Instituto Federal da Bahia- Campus Salvador

Bacharel em Engenharia Industrial Mecânica.

Eduardo Luís Pinto Santana

IFBA- Instituto Federal da Bahia- Campus Salvador

Mestrado em Engenharia Industrial pela Universidade Federal da Bahia – UFBA (2015).

RESUMO

Atualmente, no Brasil, 78,4% da oferta de energia interna baseia-se em fontes renováveis e não renováveis, oriundas de processos térmicos. Evitar desperdícios é determinante para equalizar a geração e a demanda de energia no país. Nos meios industriais, uma temática dominante é a eficiência energética, que causa impacto vigoroso na produtividade, consequentemente na competitividade. Considerando que as maiores demandas por energia final em indústrias são por calor de processo e aquecimento direto, a análise de rendimento em caldeiras é basilar para a mitigação de eventuais perdas. Destarte, este estudo consiste no desenvolvimento de uma ferramenta viável para diagnósticos energéticos, recorrendo a um algoritmo baseado na adequação de metodologias de cálculo teóricas aos dados práticos utilizando o software disponível, E.E.S. (*Engineering Equation Solver*), calibrando-o com dados de fabricantes e demonstrando pequena margem de erro em relação ao rendimento informado, com a confiabilidade e funcionalidade requeridas.

Palavras-chave: eficiência energética; caldeiras; diagnóstico energético; simulação.

ALGORITHM FOR CALCULATING THERMAL EFFICIENCY IN BOILERS.

ABSTRACT

Currently, in Brazil, 78.4% of domestic energy supply is based on renewable and non-renewable sources from thermal processes. Avoiding waste is crucial to equalize energy generation and demand in the country. In industrial circles, a dominant theme is energy efficiency, which causes a strong impact on productivity, consequently on competitiveness. Considering that the highest demands for final energy in industries are for process heat and direct heating, the performance analysis in boilers is fundamental to the mitigation of eventual losses. Thus, this study consists in the development of a viable tool for energy diagnostics, using an algorithm based on the adequacy of theoretical calculation methodologies to practical data using the available software, EES (Engineering Equation Solver), calibrating it

*Autor para correspondência / Author for correspondence / Autor para la correspondencia:

Gabriel Valverde da Silva Pinto - gabivalverdepinto@gmail.com

Data do recebimento do artigo (received): 19/12/2019

Data do aceite de publicação (accepted): 8/5/2020

Desk Review

Double Blind Review

with data from manufacturers and showing a small margin of error in relation to the reported performance, with required reliability and functionality.

Key-words: energy efficiency; boilers; energy diagnosis; simulation.

ALGORITMO PARA CALCULAR LA EFICIENCIA TÉRMICA EN CALDERAS.

RESUMEN

Actualmente, en Brasil, el 78.4% del suministro de energía doméstica se basa en fuentes renovables y no renovables, derivadas de procesos térmicos. Evitar el desperdicio es crucial para igualar la generación y demanda de energía en el país. En entornos industriales, un tema dominante es la eficiencia energética, que tiene un fuerte impacto en la productividad y, en consecuencia, en la competitividad. Teniendo en cuenta que las mayores demandas de energía final en las industrias son para el calor del proceso y el calentamiento directo, el análisis del rendimiento de la caldera es esencial para mitigar cualquier pérdida. Por lo tanto, este estudio consiste en el desarrollo de una herramienta viable para el diagnóstico de energía, utilizando un algoritmo basado en la adecuación de las metodologías de cálculo teórico a los datos prácticos utilizando el software disponible, EES (Engineering Equation Solver), calibrándolo con datos de los fabricantes y mostrando un pequeño margen de error en relación con el rendimiento informado, con la confiabilidad y funcionalidad requeridas.

Palabras Clave: eficiencia energética; calderas; diagnóstico de energía; simulación.

1 INTRODUÇÃO

A produção e utilização do vapor no setor industrial é voltada tanto para a geração de energia por meio de turbinas quanto para utilidades. O setor industrial, de acordo com a Empresa de Pesquisa Energética(2019), no Balanço Energético Nacional – 2019, ano base 2018, é responsável pelo consumo de 31,7% da energia no país, sendo que 65,2% do consumo na indústria é de energia gerada a partir de processos térmicos. A geração de vapor por meio de caldeiras pode se dar pela utilização de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos. Todos esses combustíveis impactam o meio ambiente por meio de emissão de gases de efeito estufa.

A readequação da indústria e a busca por maior eficiência térmica na produção de vapor é um passo importante para o melhor aproveitamento dos combustíveis, conduzindo a uma maior produtividade e, conseqüente, maior competitividade no meio industrial. Além de trazer vantagens econômicas no processo produtivo ao qual está inserido, em um mercado globalizado, onde há uma maior preocupação com os impactos ambientais causados pela produção industrial.

O melhor aproveitamento perpassa por um balanço energético do sistema de geração de vapor. O conhecimento do balanço energético característico desse sistema pode contribuir muito para a identificação das perdas que reduzem a eficiência do sistema e fornecem um ponto de partida para a identificação das oportunidades e de seleção e implementação de ações de melhorias da eficiência. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

Ações que buscam melhora na eficiência da caldeira, são menos complexas que mudanças no sistema de uso final, mas impactam de maneira significativa no custo de processo. Há dois métodos correntes para análise e cálculo de eficiência energética, o método direto e o método indireto.

Através do método direto, baseando-se na equação de continuidade e na primeira lei da termodinâmica, o rendimento é apresentado como a relação entre energia utilizada para gerar vapor e a energia disponibilizada pelo combustível. Esta forma de avaliação, não proporciona as particularidades das perdas pois o cálculo utilizado, leva em conta somente a entalpia da água de alimentação da caldeira e do vapor gerado, além do poder calorífico do combustível.

O método indireto baseia-se não só na equação da continuidade e na primeira lei, mas também na segunda lei da termodinâmica, o que permite uma análise detalhada das perdas no gerador de vapor, proporcionando uma análise como apresentada na Figura 1. Este método, segundo Centrais Elétricas Brasileiras(2015) “[...]utiliza a análise das perdas do gerador de vapor para obter o valor da eficiência” para tanto “[...]são necessárias várias medidas, que, da mesma maneira, podem estar associadas a erros. Entretanto, como a maior parcela de perda está relacionada com o fluxo de gases pela chaminé, que pode ser medido de maneira precisa, o valor da eficiência pode ser obtido com razoável precisão”.

