

DIOGO THEODORO LAGO

**Substituição do Gás de Coqueria por Gás Natural no Sistema de Ignição de Uma
Caldeira de Produção de Vapor**

Diogo Theodoro Lago

Substituição do Gás de Coqueria por Gás Natural no Sistema de Ignição de Uma Caldeira de Produção de Vapor

Dissertação apresentada ao Conselho de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior

Coorientador (a): Prof. Dr. Luiz Carlos Bevilaqua dos Santos Reis

Guaratinguetá - SP
2020

L177s	Lago, Diogo Theodoro Substituição do gás de coqueria por gás natural no sistema de ignição de uma caldeira de produção de vapor / Diogo Theodoro Lago – Guaratinguetá, 2020. 66 f : il. Bibliografia: f. 59-66 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2020. Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior Coorientador: Prof. Dr. Luis Carlos Bevilaqua dos Santos Reis 1. Gás natural. 2. Combustão. 3. Caldeiras. I. Título. CDU 662.611(043)
-------	--

DIOGO THEODORO LAGO

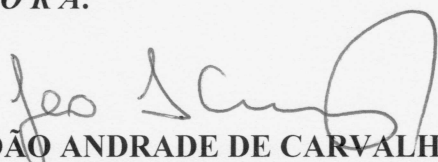
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO: MESTRADO**

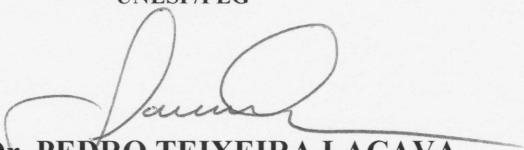
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr.ª Ivonete Ávila
Coordenadora

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JÚNIOR
Orientador / UNESP/FEG


Prof. Dr. ALEX MENDONÇA BIMBATO
UNESP/FEG


Prof. Dr. PEDRO TEIXEIRA LACAVA
ITA/São José dos Campos

DADOS CURRICULARES

DIOGO THEODORO LAGO

NASCIMENTO	03.06.1982 – Barra do Piraí / RJ
FILIAÇÃO	Valdemiro Tadeu de Oliveira Lago Eunice de Jesus Theodoro
2013/2015	Pós-Graduação <i>latu sensu</i> em Engenharia de Tubulações Universidade Católica de Petrópolis.
2010/2013	Graduação em Engenharia Mecânica Centro Universitário de Volta Redonda.
2004/2008	Graduação em Engenharia Ambiental Centro Universitário de Volta Redonda.

dedico este trabalho de modo
especial, à minha família

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço a minha vida, minha saúde, minha inteligência, minha família e meus amigos.

Ao meu orientador, Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior, e ao meu coorientador, Prof. Dr. Luiz Carlos Bevilaqua dos Santos Reis, que jamais deixaram de me incentivar juntamente com as suas orientações, dedicações e auxílios no estudo.

Aos meus pais Valdemiro Tadeu de Oliveira Lago e Eunice de Jesus Theodoro, e meu irmão Guilherme Theodoro Lago, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

A minha esposa Vanessa Montela Ribeiro Lago e a minha filha Livia Montela Lago pela tolerância e apoio dado durante a realização deste trabalho.

Aos professores da Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá das disciplinas que cursei relacionadas ao meu projeto de pesquisa pela dedicação e empenho na ministração das aulas.

A todos os professores e pessoas que contribuíram com o meu crescimento e aprendizado desde o início da minha vida até agora.

Ao meu ídolo Ayrton Senna, minha fonte de inspiração.

Ao meu falecido tio Leovegildo de Oliveira Lago, o qual sempre acreditou em mim e na minha vitória.

“A mente que se abre a uma nova ideia
jamais voltará ao seu tamanho original.”

Albert Einstein

RESUMO

Caldeiras de produção de vapor são utilizadas no setor siderúrgico para produzir e disponibilizar vapor para o processo de geração de energia e para os vários setores que necessitam de aquecimento durante a fabricação de seus produtos, como por exemplo, a vaporização de criogênicos para distribuição na planta. Portanto, caldeiras são equipamentos que necessitam ter confiabilidade. Atualmente, a CSN (siderúrgica brasileira de grande porte) possui duas caldeiras do início da década de 80 que somente partem e operam com uma chama piloto utilizando gás de coqueria, um gás que é subproduto da produção de coque em uma planta siderúrgica. Assim, para alcançar o objetivo de mais confiabilidade e flexibilidade na operação destas caldeiras, utilizou-se os métodos de índice Wobbe, corrigido pela pressão, e o método dos múltiplos índices de Weaver para avaliar a substituição do gás de coqueria pelo gás natural de modo que estas caldeiras possam operar com gás natural em caso de indisponibilidade de gás de coqueria. Mesmo que o aporte energético entre os gases seja diferente, este pode ser ajustado pela pressão do gás. A temperatura de chama adiabática não tem variação significativa, reduzindo-se apenas 1,4%. As emissões de fumaças e CO₂ aumentam com a substituição, porém as emissões de NO_x tem redução. A utilização do método dos múltiplos índices de Weaver para análise de intercambiabilidade demonstra que o gás natural não é um substituto para um queimador projetado para queimar gás de coqueria, mas se o queimador for projetado para queimar gás natural, o gás de coqueria pode ser o gás substituto. Em relação ao aporte de calor e aeração primária não haverá deficiências, mas haverá uma tendência a combustão incompleta e ao descolamento de chama em caso de substituição. Por fim, este trabalho demonstra que mudança de combustível necessita de mudanças construtivas no queimador. Propõe-se assim a aplicação de um bocal de descarga de diâmetro de 8 mm e o ajuste da pressão de gás natural para 1.970 Pa na entrada do queimador.

PALAVRAS-CHAVE: Gás de Coqueria. Gás Natural. Intercambiabilidade. Combustão Industrial. Caldeiras.

ABSTRACT

Steam generators are used in the steel industry to produce and supply steam process for power generation and for other sectors that need heat to manufacture their products, such as the cryogenics vaporization for distribution in the facilities. Therefore, steam generators are equipment that need to have reliability. Currently, CSN (large Brazilian steelmaker) has two steam generators from the early 1980s that only startup and operate with a pilot flame using coke oven gas, a gas that is a byproduct of coke production at a steel plant. Thus, in order to achieve the working objective, reliability and flexibility in the operation of these steam generators, the Wobbe index method, with pressure-corrected, and the Weaver's multiple index method were used to verify the coke oven replacement for natural gas, and then, these steam generators can operate with natural gas in case of coke oven gas unavailability. Results shown in the same way that the energy increase between the gases are different can be adjusted in the pressure reduction. The flame temperature has insignificant variation, only 1.4%. Off gas and CO₂ emissions increase with interchangeability. However, NO_x emissions are reduced. The Weaver multiple index method for interchangeability analysis demonstrates that natural gas is not a gas to replace coke oven gas in a burner designed to burn coke oven gas, but if the burner is designed to natural gas, coke oven gas may be the substitute gas. Regarding the heat input and primary air ratio, there will be no deficiencies, but there will be a tendency to incomplete combustion and lifting in case of replacement. Finally, this work demonstrates that fuel change requires modifications to the burner. It is therefore proposed to apply a discharge nozzle with a diameter of. And then, the work proposes a 8 mm burner fuel nozzle and the pressure adjustment to 1,970 Pa.

KEYWORDS: Coke Oven Gas. Natural Gas. Interchangeability. Combustion. Steam Generators.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Curva característica operacional de um queimador padrão de GN.....	17
Figura 2 – Fluxograma de processo da central termoelétrica.....	21
Figura 3 – Disposição dos queimadores na caldeira.....	22
Figura 4 – Visão geral da caldeira	23
Figura 5 – Vista frontal dos queimadores nas caldeiras	24
Figura 6 – Ilustração física dos queimadores deste trabalho	25
Figura 7 – Vista isométrica do queimador	27
Figura 8 – Vista de corte do queimador.....	28
Figura 9 – Ilustração do formato do bocal de descarga para a lança do queimador.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de projeto das caldeiras	23
Tabela 2 – Características do ignitor	25
Tabela 3 – Características do estabilizador de GAF	26
Tabela 4 – Características do queimador de GAF	26
Tabela 5 – Características do queimador de GN	27
Tabela 6 – Composições volumétricas do GCO e do GN	29
Tabela 7 – Composição volumétrica dos produtos de combustão do GCO e do GN.....	31
Tabela 8 – Poder calorífico de algumas substâncias.....	32
Tabela 9 – Calores específicos a pressão constante de algumas substâncias	34
Tabela 10 – Valores para coeficiente de velocidade de chama de Weaver	37
Tabela 11 – Parâmetros do GCO e do GN para aplicação do Método dos Múltiplos Índices de Weaver	39
Tabela 12 – Valores de constante de Sutherland para alguns gases a 1 atm.....	42
Tabela 13 – Viscosidade e massa específica do GCO e do GN para diferentes temperaturas. 42	
Tabela 14 – Limites de inflamabilidade de alguns combustíveis em ar	47
Tabela 15 – Números de Mach e Reynolds de <i>blow-out</i> como função do diâmetro do tubo, para chamas turbulentas livres de metano	50
Tabela 16 – Razão dos calores específicos de algumas substâncias.....	53
Tabela 17 – Resultados obtidos para intercambiabilidade sem alteração do queimador.....	54
Tabela 18 – Resultados obtidos para modificação do queimador	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGA	American Gas Association
BPF	Baixo Ponto de Fluidez
CSN	Companhia Siderúrgica Nacional
GAF	Gás de Alto Forno
GCO	Gás de Coqueria
GN	Gás Natural
IW	Índice de Wobbe
LII	Limite Inferior de Inflamabilidade
LSI	Limite Superior de Inflamabilidade
NBR	Norma Brasileira Registrada
PCI	Poder Calorífico Inferior

LISTA DE SÍMBOLOS

MM	Massa Molecular [g/mol]
T_f	Temperatura final [K]
T_i	Temperatura inicial [K]
c	Calor específico [cal/kg.K]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
R_0	Constante universal dos gases
P_{atm}	Pressão atmosférica [bar]
m ³	Metros cúbicos
k	Relação entre os coeficientes de condutividade térmica
P	Pressão [bar]
Re	número de Reynolds
T	temperatura [K]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3	MATERIAIS E MÉTODOS	21
3.1	DESENVOLVIMENTO	34
3.1.1	Aporte de Calor (J_H).....	35
3.1.2	Aeração primária (J_A)	36
3.1.3	Descolamento de chama (J_L).....	36
3.1.4	Retorno de chama (J_F).....	37
3.1.5	Pontas amarelas (J_Y).....	37
3.1.6	Combustão incompleta (J_I)	38
3.2	RESULTADOS	38
3.2.1	Turbulência da chama	40
3.2.2	Número de Reynolds para utilização de GCO	43
3.2.3	Número de Reynolds para utilização de GN	43
3.2.4	Comprimento de chama	44
3.2.5	Massa específica dos gases na chama.....	44
3.2.6	Comprimento de chama livre para o GCO	45
3.2.7	Comprimento de chama livre para o GN	46
3.2.8	Mudança no comprimento de chama livre.....	46
3.2.9	Limites de inflamabilidade	46
3.2.10	Taxas de Formação de NO_x	47
3.2.11	Taxas de formação de NO_x térmico.....	48
3.2.12	Estabilidade de Chama em Ar Estacionário	50
4	CONCLUSÃO.....	56
	REFERÊNCIAS.....	58
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	61

1 INTRODUÇÃO

As plantas do setor de siderurgia demandam combustíveis, energia elétrica, vapor de processo e ar soprado para os altos fornos. Para atender tais necessidades estas instalações contam com plantas de cogeração de energia. A planta de cogeração possui caldeiras de produção de vapor superaquecido e turbinas a vapor ligadas a um gerador para produção de energia elétrica. A combustão é muito presente na produção e tem parcela significativa na siderurgia, que ainda gera gases combustíveis, também chamados de gases siderúrgicos, que são utilizados na fabricação do aço (placas, bobinas ou folhas metálicas) e na geração de energéticos. O processo de coqueificação, que gera coque para produção de ferro gusa nos altos fornos, gera um combustível chamado gás de coqueria, este que é considerado de alto poder calorífico, com cerca de $17,6 \text{ MJ/Nm}^3$. O alto forno, também gera outro combustível durante o seu processo de transformação chamado gás de alto forno, considerado de baixo poder calorífico, com cerca de $3,3 \text{ MJ/Nm}^3$. Além desses, a aciaria também produz combustível durante o processo de sopro de oxigênio para descarbonização do ferro gusa a fim de transformá-lo em aço, chamado de gás de aciaria, considerado de baixo poder calorífico $7,5 \text{ MJ/Nm}^3$. A CSN, localizada na cidade de Volta Redonda no estado do Rio de Janeiro, possui duas centrais termoeletricas, ambas de cogeração. A central termoeletrica nº 1 utiliza parte dos combustíveis siderúrgicos (gás de coqueria e gás de alto forno) para geração dos energéticos. Na siderurgia, como em outros setores de produção industrial, a confiabilidade, a flexibilidade e a disponibilidade de um processo de fabricação são fatores preponderantes. Dessa forma, intercambiabilidade de gases no processo de combustão vem sendo utilizado de forma dar suporte a tais objetivos, pois visa manter as características construtivas de um queimador na substituição do combustível do projeto do queimador. Neste contexto, utiliza-se técnicas que verificam e validam a intercambiabilidade, para a mudança de combustível.

O objetivo deste trabalho é desenvolver um projeto para substituir o gás de coqueria gás natural, como gás de ignição na partida em uma caldeira de produção de vapor para geração de energia elétrica, na CSN, uma siderúrgica brasileira de grande porte. A razão é tornar a operação deste equipamento mais confiável e flexível, operando com gás natural em caso de indisponibilidade ou inconfiabilidade (perda de qualidade) deste combustível siderúrgico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existem seis itens importantes a serem considerados nos processos industriais de combustão, de acordo com Baukal (2001, 2011): um item é o queimador, que queima o combustível com um oxidante para liberar calor. Outro item é a própria potência que pode afetar fortemente a forma como o calor é transferido a partir da chama. A chama e a liberação de energia estão localizadas no interior de uma câmara de combustão na maioria dos casos, que pode ser um forno, um aquecedor, um secador, ou uma fornalha, que é o terceiro item do processo. Em alguns casos, pode haver algum tipo de dispositivo de recuperação de calor para aumentar a eficiência térmica do sistema de combustão em geral, que é o quarto item do sistema. O quinto item é o sistema de medição de controle de vazão e de pressão tanto para o combustível quanto para o oxidante nos queimadores. O sexto e último item é o sistema de controle de poluição atmosférica utilizado para minimizar as emissões de poluentes dos gases que são liberados para a atmosfera.

Em relação ao sexto item, na queima de combustíveis orgânicos, os poluentes atmosféricos possíveis de serem formados são: materiais particulados, óxidos de enxofre (SO_2 e SO_3), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2) e os óxidos de nitrogênio (NO , N_2O e NO_2). As condições de operação dos equipamentos, programa de manutenção, modelo de equipamento e, principalmente, o combustível utilizado para geração de energia térmica terão influência na quantidade formada destes poluentes.

Materiais particulados é a referência comum para emissões que podem ser classificadas como fumaças, fuligem e cinzas. Fuligem é o resultado da queima incompleta causada por deficiência de ar ou menor tempo para que a combustão completa, tornando-se presentes nos produtos de combustão na forma de pequenas partículas de carbono ou material carbonizado. A fuligem é o que se pode chamar de fumaça preta.

O monóxido de carbono é um gás sem cheiro e sem cor formado a partir de combustão incompleta de qualquer material que contenha carbono. A temperatura dos gases produtos de combustão e o excesso de ar tem influência direta na concentração de CO formada. Porém, segundo Chien et al. (2016), as emissões de CO relacionam-se também com a estrutura da chama e não somente com a mistura ar/combustível. Colannino (2006) descreve que a composição do combustível, a quantidade de oxigênio e as variações na composição dos gases combustíveis afetam as reações de combustão, temperatura no forno e as emissões de poluentes.

Segundo Kang et al. (2014) a redução das emissões de gases de efeito estufa para a atmosfera, como por exemplo o dióxido de carbono, em decorrência da dependência dos combustíveis fósseis tradicionais, dependem da eficiência do sistema de conversão de energia, o que representa uma boa solução para minimizar as emissões e obter melhor aproveitamento na conversão de energia térmica.

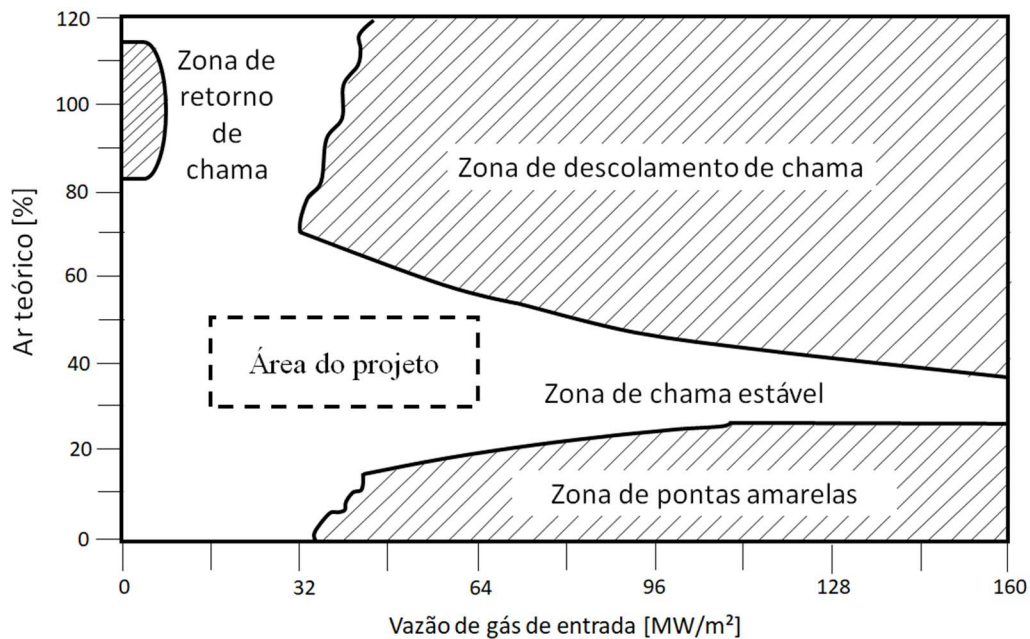
O nitrogênio presente no combustível forma óxidos de nitrogênio. Mesmo os combustíveis isentos de nitrogênio, como o gás natural, formam óxidos de nitrogênio em virtude da utilização de ar atmosférico para queima de combustíveis. Isso porque o ar atmosférico possui cerca de 78% de nitrogênio gasoso em sua composição. Carvalho e Lacava (2003) também contextualizam os processos de emissões de poluentes, dentre eles a formação de NO_x e CO_2 . De acordo com Ling et al. (2015), as diferentes configurações de mistura de ar e combustível em um queimador podem reduzir ou aumentar a emissão de NO_x .

A mistura ar/combustível e a quantidade de oxigênio no ar de combustão tem influência direta na temperatura e nos produtos de combustão formados. Segundo Arrieta; Amell (2014), a uniformidade da temperatura de combustão pode ser associada a recirculação de gases produtos de combustão e Riaza et al. (2013) em seu trabalho, informa os resultados de mudanças realizadas na concentração de O_2 do ar de combustão tem reflexo nas emissões de NO_x . Além disso, os sistemas de combustão também requerem preocupações para ter melhor eficiência de queima. Segundo Huth; Heilos (2013) os processos de combustão requerem ajustes nas pressões para garantir o desempenho adequado, aumentando a eficiência de conversão de energia e reduzindo a poluição (ZHANG et al. 2017).

A intercambiabilidade de gases surgiu da necessidade de substituição de gases de rua oriundos do carvão mineral por gases naturais ou por gases derivados do petróleo com foco direto nos queimadores domésticos.

Para tanto, dois gases são considerados intercambiáveis quando as características da chama são adequadas após a substituição de um pelo outro no mesmo queimador, sem a necessidade de mudanças físicas neste mesmo queimador. Assim, as características adequadas de chama que devem ser atendidas são as seguintes: a chama deve ser estável, não apresentando descolamento, retorno ou pontas amarelas. Portanto, pode-se dizer que existe um ponto de correto de trabalho, onde o ar necessário reage de forma mais eficiente com o combustível. Este ponto pode ser determinado para qualquer queimador, em função do combustível utilizado (GARCIA, 2002). A Figura 1 ilustra a curva característica com a área adequada de operação do queimador, bem como as áreas onde haverá problemas operacionais, tais como: descolamento de chama, pontas amarelas e retorno de chama na combustão.

Figura 1 – Curva característica operacional de um queimador padrão de GN



Fonte: Garcia (2002).

Além destas verificações, não se pode ter emissões de monóxido de carbono ou fuligem, a quantidade de energia térmica entregue deve ser próxima para ambos os gases e o sistema de ignição e controle de queima deve funcionar da mesma forma com ambos os gases.