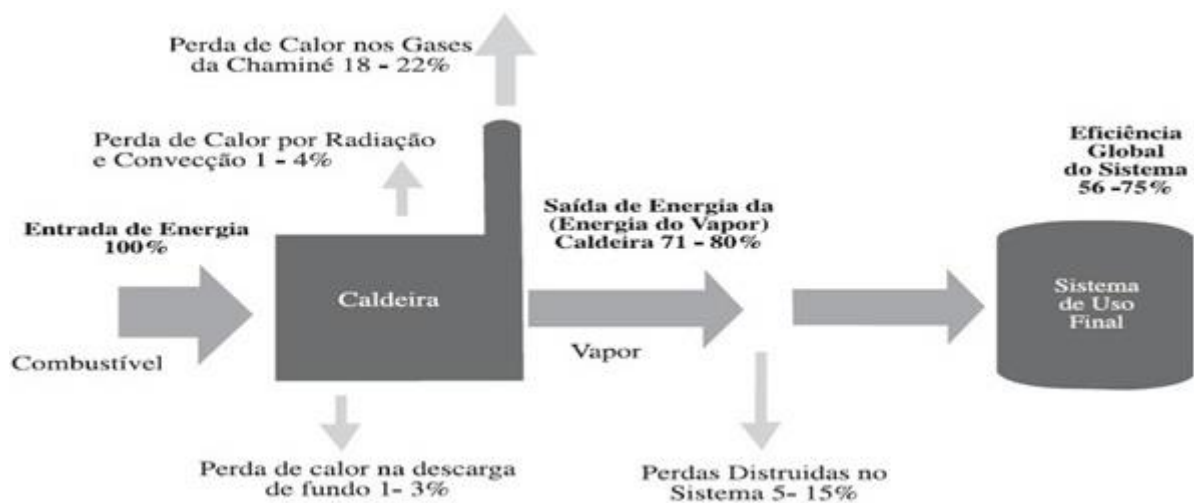


Figura 1. Diagrama de balanço de energia de uma caldeira com perdas.

Fonte: Eletrobrás (2005)

Segundo Ahern (1980, apud BAZZO,1992), “do ponto de vista exergético, a aplicação da segunda lei permite identificar a magnitude e tipo de perdas, em termos essencialmente reais, levando em conta o aumento da entropia do sistema”. Por meio de uma análise exergética pode-se determinar o potencial de transformação de energia em trabalho útil, levando as diversas formas de energia a uma base de comparação comum. Portanto, a análise exergética fornece um meio de discriminação de cada parâmetro de perda do sistema, quantificando, e proporciona análises do mesmo, qualificando os resultados obtidos, que orientará as intervenções que podem ser executadas buscando economia.

O trabalho tem como objetivo desenvolver uma ferramenta prática para diagnóstico energético, que possibilite o detalhamento das perdas mais relevantes em uma caldeira, além de possibilitar simulações com possíveis intervenções. Tal ferramenta servirá para análises energéticas desenvolvidas futuramente para o setor industrial. Por meio das simulações, segundo Ehrlich(1985) adaptado, é possível simular uma série de experimentos

em diferentes condições e, posteriormente escolher a condição cujos resultado sejam mais aceitáveis.

As simulações feitas, restringem-se a caldeiras alimentadas por combustíveis gasosos e líquidos. As caldeiras a combustíveis sólidos não foram analisadas devido à complexidade associada às análises de variáveis, peculiares aos combustíveis sólidos, como: granulometria, variação de umidade de acordo com fornecedor e armazenagem do combustível, dificuldade na análise das cinzas e variação de composição.

Algumas perdas são desprezíveis em sua ordem de grandeza, e o esforço para avaliá-las pode não ser compensador. O grande mérito deste método está justamente em se poder avaliar as perdas mais significativas e fornecer condições e dados a fim de minimizá-las, atuando diretamente no desempenho do sistema e no melhor aproveitamento de energia. (BIZZO, 2003)

De acordo com Aguiar(2014), Vergnhanini(2018) e Centrais Elétricas Brasileiras(2005), pode-se constatar que as perdas mais consideráveis são: perdas por combustão incompleta, perdas de calor pelo costado da caldeira (por radiação e convecção natural), perdas por entalpia sensível dos produtos de combustão e perdas por descarga de fundo das caldeiras. Desse modo são essas as perdas que serão calculadas e analisadas pelo algoritmo desenvolvido.

Há estudos com o mesmo objetivo deste artigo, calcular com softwares o rendimento de caldeiras pelo método indireto. Aguiar(2014) usa o Excel como software para cálculo, porém o mesmo não possui banco de dados termodinâmicos. Portanto tais dados são inseridos manualmente, o que inviabiliza o desenvolvimento de uma ferramenta prática para o usuário, que pode não entender ou não ter acesso as nuances dos cálculos e dos dados necessários para funcionamento da planilha.

O E.E.S.- Engineering Equation Solver, software utilizado nesse artigo, foi utilizado por Senger(2015), para calcular o rendimento térmico de uma caldeira mista alimentada com lenha em toras, porém não se desenvolveu uma interface para usuário, o software foi usado apenas como ferramenta de cálculo. Senger(2015) demonstra a possibilidade de utilização do E.E.S. para análise de perdas em caldeiras, porém não desenvolve um algoritmo que possa ser usado em outras caldeiras, somente para a qual realizou-se os seus estudos.

Araújo e Oliveira(2008) utilizam o E.E.S. em uma avaliação exergoeconômica de uma planta de utilidades de uma refinaria de petróleo, constata o grande potencial de economia nas caldeiras, porém não expõe qualitativa e quantitativamente as perdas, apenas apresentam intervenções para busca de tal economia.

Balestieri, Nogueira, Nebra, Oliveira e Gallo(1999) revisaram o estado da arte de aspectos referentes à análise exérgica termoeconômica e listam alguns softwares comerciais para análises térmicas, como GateCycle e Cycle-Tempo, assim como em Maziero(2012), que destaca o alto preço do GateCycle e a complexidade do Cycle-Tempo devido a quantidade de parâmetros a serem configurados. Esses fatos que motivaram Maziero(2012) ao desenvolvimento de um software, o TTPS, acessível e de fácil utilização, com as mesmas funcionalidades dos citados anteriormente. Tais softwares apesar de apresentarem a presença de caldeiras em seus módulos não realizam a análise de perdas feita pelo algoritmo desenvolvido no presente estudo, mas sim de plantas de potência térmica, de cogeração e de ciclo combinado.

Dentre os softwares citados, o Cycle-Tempo, por exemplo, informa em seu manual que "a caldeira é modelada apenas como um aparelho no qual o calor é adicionado ao ciclo e onde detalhes do sistema de gases de combustão não são levados em consideração", além disso "as perdas de radiação não podem ser especificadas separadamente, mas podem ser descontadas na eficiência térmica", não especificando como seria calculado tais perdas.