Uma série de pesquisas deram origem aos métodos analíticos para cálculo de intercambiabilidade de gases. O método do índice de Wobbe (nome definido por Goffredo Wobbe em 1927) mede o fluxo de energia térmica através de um orifício desde que, inicialmente, inalteradas as suas dimensões e inalteradas as pressões de operação. Em casos de diferença entre o índice de Wobbe do gás de referência e o índice de Wobbe do gás substituto a serem analisados, existe a possibilidade de correção através do ajuste da pressão do gás substituto. Nestas condições, dois gases podem ser intercambiáveis (GARCIA, 2002; CHEN et al., 2013 e ZHANG et al., 2016). O método do índice de Wobbe é um método muito usado na prática e considera-se este como um índice geral básico utilizado antes de iniciar-se a utilização de outro método. Garcia (2002), Komori et al. (2003), Sarkar; Bhattacharyya (2012) e Parameswaran et al. (2016) sugerem que se deve considerar até $\pm 5\%$ de variação padrão do resultado obtido, como aceitável nos processos de combustão.

A substituição de gases tem relação também com a publicação de intercambiabilidade de gases da Associação Americana de Gases (AGA). Porém o escopo deste método abrangia apenas gases com alto poder calorífico (GARCIA, 2002). De forma a abranger gases com poder calorífico inferior ao dos gases naturais, Weaver ampliou o escopo da AGA, criando o

método dos múltiplos índices de Weaver. São seis índices, sendo cinco deles para medir a intercambiabilidade entre o gás de referência e o gás substituto que são: aporte de calor (J_H), aeração primária (J_A), descolamento de chama (J_L), retorno de chama (J_F), pontas amarelas (J_Y) e combustão incompleta (J_I). O aporte de calor (J_H) é a razão entre os números de Wobbe para os dois gases; e a aeração primária (J_A) fornece uma medida precisa de alimentação de ar primário para queima de ambos os gases, bem como para o ar secundário (se aplicável).

Os limites destes índices propostos por Weaver são:

J_H entre 0,95 e 1,05.

J_L maior ou igual a 0,64.

J_F menor ou igual a 0,08.

J_I menor ou igual a zero.

J_Y menor ou igual a 0,14.

Assim, os múltiplos índices de Weaver permitem aferir o grau de intercambiabilidade entre gases (GARCIA, 2002 e ZHANG et al. 2016) e sua utilização determina se a mudança é válida ou não. O método foi desenvolvido por Weaver a partir de ensaios com mistura dos gases: metano, hidrogênio, monóxido de carbono, etano, propano, butano, eteno, propeno, acetileno, benzeno, nitrogênio, dióxido de carbono de forma a simular gases sintéticos e naturais.

Os resultados experimentais de Chen et al. (2014) demonstram que a utilização do método de análise dos índices de Weaver prevê se há a tendência ao descolamento de chama e a combustão incompleta e se é possível determinar se os gases podem ou não ser intercambiáveis. Chen et al. (2014) ainda sugere que haja uma alteração do limite da combustão incompleta (J_I) para alcançar valores menores ou iguais a 0,04 (sendo o atual limite de apenas 0) e o valor do limite de descolamento de chama (J_L) seja igual ou maior que 0,95 em todos os estudos relacionados a combustão (sendo o atual limite de 0,64). Segundo Zhang et al. (2016), tais análises de verificação identificam uma faixa de disponível de intercambiabilidade de gases.

Para casos em que haja variação de pressão, ou mudança na perda de carga devido às características intrínsecas do combustível que vai ser substituído, deve-se manter o aporte térmico ajustando-se a pressão do combustível substituto.

Na verificação ou correção das pressões de trabalho do queimador para possibilitar a intercambiabilidade de gases, Reis et al. (2014) utiliza em seu trabalho de modelo numérico para um queimador industrial sem pré-mistura, as referências de perda de carga de Idel'cik

(1986). Baukal (2001, 2011) também utiliza as referências de perda de carga de Idel'chik (1986) nos dimensionamentos de sistemas de combustão.

As aplicações industriais com relação à combustão podem ser sensíveis a mudanças na qualidade do gás combustível, em particular na indústria siderúrgica, onde além do consumo de gás natural são utilizados outros combustíveis, como gás de coqueria, gás de alto forno e gás de aciaria. Como esses combustíveis são gases residuais da produção do aço, a variação da composição química é inerente ao processo. Contudo, até mesmo a variação na composição química do gás natural é uma realidade, tendo em vista as várias fontes de abastecimento, como por exemplo, o gás natural liquefeito. Porém para a maior parte das aplicações industriais, uma variação típica da composição do gás (IW com variação máxima de ± 5) não resultará em risco operacional ou mesmo processo de produção inoperante (JÓŹWIAK et al. 2019).

Segundo Reis et al. (2014), em caso de uma variação na composição de combustível, a pressão correta para um queimador existente em operação pode contribuir para o desempenho correto da combustão. Quando há mudança na composição no combustível ou mesmo mudança de um combustível por outro e, nesses casos por exemplo, ocorrer uma diminuição significativa no índice de Wobbe a um desses processos, a única maneira de ajustar a entrega da mesma quantidade de calor é aumentar a pressão a montante do queimador. Portanto, a verificação do índice de Wobbe (IW) entre dois gases em função de identificar-se a possibilidade de intercambiabilidade, em qualquer queimador, define-se que todas as misturas de gás que possuem o mesmo IW fornecerão a mesma quantidade de calor, na mesma pressão do queimador.

Entre estas verificações inclui-se a verificação dos limites de inflamabilidade e temperatura de chama adiabática. Limite de inflamabilidade ou limite de explosividade são a mesma coisa. Limite de inflamabilidade é o limite no qual a mistura ar/combustível é capaz de inflamar. O limite inferior é quantidade mínima necessária de gás ou vapor combustível em ar ou em oxigênio para auto sustentar a combustão. O limite superior é quantidade máxima possível de gás ou vapor combustível em ar ou em oxigênio para autossustentar a combustão, sem que haja uma fonte externa de calor. Em resumo, o limite de inflamabilidade é faixa na qual a chama se propaga, sendo estas faixas o limite inferior de inflamabilidade e o limite superior de inflamabilidade. Wu et al. (2018), criou um modelo para calcular limite de inflamabilidade baseado na temperatura de chama adiabática. Carvalho et al. (2018) apresentam em sua obra um modelo de obtenção de temperatura de chama adiabática. A temperatura de chama adiabática é a temperatura máxima teórica que se pode obter para os

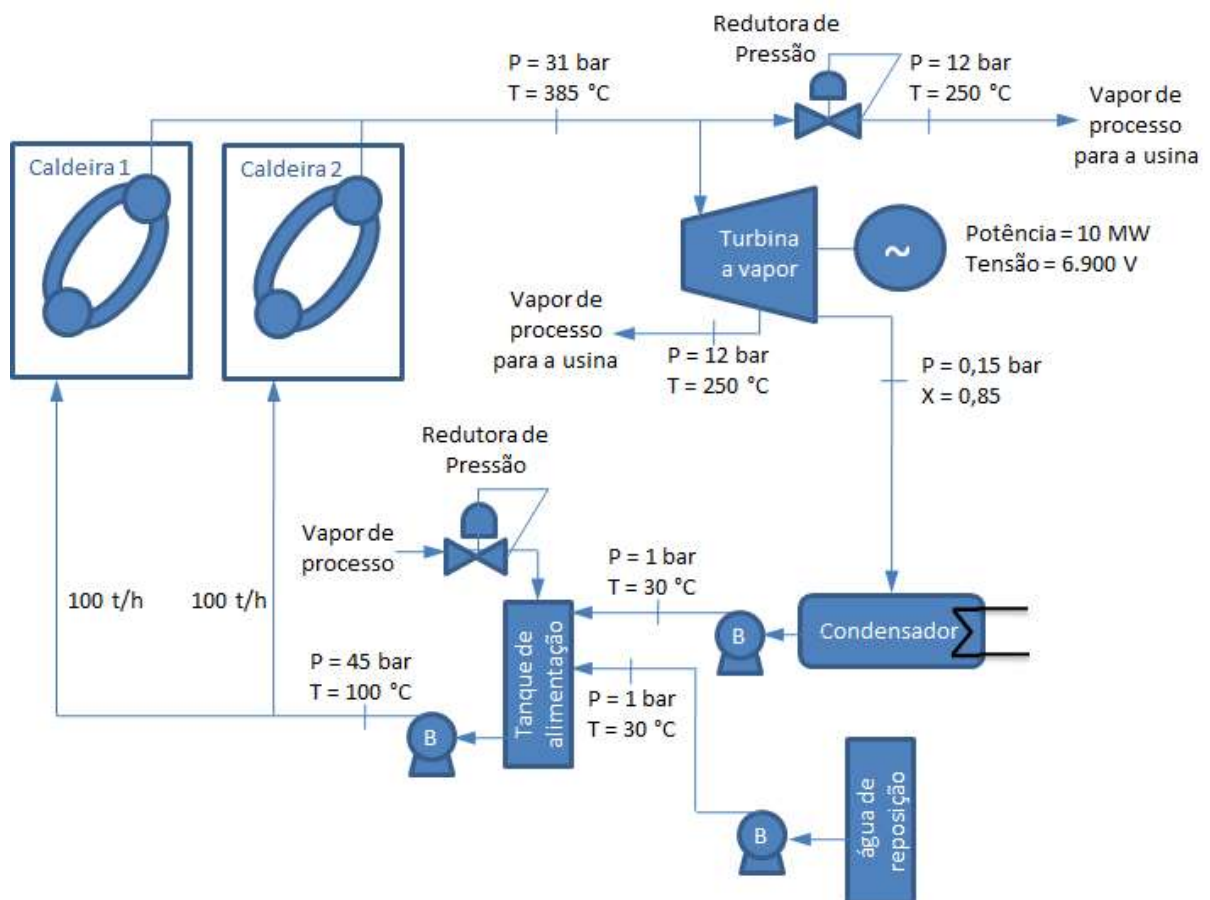
produtos combustão e é importante verificar a temperatura de chama adiabática em casos de intercambiabilidade de gases, pois a transferência de calor por radiação é predominante em muitos equipamentos que utilizam combustão.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para o desenvolvimento do trabalho, criar-se-á um modelo para análise de intercambiabilidade de gases, considerando as literaturas consolidadas e atuais, a fim de garantir a aplicabilidade do projeto.

Os equipamentos integrantes deste projeto são duas caldeiras idênticas, do grupo Mitsubishi Hitachi Power System, Ltd., de capacidade de produção de vapor de 100 toneladas por hora cada caldeira, na qual a pressão manométrica de trabalho é 31 bar e a temperatura do vapor superaquecido produzido é 385 °C. Essas caldeiras operam em uma Central Termoelétrica da década de 1950 na CSN. Contudo, fazem parte do projeto de expansão da década de 1970, tendo seu início de operação no ano de 1983. A Figura 2 ilustra o fluxograma de processo da central termoelétrica.

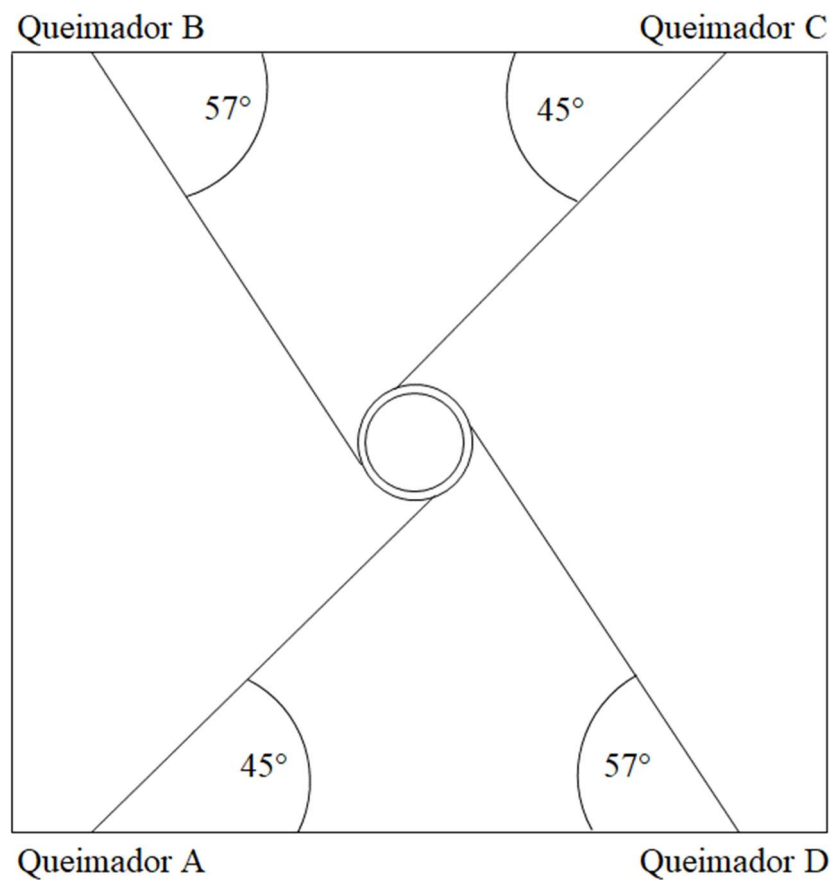
Figura 2 – Fluxograma de processo da central termoelétrica



Fonte: Autoria própria.

Cada caldeira possui quatro queimadores multi-combustíveis, dispostos tangencialmente, a fim de propiciar uma mistura nos produtos de combustão (Figura 3 e Figura 4) e uniformizar a temperatura dentro da fornalha. Além disso, os queimadores foram projetados em função da aplicação, em decorrência da sua versatilidade e facilidade de operação.

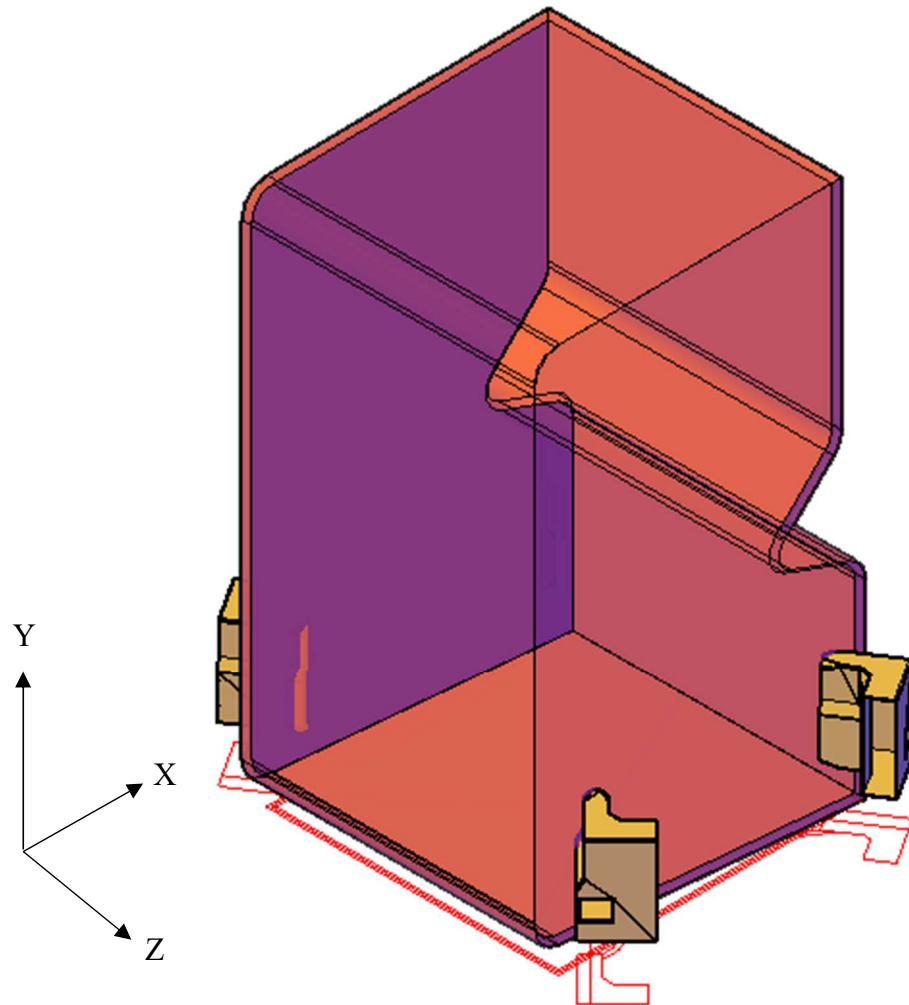
Figura 3 – Disposição dos queimadores na caldeira



Fonte: Autoria própria.

Estes queimadores operam com gás de alto forno (combustível predominante), óleo combustível BPF ou alcatrão, gás natural (projeto posterior implantado em 1984, a fim de reduzir o consumo de óleo combustível) e gás de coqueria (chama de estabilização de gases de baixo poder calorífico e ignitores). É justamente nos ignitores a gás de coqueria, os quais somente funcionam na partida dos queimadores, que será feita a análise de substituição por gás natural, para garantir confiabilidade e flexibilidade durante partidas dos queimadores. A Tabela 1 ilustra os combustíveis e as condições de queima da caldeira.

Figura 4 – Visão geral da caldeira



Fonte: Autoria própria.

Cada caldeira foi projetada para as seguintes condições de queima:

Tabela 1 – Condições de projeto das caldeiras

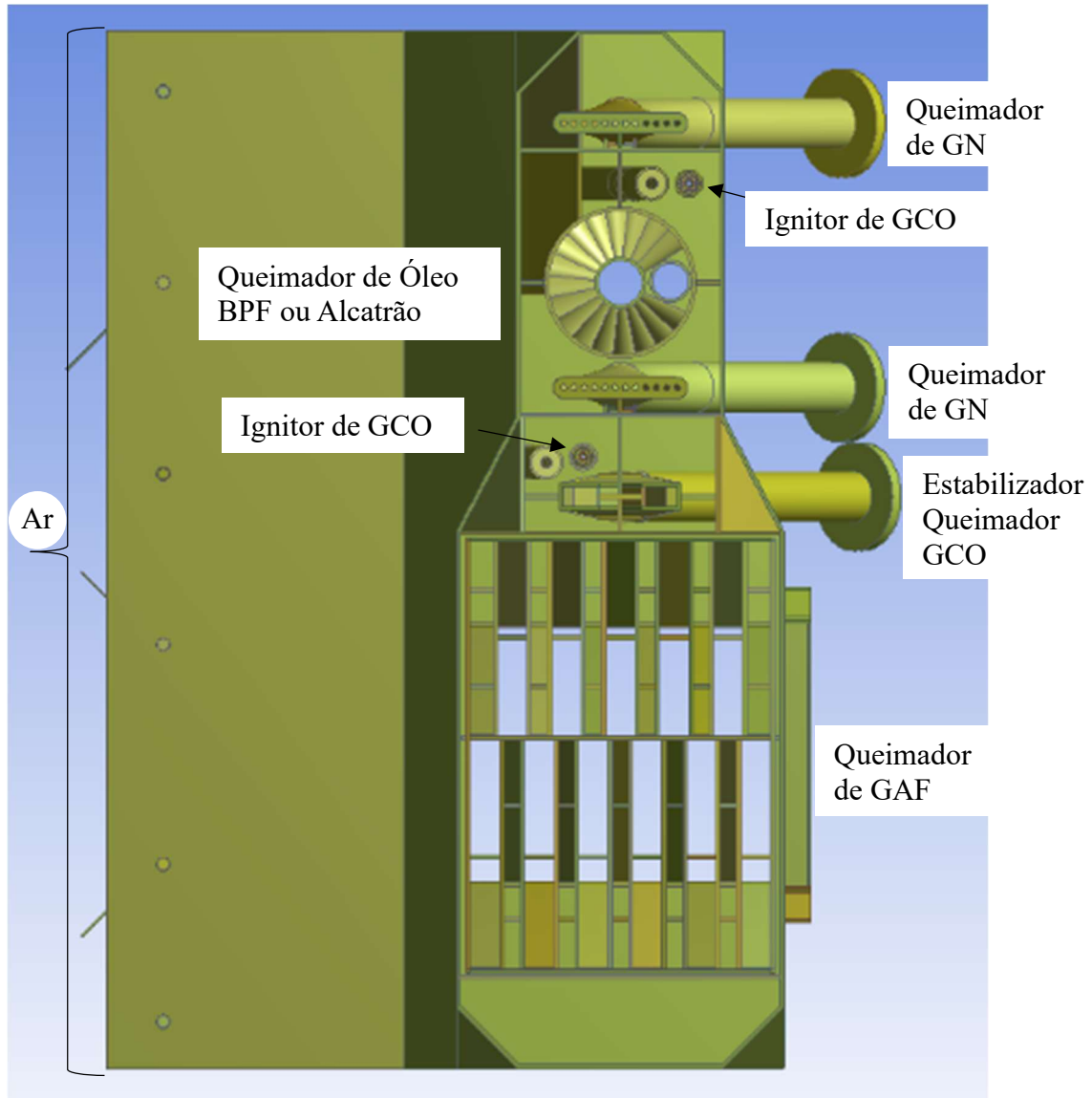
Caso	GAF	GCO	GN	Óleo BPF	Alcatrão	Obs.:
I	90%	10%				GAF com estabilização de GCO
II	92%			8%		GAF com estabilização de Óleo BPF
III				100%		
IV					100%	
V			100%			

Fonte: dados do projeto do queimador.

Todos os queimadores operam com os mesmos tipos de combustíveis.