Entretanto, Jamel, Abd Rahman e Shamsuddin(2013) modelaram e simularam, no Cycle-Tempo, uma planta existente de geração de energia à vapor convencional que utiliza gás natural. Neste trabalho, a caldeira foi modelada utilizando uma montagem modular dos componentes existentes no software, apesar disso, conseguiu-se apenas uma análise de perda energética e exérgica do processo de combustão, sendo as outras perdas citadas por Aguiar(2014) e Vergnhanini(2018), ignoradas.

Suresh, Reddy e Kolar(2012), também utilizando o Cycle-Tempo para modelar e simular diferentes usinas de geração de energia a base de carvão, consideraram empiricamente o valor de tais perdas. Esse limbo entre as perdas relevantes e que ocorrem na prática e as perdas que podem ser medidas é um grande fator desfavorável ao uso tanto do Cycle-Tempo, como do GateCycle, para uma análise detalhada de eficiência.

A utilização dos softwares termodinâmicos já citados é encontrada em muitos estudos científicos, mas as caldeiras estão inseridas em tais estudos e programas apenas

como mais um equipamento em um ciclo de potência, não há uma análise de perdas e nem discriminação das mesmas. Isso reforça a necessidade do desenvolvimento de um estudo que diferentemente de Aguiar(2014) e Vergnhanini(2018), e endossado por Segner(2015), faça cálculos e possibilite análise das perdas em uma caldeira via software, de modo acessível e prático.

2 METODOLOGIA

Utilizando o método indireto, modelou-se e foram calculadas as perdas ao longo do processo por meio do E.E.S., software utilizado para estudo das Ciências Térmicas, que possui um grande banco de dados termodinâmico e realiza operações matemáticas variadas. O objetivo é o desenvolvimento de um algoritmo, que sirva de modelo para cálculo e simulação no diagnóstico de perdas térmicas e possibilite análises de possíveis intervenções e consequentes impactos das mesmas na eficiência de caldeiras.

O E.E.S. permite também a construção de gráficos com interfaces que propiciam uma apresentação clara, objetiva e interativa das informações, facilitando a compreensão de informações técnicas por parte de interlocutores menos capacitados (A.M. SILVA 2009). O modelo proposto possibilita a inserção de dados, conforme são efetivamente medidos em campo, a fim de ser uma ferramenta prática. Como relatado por Vergnhanini(2018), não há metodologia normalizada no Brasil para o cálculo do rendimento de caldeiras, por isso há um grande campo para o desenvolvimento de metodologias e ferramentas de cálculo.

Assim como Vergnhanini(2018) e Aguiar(2014), obteve-se dados de perda de potência térmica. Fornecendo parâmetros para análise do processo de geração de vapor, por meio de parâmetros de análise de viabilidade técnica-econômica, tanto das condições operacionais vigentes, quanto para aquelas existentes, caso as proposições técnicas, que possibilitem a mitigação de perdas e otimização operacional do sistema de geração de vapor sejam implementadas.

Há orientações em Guia Referencial Para Medição de Desempenho e Manual para Construção de Indicadores(2009) para definir parâmetros de análise. Através de trabalhos correlatos e na literatura estabeleceu-se parâmetros de quantidade de energia térmica não aproveitada no processo de geração de vapor, abrangendo os dois tipos de caldeira analisados (à combustíveis líquidos e gasosos), mesmo com as particularidades de cada tipo.

2.1 Modelagem

Para o cálculo das perdas, é necessário a obtenção de dados do processo de combustão, a partir das medições efetuadas em campo: composição dos gases de escape, excesso de ar, composição do combustível utilizado (temperatura e pressão, para combustíveis gasosos), vazão de combustível consumida, composição, condições do ar de admissão (temperatura e pressão), dados do material que compõe o costado e ambiente o qual o mesmo encontra-se (velocidade do vento, ambiente interno ou externo).

Além disso, necessita-se de dados físico-químicos apresentados por laudos analíticos da água de alimentação da caldeira, dados de dimensão do sistema de descarga de fundo e também uma mensuração das dimensões da caldeira para cálculo das perdas por radiação e convecção.

A rotina para a simulação foi desenvolvida com base na metodologia de cálculo de eficiência de caldeira da norma DIN(DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V., 1996), logo assim como em Vergnhanini(2018), considerou-se, portanto, o Poder Calorífico Inferior (PCI) do combustível. O PCI utilizado é obtido empiricamente por meio de equações de Vlassov(2008), pois o mesmo varia com a composição química do combustível e pode não ser informado pelo fornecedor.

2.2 Cálculo do Poder Calorífico Inferior (PCI)

Segundo Vlassov(2008) utilizando equações empíricas para cálculo do PCI para combustíveis gasosos, e de D.I.Mendeleev para obter o PCI de combustíveis líquidos, tem-se que:

2.2.1 PCI para combustíveis Gasosos:

$$PCI_g = 108 \cdot H_2^t + 126 \cdot CO^t + 234 \cdot H_2S^t + 358 \cdot CH_4^t + 591 \cdot C_2H_4^t + 638 \cdot C_2H_6^t + 860 \cdot C_3H_6^t + 913 \cdot C_3H_8^t + 1135 \cdot C_4H_8^t + 1187 \cdot C_4H_{10}^t + 1461 \cdot C_5H_{12}^t + 1403 \cdot C_6H_6^t, \text{ kJ/ Nm}^3 \text{ de combustível}$$

2.2.2 PCI para combustíveis líquidos:

$$PCI_{g,l} = 339,13 \cdot C^t + 1029,95 \cdot H^t - 108,85(O^t - S^t) - 25,12 \cdot W^t, \text{ kJ/ kg de combustível}$$

Onde: W^t = Umidade no combustível

Os elementos estão em percentuais mássicos.

2.3 Volume de ar para combustão.

Dada a análise elementar de um combustível em termos de carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre, é possível calcular o requisito teórico de ar e a quantidade e composição dos produtos de combustão. (BIZZO, 2010). O volume de ar teórico para combustão de combustíveis líquidos e gasosos ocorrer, segundo Vlassov(2008), será:

2.3.1 Volume de ar teórico para combustíveis líquidos:

$$V_{Ar}^o = 0,0888 \cdot (C^t + 0,375 \cdot S^t) + 0,265 \cdot H^t - 0,0333 \cdot O^t, \text{ Nm}^3/\text{kg de combustível.}$$

2.3.2 Volume de ar teórico para combustíveis gasosos:

$$V_{Ar}^o = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum(m + \frac{n}{4}) \cdot C_mH_n - O_2), \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ de combustível.}$$

Os valores para volume de ar teórico calculados apresentam-se em condições normais (CNTP) a pressão de $p_0=101325$ Pa e temperatura de $t_0=273,15$ K, entretanto as pressões e temperaturas dos gases de admissão para combustão e as dos gases exaustos podem ser diferentes. Caso sejam diferentes, como usualmente, o volume de ar teórico pode ser calculado nas condições que os gases se encontram, logo:

$$V_{Ar} = V_{Ar}^o \cdot \left(\frac{p_0}{t_0}\right) \cdot \left(\frac{t}{p}\right)$$

Onde: V_{Ar} = Volume de ar teórico em m^3/m^3 ou m^3/kg de combustível

t = Temperatura medida dos gases, K

p = Pressão medida dos gases, Pa

2.4 Análise dos gases exaustos

Através da medição dos gases de escape, por meio de utilização de analisador de gases, portátil ou de um supervisor, obtém-se a proporção de CO_2 , CO , O_2 e SO_2 . As proporções, segundo Santana(2015), “[...]são volumétricas e relativas à vazão dos gases exaustos, que consiste, geralmente, em um maior número de mols em função da formação dos produtos da combustão”. É medido também: coeficiente de excesso de ar; temperatura e pressão de saída dos gases exaustos. A relação entre a proporção aferida e o volume dos gases exaustos apresenta-se como:

$$V_i^o = \frac{P_i \cdot V_{G.Exaustos}^o}{100}$$

Onde: V_i^o = Volume de um determinado gás i , Nm^3

P_i = Proporção de um determinado gás i nos gases exaustos

$V_{G.Exaustos}^o$ = Volume dos gases exaustos, Nm^3 de gases exaustos

Obtém-se também, por meio de medições do analisador de gases, o coeficiente de excesso de ar (λ), temperatura e pressão de saída dos gases exaustos. Comumente, os valores de proporção obtidos, em base seca, são referentes a CO_2 , CO , O_2 e SO_2 . Os volumes teóricos de N_2 e H_2O , considerando a umidade do ar e dos combustíveis, podem ser calculadas por meio das equações de Vlassov(2008) adaptadas:

2.4.1 Para combustíveis líquidos:

$V_{N_2}^o = 0,008 \cdot N + 0,79 \cdot \lambda \cdot V_{Ar}^o$, Nm^3/Kg de combustível

$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H + 0,0124 \cdot W^t + C_U \cdot \lambda \cdot V_{Ar}^o$, Nm^3/Kg de combustível

2.4.2 Para combustíveis gasosos:

$V_{N_2}^o = 0,01 \cdot N_2 + 0,79 \cdot \lambda \cdot V_{Ar}^o$, Nm^3/Nm^3 de combustível

$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot (H_2O + H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n) + C_U \cdot \lambda \cdot V_{Ar}^o$, Nm^3/Nm^3 de combustível

Onde:

C_U = Coeficiente calculado de acordo com a umidade relativa do ar

N = Porcentagem de nitrogênio na massa de trabalho do combustível

H = Porcentagem de hidrogênio na massa de trabalho do combustível

λ = Coeficiente de excesso de ar

V_{Ar}^o = Volume de ar teórico

W^t = Umidade presente no combustível

Nas equações acima o produto do excesso de ar pelo volume de ar teórico é inerente ao volume de ar real utilizado na combustão, de modo que:

$$V_{Ar}^{Real} = \lambda \cdot V_{Ar}$$

Sendo a vazão do mesmo igual a:

$$\dot{V}_{Ar} = V_{Ar}^{Real} \cdot \dot{V}_{Combustível}$$

Além disso, para combustíveis gasosos:

$$V_{G.Exaustos}^o = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o, \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ de combustível.}$$

E para combustíveis líquidos:

$$V_{G.Exaustos}^o = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{SO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o, \text{ Nm}^3/\text{Kg} \text{ ou Nm}^3 \text{ de combustível}$$

A composição dos gases exaustos irá depender tanto do excesso de ar na combustão quanto na composição e tipo do combustível utilizado, que influenciará na formação dos gases porém, segundo Santana(2015), "Outros gases, como NO_x, SO₂ e H₂S, produtos da combustão, tem vazões mássicas desprezíveis, sem efeito considerável para o cálculo da quantidade de calor", no caso de combustíveis gasosos, porém para combustíveis líquidos, é considerada a formação de SO₂ por causa da presença significativa do mesmo no combustível. As proporções obtidas, medidas por meio do analisador de gases, permite a obtenção das proporções de N₂, segundo a equação a seguir e H₂O, por diferença das demais proporções com a unidade, presente nos gases de escape. De acordo com Santana(2015), para combustíveis gasosos:

$$P_{N_2} = \left(\frac{1 - P_{CO_2} - P_{CO} - P_{O_2}}{1 + \frac{V_{H_2O}}{V_{N_2}}} \right) \cdot 100$$

Onde:

P_{CO_2} = Proporção volumétrica de CO₂ nos gases de escape;

P_{CO} = Proporção volumétrica de CO nos gases de escape;

P_{O_2} = Proporção volumétrica de O₂ nos gases de escape;

P_{N_2} = Proporção volumétrica de N₂ nos gases de escape.

E para combustíveis líquidos:

$$P_{N_2} = \left(\frac{1 - P_{CO_2} - P_{CO} - P_{O_2} - P_{SO_2}}{1 + \frac{V_{H_2O}}{V_{N_2}}} \right) \cdot 100$$

Onde:

P_{SO_2} = Proporção volumétrica de SO₂ nos gases de escape.

2.5 Obtenção das perdas

2.5.1 Perdas por combustão incompleta ($P_{C.In}$).

As perdas por combustão incompleta ocorrem usualmente por causa de erros operacionais de manuseio da caldeira, por falta de excesso de ar e por erro de projetos que ocasionam uma mistura incorreta entre o ar e o combustível. Na combustão incompleta há presença de CO, H₂ e CH₄ em grandes concentrações nos gases de escape.

Na prática a concentração usualmente útil dentre as anteriores é a de CO, pois a contribuição à entalpia total, associada aos demais é desprezível. Na literatura, os indicadores de perda são calculados como energia térmica por unidade de tempo, geralmente segundos. Logo, utilizando a equação descrita por Vergnhanini(2018), teremos:

$$P_{C.In} = P_{CO} \cdot \dot{V}_{G.Exausto} \cdot PCI_{CO}$$

Onde:

$P_{C.In}$ = Perda por combustão incompleta, kJ/s;

PCI_{CO} = Poder calorífico do CO, em kJ/Kmol;

P_{CO} = Proporção de CO nos gases exaustos;

$\dot{V}_{G.Exausto}$ = Vazão de gases exaustos, em Kmol/s.

2.5.2 Perdas por entalpia sensível dos gases de combustão ($P_{G.Exaustos}$).

Das perdas de energia térmica abordadas, a perda por entalpia sensível dos gases de combustão apresenta o valor mais significativo, assim como indica Bazzo(1992) "A perda de calor sensível com os gases secos representa a parcela de maior peso[...]". Em trabalho de campo, a análise desenvolvida por Aguiar(2014) consolida a relevância de tal perda, a única dentre as abordadas que, geralmente, apresenta potencial de aproveitamento de parte da energia que seria perdida.

O pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, utilizando o calor dos gases de escape, é uma das principais aplicações para melhora o rendimento da caldeira pois menos calor será necessário para vaporização da água. Sistemas de cogeração de refrigeração também são uma alternativa para aproveitamento da energia térmica perdida.

Grande parte dos estudos desenvolvidos quanto ao balanço térmico de caldeiras como Vergnhanini(2018) e Aguiar(2014) utilizam como parâmetros: o calor específico médio dos gases de combustão (média entre o calor específico na temperatura de referência e na

temperatura de saída dos gases), a vazão dos gases exaustos e as temperaturas de referência e de saída dos gases.

Porém, segundo Bazzo(1992), esse caminho é utilizado “[...]para cálculos que não requeiram maior grau de precisão, o que não é desejável para um diagnóstico energético prático, onde a precisão influi financeiramente”, devido a ordem de grandeza de um sistema de geração de vapor industrial. Desta forma mesmo variações percentuais pequenas, impacta de forma relevante em termos absolutos. Destarte, o cálculo adotado utiliza como parâmetros a entalpia sensível dos gases exaustos. A perda pelos gases exaustos será expressa como:

$$P_{G.Exaustos} = \sum P_i \cdot \Delta \bar{h}_i \cdot \dot{V}_{Combustível} - [(0,79 \cdot \bar{h}_{N_2} + 0,21 \bar{h}_{O_2}) \cdot \dot{V}_{Ar}] - \Delta \bar{h}_c \cdot \dot{V}_{Combustível}$$

Onde:

$P_{G.Exaustos}$ = Perda por entalpia sensível dos gases exaustos, kJ/s;

P_i - Proporção do gás i exausto, porcentagem molar;

$\Delta \bar{h}_i$ - Entalpia sensível do gás i, kJ/kmol de i;

\dot{V}_{Ar} - Vazão do ar admitido, kmol/s;

$\Delta \bar{h}_c$ - Entalpia sensível do combustível, kJ/kmol.

Por meio dos dados medidos e do banco de dados do EES, quanto às propriedades termodinâmicas, é possível realizar este cálculo de maneira precisa e simular variações de aproveitamento de tal perda no pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, por exemplo. Realizou-se uma simulação com dados de fabricante, e uma nova simulação alterando apenas a temperatura dos gases exaustos, a fim de aferir o impacto percentual que tal intervenção iria proporcionar ao sistema.

2.5.3 Perdas por radiação ($P_{Radiação}$)

As perdas por radiação dependem muito do isolamento e do ambiente no qual a caldeira está. Adquirir alguns dados necessários para o cálculo dessa perda exige mensurações, pois é inviável, por exemplo, a medição da área de contato entre a caldeira e suas partes, volume de controle, com o ambiente. Pelo motivo anterior, a medida da área de troca térmica mensurada será referente ao costado, assim como feito por Fabres e

Taffner(2009), considerando o costado como um cilindro, aferindo através das especificações da caldeira, seu diâmetro e altura. Utilizando a equação adaptada de Bizzo(2003), o calor perdido por radiação, será:

$$P_{Radiação} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A \cdot (t_s^4 - t_{amb}^4)$$

Onde:

$P_{Radiação}$ = Perda por radiação, kJ/s;

σ = Constante de Stefan-Boltzmann, $5,67 \cdot 10^{-11}$ kJ/(s·m²·K⁴);

ε = Emissividade da superfície;

A = Área de troca térmica, m²;

t_s = Temperatura da superfície, K;

t_{amb} = Temperatura do ambiente, K.

Os valores típicos de emissividade de superfícies que compõe as caldeiras utilizados na simulação foram extraídos de Bizzo(2003), porém como tais valores variam conforme o material e temperatura da superfície analisada, recomenda-se a inserção de tal dado manualmente pelo usuário na interface do algoritmo.

2.5.4 Perdas por convecção natural (P_{conv})

Assim como as perdas por radiação, as perdas por convecção natural são decorrentes da interação entre ambiente e caldeira. Por apresentar temperatura acima da temperatura ambiente, por mais que haja isolamento térmico efetivo, haverá troca térmica entre a caldeira e o ambiente. As perdas por convecção natural é expressa, segundo Bizzo(2003) adaptada:

$$P_{conv} = h_c \cdot A \cdot (t_s - t_{amb})$$

Onde:

h_c = Coeficiente de convecção externa, kJ/s·m²·°C;

t_s = Temperatura da superfície, °C;

t_{amb} = Temperatura do ambiente, °C.

Os valores típicos de convecção externa para perda de calor pelas superfícies que compõe as caldeiras utilizados na simulação foram extraídos de Bizzo(2003), porém assim como no cálculo de perda por radiação, tais valores variam, conforme a temperatura e as condições do ar, logo recomenda-se a inserção de tal dado manualmente pelo usuário.

2.5.5 Perdas por descarga de fundo ($P_{Descarga}$)

As perdas por descarga de fundo são inevitáveis, mas podem ser reduzidas, através da utilização de uma água de alimentação com um bom tratamento. O processo de evaporação da água na caldeira culmina no aumento da concentração de produtos minerais presentes na água.

O aumento da concentração leva ao surgimento de sólidos em suspensão e algumas incrustações que por possuírem uma baixa condutividade térmica, atrapalham a troca térmica entre os gases quentes da combustão e a água no interior da tubulação (caldeiras aquatubulares). Além disso, o depósito de partículas favorece processos corrosivos como corrosão: por pite; galvânica; por aeração diferencial; ataque caustico; fragilização por hidrogênio etc.

Portanto, a água no interior da caldeira deve ser removida periodicamente, de acordo com o ciclo de concentração dos elementos contaminantes. A retirada parcial da água da caldeira, ocorre através de um purgador, geralmente na parte inferior da caldeira, onde apresenta maior concentração de minerais e sólidos suspensos devido a diferença de densidade dos mesmos. Há tabelas que definem a concentração limite para os minerais de acordo com a PMTA da caldeira disponibilizada pelo fabricante, como alguns dos principais contaminantes presentes na Tabela 1:

Tabela 1.

Tabela de concentração máxima permitida de alguns contaminantes.

PRESSÃO DA CALDEIRA (KGF/CM ²)	ALCALINIDADE HIDROXIDA, CaCO ₃	SULFITO, SO ₃	ORTOFOSFATO, PO ₄	FERRO TOTAL, FE	SÍLICA, SIO ₂	SÓLIDOS TOTAIS DISSOLVIDOS	MATÉRIA ORGÂNICA
≤10	300-400	30-60	30-60	10	100	4000	70-100
≤20	250-300	30-40	30-40	5	50	3500	70-100
≤40	150-200	20-30	20-30	3	30	3000	70-100
≤60	120-150	15-20	15-20	2	10	2000	50-70

Fonte: Adaptado de ASME e ABMA (como citado em J.O.M. Silva, 2008).