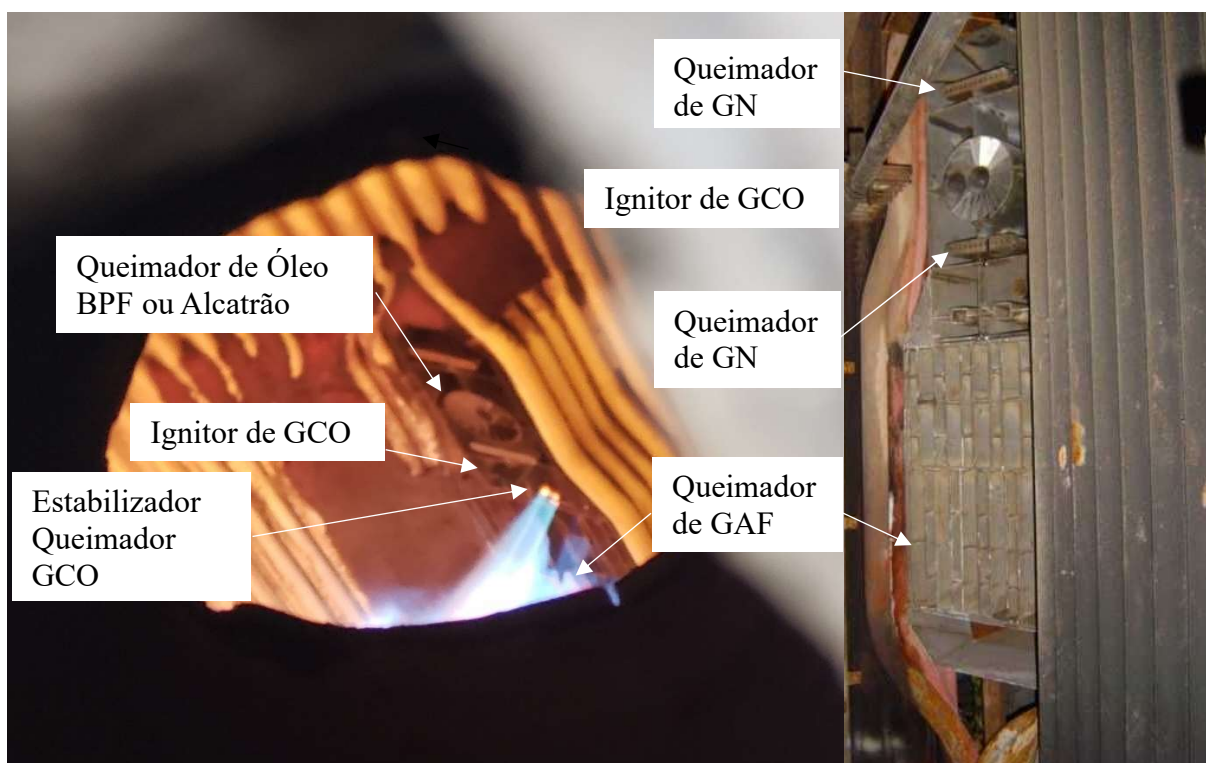
A Figura 5 ilustra o conjunto do queimador das caldeiras da Central Termoelétrica 1 e Figura 6 ilustra uma visão real do queimador e o mesmo em operação.

Figura 5 – Vista frontal dos queimadores nas caldeiras



Fonte: Autoria própria.

Figura 6 – Ilustração física dos queimadores deste trabalho



Fonte: Autoria própria.

Cada queimador possui duas unidades de ignitores de GCO, adjacentes ao queimador de óleo e do estabilizador de chamas que queima GCO, respectivamente. A Tabela 2 ilustra as características do ignitor dos queimadores.

Tabela 2 – Características do ignitor

Combustível	Quant.	Vazão por unid.	Pressão	Tipo
GCO	8	25 Nm ³ /h	170 kgf/m ² (1.667 Pa)	Lança de gás com acendimento por faísca elétrica pela caixa de ignição

Fonte: dados do projeto do queimador.

Para estabilizar as chamas de GAF com baixo poder calorífico é necessário sempre queimar simultaneamente combustível auxiliar de alto poder calorífico (neste caso gás de coqueria) para manter a combustão estável.

Sempre, em qualquer situação, é necessário queimar GCO em 10% em relação ao volume de gás de alto forno. A Tabela 3 ilustra as características do estabilizador de GAF.

Tabela 3 – Características do estabilizador de GAF

Combustível	Quant.	Vazão por unid.	Pressão	Tipo
GCO	4	420 Nm ³ /h	150 kgf/m ² (1.471 Pa)	Lança de gás (com seção retangular na saída)

Fonte: dados do projeto do queimador.

O combustível preponderante das caldeiras é GAF, que possui baixo poder calorífico, com cerca de 3,3 MJ/Nm³.

A pressão de fornecimento de gás altera as condições de combustão. Qualquer variação, altera o estado da chama podendo resultar em queima pulsante. Assim, a regulagem da pressão deve-se manter bem ajustada. A Tabela 4 ilustra as condições de projeto dos queimadores de GAF.

Nas condições do projeto, a chama deve ser visível pela câmera de monitoramento da fornalha ou pela janela de visita na própria caldeira, a que possui um vidro evitando contato direto com o calor de dentro da fornalha. O ajuste da relação ar/combustível, bem como as pressões, deve estar adequada a fim de garantir que a queima do combustível esteja próxima a saída do queimador, comumente chamada de ancoragem de chama. A Figura 7 em perspectiva isométrica ilustra a posição de entrada de ar de combustão do queimador.

O acendimento do queimador de GAF deverá ser realizado após o acendimento do ignitor, quer seja aquele próximo ao queimador de óleo BPF, quer seja aquele próximo ao estabilizador que queima GCO.

Como os queimadores estão dispostos de forma tangencial, o acendimento dar-se-á de forma diagonalmente oposta de dois queimadores e, em seguida, os dois restantes.

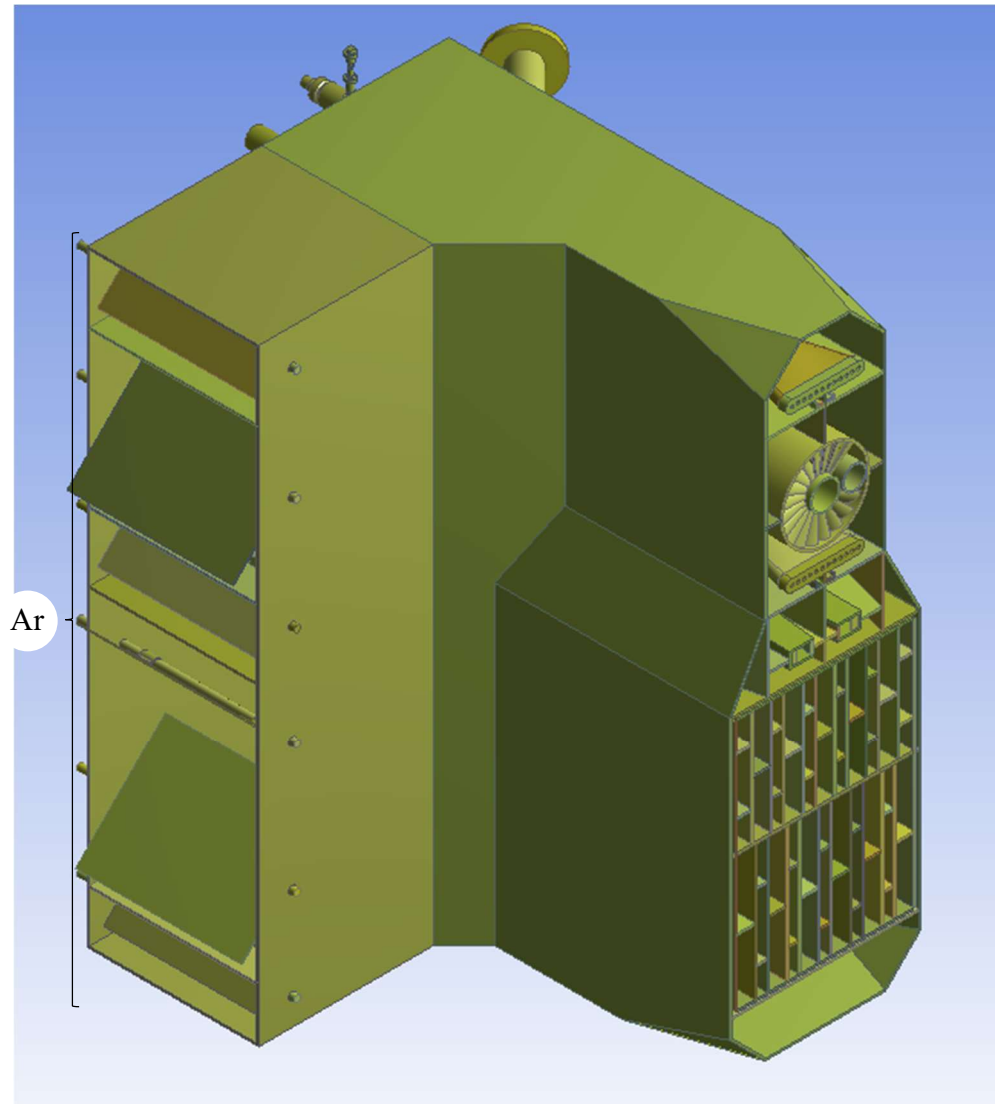
Tabela 4 – Características do queimador de GAF

Combustível	Quant.	Vazão por unid.	Pressão	Tipo
GAF	4	26.900 Nm ³ /h	130 kgf/m ² (1.275 Pa)	Grelha

Fonte: dados do projeto do queimador.

Os queimadores de óleo combustível ou de óleo alcatrão estão em desuso devido aos custos de combustível e manutenção. Além disso, a licença ambiental de operação das caldeiras não permite queima contínua, não trazendo benefícios para a Central Termoelétrica.

Figura 7 – Vista isométrica do queimador



Fonte: Autoria própria.

Para dar continuidade operacional em caso de redução ou falta de combustível siderúrgico, é necessário sempre queimar gás natural manter a produção de vapor para os processos da usina. Mesmo assim, faz-se necessário o gás de coqueria para os ignitores destes queimadores. A Tabela 5 ilustra as características do queimador de GN.

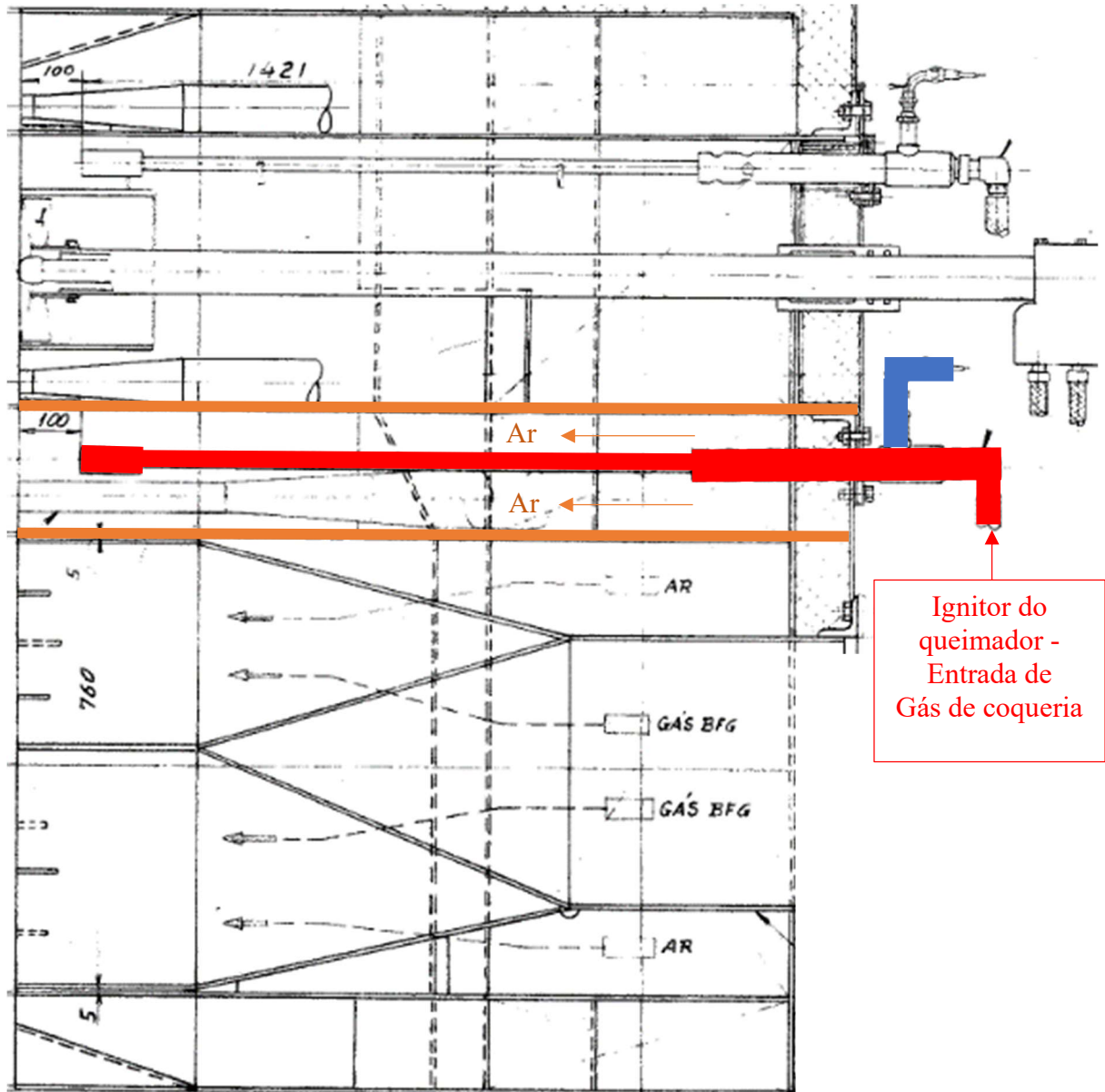
Tabela 5 – Características do queimador de GN

Combustível	Quant.	Vazão por unid.	Pressão	Tipo
GN	8	1.250 Nm ³ /h	20.000 kgf/m ² (196.133 Pa)	Lança de gás

Fonte: dados do projeto do queimador.

A Figura 8 ilustra a vista de corte do queimador, na cor vermelha está identificado a lança do ignitor, objeto deste trabalho. Ao seu redor passa o ar de combustão na faixa laranja, onde é a seção de escoamento e posterior queima do gás do coqueria.

Figura 8 – Vista de corte do queimador



Fonte: Autoria própria.

A composição dos gases é preponderante para o desenvolvimento do projeto. A Tabela 6 ilustra a composição volumétrica do gás de coqueria e o gás natural.

A partir dessas composições volumétricas dos gases de coqueria e natural é possível obter suas respectivas informações de: relação de mistura ar e combustível para queima;

massa molecular; massa específica; densidade; poder calorífico; índice de Wobbe; temperatura de chama; temperatura de ignição espontânea; e os limites de inflamabilidade.

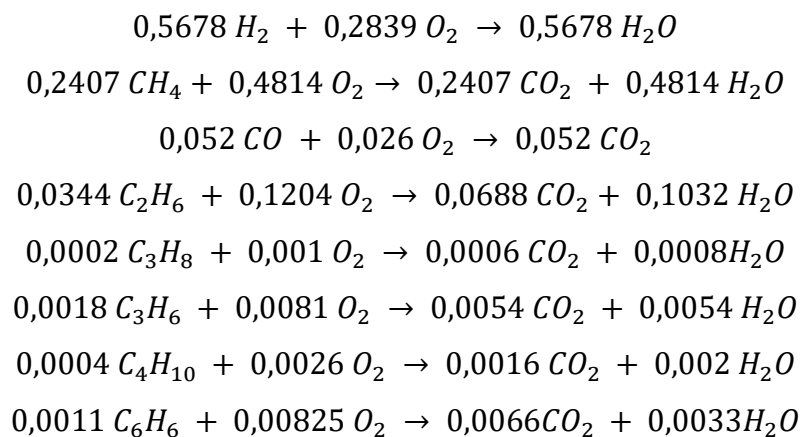
Tabela 6 – Composições volumétricas do GCO e do GN

Componente	MM (g/mol)	GCO (%Vol)	GN (%Vol)
H ₂	2	56,78	-
H ₂ O	18	3,18*	-
CO ₂	44	2,50	0,89
C ₂ H ₆	30	3,44	7,53
C ₃ H ₈	44	0,02	2,26
C ₃ H ₆	42	0,18	-
C ₄ H ₁₀	58	0,04	0,35
C ₅ H ₁₂	72	-	0,04
C ₆ H ₁₄	86	-	0,01
C ₆ H ₆	78	0,11	-
O ₂	32	0,25	-
N ₂	28	4,23	0,72
CH ₄	16	24,07	88,20
CO	28	5,20	-

Fonte: Machado e Oliveira (1989); Correia (2001).

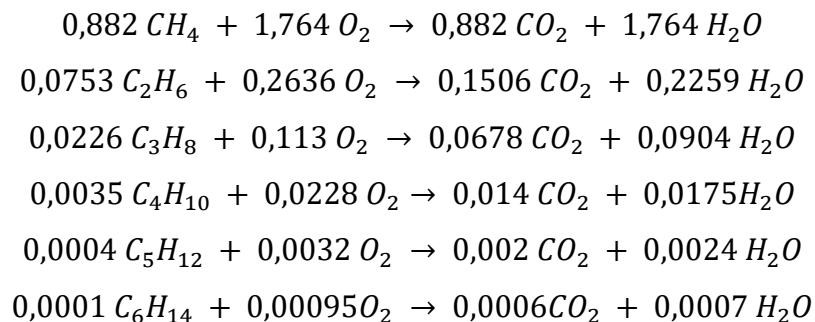
(*) Valor na condição de saturação

Assim, as equações de queima para os componentes do gás de coqueria são:



O somatório da quantidade oxigênio necessária para queima estequiométrica do gás de coqueria é 0,93 Nm³ de O₂/Nm³ de gás de coqueria. Contudo, o oxigênio está presente em apenas 21% do ar atmosférico. Assim, encontrando-se a razão entre 0,93 e 0,21 obtêm-se o valor de 4,42 Nm³ ar/Nm³ combustível a relação volumétrica de ar necessária para a combustão estequiométrica do gás de coqueria, ou seja, cada 1 m³ de gás de coqueria será necessário 4,42 m³ de ar.

Assim, as equações de queima para os componentes do gás de natural são:



O somatório da quantidade oxigênio necessária para queima estequiométrica do gás de coqueria é 2,167 Nm³ de O₂/Nm³ de gás de coqueria. Contudo, o oxigênio está presente em apenas 21% do ar atmosférico. Assim, a razão entre 2,167 e 0,21 obtêm-se o valor de 10,32 Nm³ ar/Nm³ combustível a relação volumétrica de ar necessária para a combustão estequiométrica do gás natural, ou seja, cada 1 m³ de gás natural será necessário 10,32 Nm³ de ar.

Obteve-se a massa molecular do gás de coqueria de 10,61 g/mol de combustível utilizando somatório do produto das frações molares de seus componentes e a massa molecular de cada um. Para o gás natural obteve-se o valor de 18,20 g/mol de combustível.

Obteve-se a massa específica utilizando o volume molar dos gases nas condições normais de temperatura e pressão, que é de 22,4 litros por mol de gás (CARVALHO et al., 2018).

A massa específica neste caso é quociente da razão entre massa molecular do gás e o volume molar dos gases. Assim, a massa específica do gás de coqueria e do gás natural encontradas foram 0,473 kg/Nm³ e 0,812 kg/Nm³, respectivamente.

A massa molecular do ar considera-se o valor de 28,97 g/mol (SONNTAG e BORGNACKKE, 2013). Assim, sua massa específica é 1,293 kg/Nm³ utilizando também o volume molar dos gases nas condições normais de temperatura e pressão.

A densidade de um gás é o quociente entre a massa específica do gás e a massa específica do ar. Portanto, a densidade do gás de coqueria é 0,368 e a densidade do gás natural é 0,631, sendo esses valores adimensionais.

Com as informações supracitadas, calculou-se a formação dos produtos de combustão nas condições de estequiometria. A Tabela 7 ilustra o percentual dos produtos formados.

Tabela 7 – Composição volumétrica dos produtos de combustão do GCO e do GN

Componente	MM (g/mol)	GCO (Mol)	GCO (%Vol)	GN (Mol)	GN (%Vol)
H ₂ O	18	1,196	23,30	2,101	18,46
CO ₂	44	0,401	7,81	1,126	9,89
O ₂	32	0,000	0,00	0,000	0,00
N ₂	28	3,536	68,90	8,157	71,65

Fonte: Autoria própria.

Obteve-se a massa molecular para os produtos de combustão do gás de coqueria de 26,92 g/mol utilizando somatório do produto das frações molares de seus componentes e a massa molecular de cada um. Para o gás natural obteve-se o valor de 27,74 g/mol dos produtos de combustão.

A geração específica de produtos de combustão na queima do combustível pode ser determinada através do quociente entre a massa molecular dos produtos de combustão e a massa molecular do combustível. Portanto, os produtos de combustão gerados na queima do GCO são de 13 kg/ kg de combustível queimado e os produtos de combustão gerados na queima do GN é de 17 kg/ kg de combustível queimado.

A Tabela 8 ilustra as informações para obtenção do poder calorífico dos combustíveis. Através do somatório do produto entre as frações volumétricas dos componentes e seus respectivos valores de poder calorífico, obtém-se o poder calorífico do combustível. Para o gás de coqueria, obteve-se o valor de poder calorífico inferior de 18 MJ/m³. Para o gás natural obteve-se o poder calorífico inferior de 39 MJ/Nm³.