Após análise química da água presente na caldeira, calcula-se o ciclo de concentração de cada elemento, conforme segue:

$$C.C. = \frac{C.M.}{C.A.}$$

Onde:

$C.C.$ = Ciclo de concentração, em ppm;

$C.M.$ = Concentração máxima permitida(Tabela 1), em ppm;

$C.A.$ = Concentração de contaminantes na água da caldeira, em ppm.

O valor para o ciclo de concentração ($C.C.$) obtido é calculado na rotina de acordo com a inserção da concentração de contaminantes presentes na água da caldeira ($C.A.$), que depende diretamente da pressão de trabalho da caldeira. Os valores obtidos para cada contaminante devem ser analisados e aquele que atingir o menor valor será o elemento que atingirá primeiro o limite máximo permitido de concentração, logo este valor será o ciclo de concentração crítico ($C.C._{crítico}$). A simulação irá alertar qual é ciclo de concentração do contaminante que deve ser utilizado. Logo o cálculo da vazão de descarga será:

$$\dot{V}_{Descarga} = \left(\frac{\dot{V}_{vapor}}{C.C._{crítico} - 1} \right) \cdot \frac{1}{3600}$$

Onde:

$\dot{V}_{Descarga}$ = Vazão de descarga, em kg/s;

\dot{V}_{vapor} = Vazão de vapor da caldeira, em kg/h;

$C.C._{crítico}$ = Concentração do elemento mais crítico, em ppm.

Desta forma, o cálculo para perda de energia térmica por meio de descarga de fundo, adotando a formula proposta por Bizzo(2003):

$$P_{Descarga} = \dot{V}_{Descarga} \cdot (h_l - h_{Água})$$

Onde:

h_l = Entalpia da água saturada na pressão de trabalho da caldeira, em kJ/kg;

$h_{Água}$ = Entalpia de entrada da água de alimentação, em kJ/kg.

Para as condições encontradas na prática, a simulação recebe como dados de entrada fundamentais como: o diâmetro da(s) válvula(s) (medidas mais utilizadas) e a pressão de trabalho da caldeira, que utilizando valores tabelados dos mesmos e por meio de interpolações feitas pelo próprio E.E.S. encontra-se o valor da vazão de descarga real. Além disso, são também considerados: o tempo de abertura do purgador e o intervalo de tempo entre cada descarga. Esses dados possibilitam o cálculo da perda real que ocorre no processo de purga da caldeira, que será:

$$P_{Descarga}^{Real} = \frac{(v_{Descarga}^{Real} \cdot \Delta T_{Abertura})}{(MM_{H_2O} \cdot \Delta T_{Descarga} \cdot 60)} \cdot (h_l - h_{\hat{A}gua})$$

Onde:

$v_{Descarga}^{Real}$ = Vazão de descarga de acordo com diâmetro e pressão de trabalho da caldeira, em kg/s;

MM_{H_2O} = Massa molar da água, em kg/kmol;

$\Delta T_{Abertura}$ = Tempo de abertura do(s) purgadores, em segundos;

$\Delta T_{Descarga}$ = Frequência que a caldeira é purgada, em minutos.

Portanto, os cálculos de perdas por purgas feitos pela rotina possibilitam um efeito comparativo do impacto da mesma no rendimento entre como a caldeira é realmente operada, e como deveria ser idealmente.

3 ANÁLISE DOS DADOS

3.1 Calibração

Na calibração do algoritmo para combustíveis gasosos, vista na Figura 2, utilizou-se inicialmente condições padrões operacionais estabelecidas por fabricante. A caldeira utilizada na simulação foi uma caldeira da AALBORG, tipo M3P modelo 10M, com capacidade de produzir 10.000 kg/h de vapor, operando a uma temperatura ambiente de 20°C. Essa temperatura foi considerada para: o combustível, o ar admitido para a combustão e para a água de alimentação.

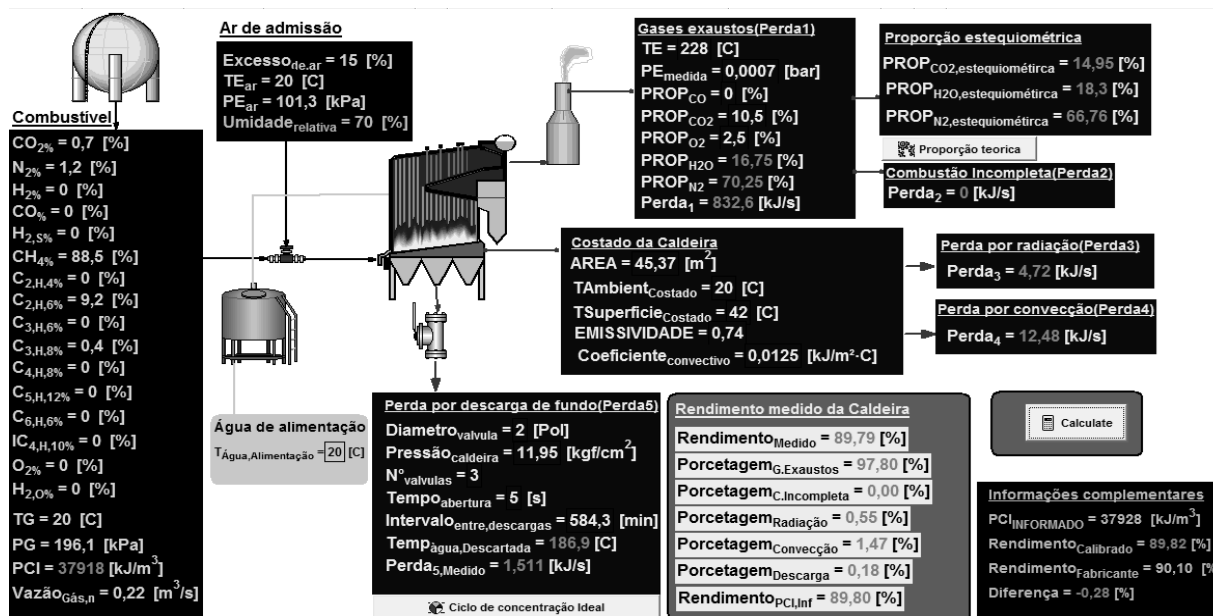


Figura 2. Calibração inicial da simulação- Combustível Gasoso.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A modelagem possui opção de inserção do valor do PCI, porém a composição do gás natural varia de acordo com o fornecedor, concomitantemente variando o valor do PCI. Além disso, a composição é necessária para determinar a proporção de oxigênio nos gases exaustos, durante a calibração. Dessa forma adotou-se uma composição que ao utilizar as equações empíricas de Vlassov(2008), possuísse valor igual ao informado pelo fabricante.