Tabela 8 – Poder calorífico de algumas substâncias

Substância	PCS (cal/mol)	PCS (cal/g)	PCI (cal/mol)	PCI (cal/g)
Hidrogênio, H ₂ (g)	68.317	33.887	57.798	28.670
Carbono, C (s)	94.052	7.831	-	-
Monóx. carbono, CO (g)	67.636	2.415	-	-
Metano, CH ₄ (g)	212.798	13.265	191.759	11.954
Etano, C ₂ H ₆ (g)	372.820	12.399	341.261	11.350
Propano, C ₃ H ₈ (g)	530.605	12.034	488.527	11.079
Propano, C ₃ H ₈ (l)	526.782	11.947	484.704	10.993
n-Butano, C ₄ H ₁₀ (g)	687.982	11.837	635.384	10.932
n-Pentano, C ₅ H ₁₂ (g)	845.160	11.715	782.040	10.840
n-Hexano, C ₆ H ₁₄ (g)	1.002.570	11.635	928.930	10.780
Benzeno, C ₆ H ₆ (g)	789.080	10.102	757.520	9.698
Etileno, C ₂ H ₄ (g)	337.274	12.022	316.195	11.272
Propileno, C ₃ H ₆ (g)	491.987	11.692	460.428	10.942

Fonte: Perry e Green (2007); Sonntag e Borgnakke (2013).

A Tabela 9 ilustra as equações para cálculo da temperatura de chama adiabática de acordo com as frações de produtos de combustão formadas. A unidade de trabalho para estas equações é o cal/mol.K, sendo necessária a utilização do valor de poder calorífico em cal/mol. A determinação da temperatura de chama adiabática dar-se-á devido a influência da temperatura na variação da entalpia dos reagentes e dos produtos da reação de combustão (CARVALHO et al., 2018), além de ser parâmetro fundamental do projeto. Quanto maior for a temperatura dos gases, maior será sua entalpia.

A utilização da Tabela 9 consiste em integrar o somatório dos calores específicos dos produtos de combustão, respeitando a reação química correspondente para queima de cada gás. Assim, para a queima de 1 m³ de gás de coqueria a equação de reação para cálculo da temperatura de chama adiabática é:

$$\Delta H_{C,GCO,298} = \int_{T_i}^{T_F} (c_{p,CO_2} + c_{p,H_2O} + c_{p,N_2} + (\alpha - 1)c_{p,O_2})dT$$

$$96.244 = \int_{T_i}^{T_f} (0,4 \cdot c_{p,CO_2} + 1,2 \cdot c_{p,H_2O} + 3,54\alpha \cdot c_{p,N_2} + 0,93(\alpha - 1)c_{p,O_2})dT$$

$$\begin{aligned}
96.244 = \int_{298}^{T_f} [0,4(-0,8929 + 0,7297T^{1/2} - 9,807 \times 10^{-3}T + 5,784 \times 10^{-7}T^2) \\
+ 1,2(8,22 + 0,00015 T + 0,00000134 T^2) + 3,54\alpha(6,50 + 0,00100 T) \\
+ 0,93(\alpha - 1) \left(8,27 + 0,000258 T - \frac{187.700}{T^2} \right)] dT .
\end{aligned}$$

Resolvendo a equação, tem-se que:

$$T_f = 2.097^\circ\text{C}$$

E, para a queima de 1 m³ de gás natural a equação de reação para cálculo da temperatura de chama adiabática é:

$$\begin{aligned}
\Delta H_{C,GN,298} &= \int_{T_i}^{T_F} (c_{p,CO_2} + c_{p,H_2O} + c_{p,N_2} + (\alpha - 1)c_{p,O_2}) dT \\
208.493 &= \int_{T_i}^{T_f} (1,13 \cdot c_{p,CO_2} + 2,1 \cdot c_{p,H_2O} + 8,16\alpha \cdot c_{p,N_2} + 2,17(\alpha - 1)c_{p,O_2}) dT \\
208.493 &= \int_{298}^{T_f} [1,13(-0,8929 + 0,7297T^{1/2} - 9,807 \times 10^{-3}T + 5,784 \times 10^{-7}T^2) \\
&\quad + 2,1(8,22 + 0,00015 T + 0,00000134 T^2) + 8,16\alpha(6,50 + 0,00100 T) \\
&\quad + 2,17(\alpha - 1) \left(8,27 + 0,000258 T - \frac{187.700}{T^2} \right)] dT .
\end{aligned}$$

Resolvendo a equação, tem-se que:

$$T_f = 2.067^\circ\text{C}$$

Os resultados de temperatura obtidos demonstram que a mudança de combustível não irá alterar de forma significativa (redução de 1,4% da temperatura) a transferência de calor por radiação, pois os gases têm praticamente a mesma temperatura de chama adiabática e a composição dos produtos de combustão é semelhante.

Tabela 9 – Calores específicos a pressão constante de algumas substâncias

Substância	cp (cal/mol K)	Intervalo (K)
CH ₄ (g)	5,34 + 0,0115 T	273 – 1.200
CO (g)	6,60 + 0,00120 T	273 – 2.500
CO ₂ (g)	-0,8929 + 0,7297 T ^{1/2} - 9,807E-3 T + 5,784E-7 T ²	300 – 3.500
H ₂ O (g)	8,22 + 0,00015 T + 0,00000134 T ²	300 – 2.500
N ₂ (g)	6,50 + 0,00100 T	300 – 3.000
NO (g)	8,05 + 0,000233 T - 156300/T ²	300 – 5.000
O ₂ (g)	8,27 + 0,000258 T - 187700/T ²	300 – 5.000
SO ₂ (g)	7,70 + 0,00530 T - 0,00000083 T ²	300 – 2.500

Fonte: Perry e Green (2007); Sonntag e Borgnakke (2013).

3.1 DESENVOLVIMENTO

O índice de Wobbe decorre do poder calorífico dividido pela raiz quadrada da densidade relativa do fluido:

$$IW = \frac{PCI}{\sqrt{d}} \quad (1)$$

O índice de Wobbe ainda pode ser corrigido com a variação de pressão do gás para o queimador:

$$IW_c = \frac{PCI}{\sqrt{d}} * \sqrt{\Delta P} \quad (2)$$

A densidade energética de dois gases será mantida se os seus respectivos índices de Wobbe forem os mesmos, ou seja, os dois gases diferentes produzirão, no mesmo orifício, a mesma taxa de energia térmica se os Índices de Wobbe forem os mesmos. Assim, o ΔP passa ser a pressão de entrada no queimador, pois a fornalha tem pressão de operação próxima a pressão ambiente. Nesta condição, o número de Reynolds do gás de coqueria e do gás natural são muito próximos, e assim, o coeficiente de descarga do orifício do queimador é o mesmo para ambos os gases.

Nas condições da equação (1), o índice de Wobbe do gás de coqueria obtido foi de 30 MJ/m³ e o índice de Wobbe do gás natural obtido foi de 49 MJ/m³. Porém, como os índices de Wobbe são diferentes, haverá necessidade de correção do índice de Wobbe atuando na pressão

do gás substituto, onde a intercambiabilidade entre os gases de coqueria e natural será assegurada, ou seja, corrigindo a pressão do gás substituto para o queimador (REIS et al. 2014). O resultado deverá manter o mesmo aporte térmico.

Após a verificação de aporte térmico, aplica-se o método dos múltiplos índices de Weaver para verificação da intercambiabilidade, onde deve-se assegurar que (GARCIA, 2002; CHEN et al., 2013 e ZHANG et al., 2016):

- O sistema todo deve escoar ambos os fluidos (vazão de ar de combustão para ambos os gases deve ser próximas e da mesma maneira para a vazão de produtos de combustão);
- A estabilidade de chama deve ser mantida;
- A transferência de calor da chama para o equipamento de ter o mesmo padrão;
- Os produtos de combustão devem ter a mesma função, promovendo a mesma atmosfera, seja ela redutora, oxidante ou neutra;

Considerando o subscrito “r” relativo ao gás de referência (no presente caso, o GCO) e o subscrito “s” relativo ao gás substituto (o GN), utilizou-se o método para verificação demonstrada a seguir.

3.1.1 Aporte de Calor (J_H)

$$J_H = \frac{PCI_s}{PCI_r} * \left(\frac{d_r}{d_s}\right)^{0,5} \quad (3)$$

r: gás de referência;

s: gás substituto;

d: densidade

O limite proposto por Weaver é que o resultado obtido de J_H esteja entre 0,95 e 1,05.

3.1.2 Aeração primária (J_A)

$$J_A = \frac{A_s}{A_r} * \left(\frac{d_r}{d_s}\right)^{0,5} \quad (4)$$

A: ar necessário para a combustão estequiométrica, em termos de volume de ar por volume de gás combustível.

3.1.3 Descolamento de chama (J_L)

$$J_L = J_A * \frac{S_s}{S_r} * \frac{1 - Q_s}{1 - Q_r} \quad (5)$$

Q: fração volumétrica de oxigênio no gás;

S: fator de velocidade de chama de Weaver (% da velocidade de chama do H_2).

O limite proposto por Weaver é que o resultado obtido de J_L seja maior ou igual a 0,64.

$$S = \frac{\sum x_i B_i}{A + 1 + 5Z - 18,8 * Q} \quad (6)$$

Onde:

x_i : fração volumétrica do componente i;

B_i : coeficiente de velocidade de chama para o componente i (a Tabela 10 ilustra os valores aplicáveis para obtenção do coeficiente de velocidade chama);

Z: fração volumétrica de inertes (N_2 , CO_2) no gás.

Tabela 10 – Valores para coeficiente de velocidade de chama de Weaver

Componente	Fator B _i
H ₂	339
CO	61
CH ₄	148
C ₂ H ₆	301
C ₃ H ₈	398
H ₂ S	200
C ₂ H ₄	454
C ₃ H ₆	674
i-C ₄ H ₁₀	513
i-C ₄ H ₈	500
n-C ₄ H ₁₀	513
C ₅ H ₁₂	600
C ₂ H ₄	454

Fonte: Garcia (2002).

3.1.4 Retorno de chama (J_F)

$$J_F = \frac{S_s}{S_r} - 1,4 * J_A + 0,4 \quad (7)$$

O limite proposto por Weaver é que o resultado obtido de J_F seja menor ou igual a 0,08.

3.1.5 Pontas amarelas (J_Y)

$$J_Y = J_A + \frac{N_s - N_r}{110} - 1,0 \quad (8)$$

N: número de átomos de carbono facilmente liberados na combustão de 100 moléculas de gás (todos os átomos de carbono de hidrocarbonetos insaturados e cíclicos, bem como todos os átomos de carbono de hidrocarbonetos saturados menos um por molécula, são

considerados facilmente liberados).

O limite proposto por Weaver é que o resultado obtido de J_Y seja menor ou igual a 0,14.