O valor de PCI informado pelo fabricante foi de 37928kJ/m³ e as frações molares do combustível utilizada foram: 88,5% de metano (CH₄), 9,2% de etano (C₂H₆), 0,4% de propano (C₃H₈), 0,7% de gás carbônico (CO₂) e 1,2% de nitrogênio (N₂). Segundo o fabricante, a vazão do combustível é de aproximadamente 0,22 m³/s. Considerou-se também um excesso de ar de 15% conforme as tabelas técnicas do fabricante, com uma umidade relativa do ar de 70%.

A área utilizada, 45,37 m², baseou-se nas dimensões médias informadas pelo fabricante. O material do costado considerado foi o aço carbono com superfície oxidada, o que leva a um valor de emissividade de 0,74, conforme Bizzo(2003). Para convecção, levou-se em conta ventos a 12km/h em ambiente externo, na temperatura ambiente, dessa maneira o coeficiente de convecção externa é 0,0125kJ/m²·°C, conforme Bizzo(2003). Considerou-se a temperatura do costado 42°C.

Para os dados de entrada de temperatura dos gases exaustos, foi estabelecida em 224°C de acordo com as informações do fabricante e para as proporções dos gases exaustos: 10,5% para gás carbônico (CO₂) conforme informado pelo fabricante e complementados

com os valores de 0% para monóxido de carbono (CO), pois teoricamente o excesso de ar garante uma combustão completa, e 2,5% de oxigênio (O₂), calculados por meio da equação teórica de Vlassov(2008). As proporções de água (H₂O) e nitrogênio (N₂) são calculados por diferença como já citado.

O rendimento informado pelo fabricante não considera a perda por descarga de fundo, ponto passível de otimização na caldeira dentre as perdas relevantes, logo na calibração do modelo essa perda foi desconsiderada. Entretanto vale ressaltar que a caldeira modelada possui: capacidade de produção de vapor, 10.000 kg/h; pressão de trabalho (PMTA), 11,95 kgf/cm²; o diâmetro das válvulas de descarga, 2 polegadas; e a quantidade de válvulas, 3 válvulas.

A calibração do modelo para combustíveis líquidos, utilizou-se algumas condições da calibração para combustíveis gasosos, por se tratar da mesma caldeira, mas naturalmente com as devidas alterações como composição do combustível; vazão do combustível, 0,21 kg/s; excesso de ar, 20% conforme as tabelas técnicas do fabricante; composição e temperatura dos gases exaustos, 228°C de acordo com as condições estabelecidas pelo fabricante.

A composição do combustível utilizado foi baseada na composição do óleo combustível tipo A1, que segundo informações técnicas da Petrobrás (2019) possui teor de enxofre máximo de 2% em massa, e a composição complementar foi preenchida empiricamente com o objetivo de igualar o PCI do combustível com o valor informado pelo fabricante, com frações molares: 85% de carbono (C), 11,47% de hidrogênio (H), 2% de enxofre, 10,3% de nitrogênio (N), 0,43% de oxigênio (O) e 0,8% de umidade.

Para os dados de entrada das proporções dos gases exaustos foram: 13% para gás carbônico (CO₂) conforme informado pelo fabricante e complementados com os valores de 0% para monóxido de carbono (CO), 3,77% de oxigênio (O₂) e 0,12% de dióxido de enxofre (SO₂), calculados por meio da equação teórica de Vlassov(2008). As proporções de água (H₂O) e nitrogênio (N₂) são calculados por diferença como já exposto.

Após inserir os dados fornecidos pelo fabricante e os mensurados, prosseguiu-se com a calibração, foi encontrado, para a caldeira a gás, um rendimento calibrado de 90,01%, diferindo em 0,09% do valor de rendimento informado pelo fabricante. Para a caldeira a combustível líquido, o rendimento calibrado foi de 90,14%, diferindo do informado pelo fabricante em 0,24%. As discrepâncias de valores decorrem, possivelmente da mensuração

da área da caldeira, onde ocorre troca térmica com o ambiente, quanto a medição indireta do teor de oxigênio (O₂) e de dióxido de enxofre (SO₂) nos gases exaustos. dentro das tolerâncias do fabricante de $\pm 2\%$ do valor de rendimento

4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O processo de calibração valida a precisão da modelagem desenvolvida. Concomitantemente ao processo de calibração, desconsiderando as perdas por descarga de fundo, o modelo também simula as condições reais de operação da caldeira, considerando a descarga de fundo. O valor de rendimento nas condições reais seria de 89,79% para caldeira a gás e de 90,12% para caldeira a combustível líquido.

A descarga de fundo adota valores ideais de acordo com um ciclo de concentração usual para tal caldeira. Ainda que o excesso de ar garanta, em teoria, a queima completa do combustível, simulou-se uma condição em que há um teor de 0,2% de monóxido de carbono(CO) nos gases exaustos. Na Tabela 2 compara-se as diferenças de rendimento citadas:

Tabela 2.

Tabela comparativa de rendimento.

Tipo de combustível	Rendimento pelo fabricante	Rendimento da calibração	Rendimento real nas condições de calibração	Rendimento com 0,2% de CO exausto
Gasoso	90,10 %	89,82 %	89,79 %	88,90%
Líquido	89,90 %	90,14 %	90,12 %	89,23 %

Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando as perdas de acordo com as condições estabelecidas na calibração e na simulação em que há um teor de 0,2% de monóxido de carbono(CO) nos gases exaustos, confirma-se Aguiar(2014), Vergnhanini(2018) e Centrais Elétricas Brasileiras(2005), quanto ao grau de importância de cada perda. A Tabela 3 exibe a porcentagem das perdas em relação à perda total:

Tabela 3.

Comparativo de perdas para modelagem com combustível gasoso.

Perdas	Calibração		Calibração com descarga de fundo		Calibração com 0,2% de CO (%) exausto	
	Perda relativa (kJ/s)	Percentual de perda %	Perda relativa (kJ/s)	Percentual de perda %	Perda relativa (kJ/s)	Percentual de perda %
Gases de combustão	832,60	97,97	832,60	97,80	834,50	90,15
Combustão incompleta	0	0	0	0	72,49	7,83
Radiação	4,72	0,56	4,72	0,55	4,72	0,51
Convecção	12,48	1,47	12,48	1,47	12,48	1,35
Descarga de fundo	0	0	1,51	0,18	1,51	0,16
Total	849,80 kJ/s		851,31 kJ/s		925,7 kJ/s	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Mesmo com a adição gradativa de alguns tipos de perda, como na comparação acima, a perda por gases exaustos possui a maior relevância, seguido da perda por combustão incompleta. Nos casos em que é considerada a descarga de fundo, por exemplo, considera-se um tempo de descarga ideal. Porém, na prática os valores podem ser maiores, influenciados por um tempo de abertura maior ou um menor intervalo entre as descargas, ou podem ser menores, influenciados por um tempo de abertura pequeno ou um maior intervalo entre as descargas.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo mostra a viabilidade no desenvolvimento de um algoritmo no E.E.S.-Engineering Equation Solver, para diagnóstico energético em caldeiras, com uma interface para o usuário, exibindo o detalhamento das perdas mais relevantes com simulações de possíveis intervenções. Isso suscita análises técnico-econômicas concernentes à viabilidade de implementação dessas intervenções, auxiliando nas estratégias adotadas.

Tal detalhamento não é possível ser obtido através de outros softwares das Ciências Térmicas como Gate-Cycle e Cycle-Tempo, pois são voltados para análise de ciclos de potência, sendo a caldeira apenas mais um equipamento nesse universo, com parâmetros básicos e simplificados. Por esse motivo, a escassez de estudos científicos que usam softwares para diagnóstico energético em caldeiras dificultou o desenvolvimento do algoritmo, por falta de parâmetros para comparação.

A falta de regulamentação no Brasil quanto ao cálculo de eficiência também foi um fator limitante no desenvolvimento do algoritmo. Para suprir tal dificuldade, uma revisão de

metodologias de cálculo foi realizada. Dessa forma, buscou-se por uma metodologia de cálculo que utiliza dados obtidos na prática.

Sugere-se uma calibração mais refinada, pois o método de cálculo das perdas adotado utiliza como base dados obtidos por informações de um fabricante, portanto há a necessidade de parametrizar o algoritmo com dados práticos de outras caldeiras. Além disso, para próximas pesquisas a complementação do algoritmo em ciclos de potência para análise do impacto das intervenções na caldeira para o rendimento de todo um ciclo de potência.

Conclui-se que o algoritmo desenvolvido é uma ferramenta útil para diagnóstico e posterior análise de perdas em caldeiras, possibilitando uma grande quantidade de projeções para ações de combate aos desperdícios energéticos com confiabilidade e funcionalidade proposta.

BIBLIOGRAFIA

Aguiar, W. Eficiência energética de um gerador de vapor através do método indireto. Acta Iguazu, Cascavel, v.3, n.4, p. 124-144, 2014

Aherm, J.E. The exergy method of energy systems analysis. New York: Joahn Wiley & Sons, 1980.

Araújo, P.A. & Oliveira, S., Jr (2008) Análise exérgica e termoeconômica da planta de utilidades de uma refinaria de petróleo. Disponível em <
http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2008/Artigos/Art_TCC_039_2008.pdf >

Balestieri, J.A.P. & Nogueira, L.A.H. & Nebra, S.A. & Oliveira, S., Jr & Gallo, W.L.R. (1999). Metodologias para análise de sistemas energéticos. Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica.

Bazzo, E. Geração de vapor. Santa Catarina: Editora da UFSC, 1992

Bizzo, Walter A. GERAÇÃO, DISTRIBUIÇÃO E UTILIZAÇÃO DE VAPOR. Notas de aula: Faculdade de Engenharia Mecânica- Unicamp, 2003

Centrais Elétricas Brasileiras, FUPAI/EFFICIENTIA. Eficiência Energética no Uso de Vapor. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

Cycle-Tempo Manual – Reference guide. Asimptote, 2020. Disponível em <
<http://www.asimptote.nl/software/cycle-tempo/cycle-tempo-documentation/>>

Deutsches Institut Für Normung E.V. DIN 1994-02: Acceptance testing of steam generators. Berlin, 1996 (updated version of the DIN 1942).

Ehrlich, Pierre Jacques. Pesquisa operacional: curso introdutório. 5. Ed. São Paulo: Atlas, 1985

Empresa de Pesquisa Energética (Brasil). Balanço Energético Nacional 2019: Ano base 2018. Rio de Janeiro: EPE, 2019.

Fabres, F. R., & Taffner, M. A.(2009) Análise exergética do sistema de produção de vapor e aquecimento de água do restaurante universitário da UFES e proposta de melhoria utilizando aquecimento solar. Trabalho de conclusão de curso, Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, Espírito Santo, Brasil.

Guia Referencial Para Medição de Desempenho e Manual Para Construção de Indicadores. Brasília, 2009. Disponível em <<http://www.gespublica.gov.br/content/guia-referencial-para-medi%C3%A7%C3%A3o-de-desempenho-e-manual-para-constru%C3%A7%C3%A3o-de-indicadores>>. Acessado em 11/09/2019.

Jamel, M.S. & Abd Rahman, A & Shamsuddin, A.H. (2013). Simulation of existing gas-fuelled conventional steam power plant using Cycle Tempo. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 16. 2005-. 10.1088/1755-1315/16/1/012005.

Maziero, V. F. Desenvolvimento e teste de um programa computacional para simulação de plantas térmicas e de potência. 2012 136 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista.

Petrobras, (2019). Óleo Combustível- Informações Técnicas. Disponível em <<http://sites.petrobras.com.br/minisite/assistenciatecnica/public/downloads/manual-tecnico-oleo-combustivel-assistencia-tecnica-petrobras.pdf> >

Santana, E. L. P.(2015) Estudo comparativo de desempenho e emissões para veículo multicomcombustível no Brasil. 2015. 126 p. Dissertação de mestrado, Universidade Federal da Bahia. Escola Politécnica, Salvador, Bahia, Brasil.

Senger, R. Análise do rendimento térmico de uma caldeira mista alimentada com lenha em toras. 2015. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2015.

Silva, A. M. et al. Utilização do software ees no auxílio ao desenvolvimento de trabalhos acadêmicos e de projetos de p&d. In: Congresso brasileiro de ensino de engenharia, 2009, Recife. Anais... Brasília: Universidade de Brasília, 2009.

Silva, J. O. M. (2008). Tratamento químico de água de caldeiras. 74p., 2008. Disponível em < https://www.crq4.org.br/sms/files/file/mini_caldeiras_2008.pdf>.

Silva, R. F.(2009) Análises energética e exergética de uma micro central de cogeração inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada. Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

Suresh, M.V.J.J. & Reddy, K.S. & Kolar, A.K. (2012). Thermodynamic analysis of a coal-fired power plant repowered with pressurized pulverized coal combustion. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 226. 5-16. 10.1177/0957650911418421.

Vergnhanini Filho, R. Metodologia simplificada de cálculo do rendimento térmico de caldeiras. Revista IPT | Tecnologia e Inovação v.2, n.7, abr., 2018

Vlassov, D. Fundamentos da combustão. Programa Brasileiro de Formação em Motores e Combustíveis. Paraná/PR, 2008.