3.1.6 Combustão incompleta (J_I)

$$J_I = J_A - 0,366 * \frac{R_s}{R_r} - 0,634 \quad (9)$$

R: proporção de átomos de hidrogênio para o número de átomos de carbono, considerando somente os hidrocarbonetos.

O limite proposto por Weaver é que o resultado obtido de J_I seja menor ou igual a zero.

3.2 RESULTADOS

Utilizando os métodos anteriormente listados efetuou-se os cálculos do índice de Wobbe corrigido e dos parâmetros para aplicação do Método dos Múltiplos Índices de Weaver.

Utilizando a equação (2) e as informações de projeto do queimador tem-se que (REIS et al. 2014):

$$IW_{GCO} * \sqrt{\Delta P_{GCO}} = IW_{GN} * \sqrt{\Delta P_{GN}}$$

$$\sqrt{\Delta P_{GN}} = \frac{IW_{GCO} * \sqrt{\Delta P_{GCO}}}{IW_{GN}}$$

$$\Delta P_{GN} = \left(\frac{IW_{GCO} * \sqrt{\Delta P_{GCO}}}{IW_{GN}} \right)^2$$

$$\Delta P_{GN} = \left(\frac{30 * \sqrt{1.667}}{49} \right)^2$$

$$\Delta P_{GN} = 625 \text{ Pa}$$

Significa que a pressão para utilização do gás natural em substituição ao gás de coqueria nos ignitores será de 625 Pa, a fim de garantir que o mesmo aporte térmico seja mantido ao processo e que não haja mudanças construtivas no queimador.

Nessas condições, verifica-se a manutenção do índice de Wobbe.

Os parâmetros para aplicação do Método dos Múltiplos Índices de Weaver para o GCO e para o GN são mostrados na Tabela 11. Procedeu-se, então, a análise de cada índice obtido.

Tabela 11 – Parâmetros do GCO e do GN para aplicação do Método dos Múltiplos Índices de Weaver

Componente	Gás de Coqueria	Gás Natural
A_r	4,42	10,21
S_r	42,68	14,31
Q_r	2,5E-3	0,00
R_r	3,68	3,76

Fonte: Autoria própria.

Resultados obtidos:

$J_H = 1,65$ Índice de aporte energético está fora da faixa devido aos índices de Wobbe serem diferentes e por este motivo, aplicou-se o método do índice de Wobbe corrigido; como ocorre um aumento no índice de Wobbe nesses processos, a única maneira de ajustar a entrega da mesma quantidade de calor é reduzir a pressão a montante do queimador.

$$J_A = \frac{A_s}{A_r} * \left(\frac{d_r}{d_s}\right)^{0,5} = \frac{10,32}{4,42} * \left(\frac{0,368}{0,631}\right)^{0,5}$$

$$J_A = 1,78 \quad (\text{aeração primária})$$

$$J_L = J_A * \frac{S_s}{S_r} * \frac{1 - Q_s}{1 - Q_r} = 1,78 * \frac{14,41}{42,68} * \frac{1 - 0}{1 - 0,0025}$$

$J_L = 0,60$ Sendo $J_L = 0,60 < 0,64$, haverá tendência a ter descolamento de chama.

$J_F \rightarrow$ Não faz sentido calcular o índice de retorno de chama para queimadores por difusão, para os quais não é possível haver retorno de chama. Para queimadores pré-misturados, deve-se ajustar a razão de pré-mistura de modo a fazer este índice menor que 0,08.

$J_Y \rightarrow$ Não faz sentido calcular o índice de pontas amarelas para queimadores por difusão, os quais sempre produzirão chamas amarelas. Para queimadores pré-misturados, deve-se ajustar a razão de pré-mistura de modo a fazer este índice menor que 0,14.

$$J_I = J_A - 0,366 * \frac{R_s}{R_r} - 0,634 = 1,78 - 0,366 * \frac{3,76}{3,68} - 0,634$$

$J_I = 0,77$ Sendo $J_I = 0,77 > 0$, haverá uma tendência maior à combustão incompleta.

3.2.1 Turbulência da chama

A turbulência da chama é determinada pelo Número de Reynolds de saída do jato de gás. Para o cálculo desse parâmetro, é necessário conhecer a viscosidade e a massa específica do gás e são apresentadas na Tabela 13.

A massa específica dos gases para diferentes condições de pressão e temperatura pode ser obtida através da lei dos gases perfeitos (CARVALHO et al., 2018), tem-se:

$$\rho_g = \frac{P_{atm} * MM}{R_0 * T_f} \quad (10)$$

Onde ρ_g é a massa específica do gás à 1 atm (10.332 kgf/m²), R_0 é a constante universal dos gases perfeitos ($R_0 = 847,4$ kgf/m² L/mol K), MM é a massa molecular da composição, e neste caso, usou-se a massa molecular do gás de coqueria ($MM_{GCO} = 10,61$ g/mol) e massa

molecular do gás natural ($MM_{GN} = 18,20 \text{ g/mol}$) e T_f é a temperatura média do gás em Kelvin.

A viscosidade dinâmica pode ser obtida através da seguinte equação de Idel'cik (1986):

$$\mu = \frac{100}{\frac{G_1}{\mu_1} + \frac{G_2}{\mu_2} \dots \frac{G_n}{\mu_n}} \quad (11)$$

Onde μ_1, μ_2 e μ_n são as viscosidades dinâmicas dos componentes no gás e G_1, G_2 e G_n são as porcentagens em massa das misturas dos componentes conforme Tabela 6.

A relação entre a viscosidade dos gases e a temperatura de trabalho pode ser obtida pela equação aproximada de Sutherland:

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2} \quad (12)$$

Onde:

μ_0 é a viscosidade dinâmica do gás a 0°C .

T é a temperatura absoluta em K.

C é a constante de Sutherland que depende do gás.

A Tabela 12 ilustra os valores para viscosidade dinâmica e constante de Sutherland para alguns gases.

Os resultados são obtidos na unidade de μP (micropoise). Para transformar para kg/m.s deve-se multiplicar por 10^{-7} .

A Tabela 13 ilustra os valores de viscosidade obtidos e das massas específicas para o gás de coqueria e para o gás natural.

Tabela 12 – Valores de constante de Sutherland para alguns gases a 1 atm

Componente	MM (g/mol)	μ_0 a 0 °C (kg/m.s)	C (adimensional)
H ₂	2	84	71
H ₂ O	18	89,3	961
CO ₂	44	138	254
C ₂ H ₆	30	86	252
C ₂ H ₂	26	96	215
H ₂ S	34	116	331
C ₃ H ₈	44	75	278
C ₃ H ₆	42	78	487
C ₄ H ₁₀	58	69	358
C ₅ H ₁₂	72	62	383
C ₆ H ₁₄	86	68	448
C ₆ H ₆	78	68	448
O ₂	32	192	125
N ₂	28	166	104
CH ₄	16	102	164
CO	28	168	100

Fonte: Idel'chik (1986).

Tabela 13 – Viscosidade e massa específica do GCO e do GN para diferentes temperaturas.

T (K)	Gás de Coqueria		Gás Natural	
	μ (kg/m.s)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/m.s)	ρ (kg/m ³)
293	1,102E-05	0,441	9,856E-06	0,757
300	1,103E-05	0,431	9,868E-06	0,740
303	1,103E-05	0,427	9,873E-06	0,732
450	1,098E-05	0,287	9,877E-06	0,493
600	1,073E-05	0,216	9,679E-06	0,370
750	1,043E-05	0,172	9,430E-06	0,296
900	1,013E-05	0,144	9,176E-06	0,247

Fonte: Autoria própria.

3.2.2 Número de Reynolds para utilização de GCO

Com a vazão de 25 Nm³/h de GCO, considerando o diâmetro nominal das lanças do queimador de ¾”, onde o diâmetro interno é de 20 mm, a área de escoamento é de 0,000314 m², tem-se, para uma temperatura de 30 °C para o GCO:

$$Re_{GCO} = \frac{\rho_{GCO} * v_{GCO} * D}{\mu_{GCO}} \quad (13)$$

$$Re_{GCO} = \frac{0,427 * 26,4 * 0,02}{1,103 * 10^{-5}} = 2,04 * 10^4$$

3.2.3 Número de Reynolds para utilização de GN

A vazão de GN correspondente à vazão de GCO é:

$$Q_{GCO} * PCI_{GCO} = Q_{GN} * PCI_{GN}$$

$$Q_{GN} = \frac{Q_{GCO} * PCI_{GCO}}{PCI_{GN}}$$

$$Q_{GN} = \frac{25 * 4.297}{9.308}$$

$$Q_{GN} = 11,54 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Assim, pode-se concluir que a vazão de GN será 46,2% da vazão do gás de coqueria. o diâmetro nominal das lanças do queimador de ¾”, onde o diâmetro interno é de 20 mm, a área de escoamento é de 0,000314 m², tem-se, para uma temperatura de 20 °C para o GN:

$$Re_{GN} = \frac{\rho_{GN} * v_{GN} * D}{\mu_{GN}}$$

$$Re_{GN} = \frac{0,757 * 12,4 * 0,02}{9,856 * 10^{-6}} = 1,90 * 10^4$$

Os Números de Reynolds reduzirão 7%, isso significa dizer que haverá pouca diferença ao se trabalhar com GN e a turbulência permanecerá praticamente a mesma com um mesmo aporte energético.

3.2.4 Comprimento de chama

Sendo $\dot{m}_i$, a vazão mássica do combustível na saída do queimador e $\dot{m}_{ar}$, a vazão mássica do ar como resultado da troca de quantidade de movimento entre o jato e sua vizinhança, foi determinada empiricamente, para cada seção medida a partir da injeção, como (CARVALHO et al., 2018):

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_i} = 0,32 * \left(\frac{\rho_{ar}}{\rho_i}\right)^{0,5} * \frac{x}{d_i} - 1 \quad (14)$$

Na estequiometria:

$$\frac{m_{ar}}{m_i} = \frac{ar}{combustível} \Big|_{est} = AF_{est} \quad (15)$$

Onde AF_{est} é a razão ar/combustível estequiométrica em termos de massa. Se x for o comprimento de chama e a relação de vazões for dada pela equação (15), tem-se para o comprimento de chama, através da equação (14):

$$\frac{L}{d_i} = 3,1 * (AF_{est} + 1) * \left(\frac{\rho_i}{\rho_{ar}}\right)^{0,5} \quad (16)$$

A equação depende da massa específica dos gases quentes e não do ar arrastado. Assim, a massa específica do ar necessita ser substituída pela dos gases quentes ρ_f .

3.2.5 Massa específica dos gases na chama

O ambiente da chama é composto de uma variedade de gases, e o mais abundante deles é o nitrogênio. Mesmo assim, respeitando o resultado dos produtos de combustão do gás de coqueria e do gás natural e lei dos gases perfeitos, determinou-se a massa específica da chama (CARVALHO et al., 2018):

$$\rho_f = \frac{P_{atm} * MM}{R_0 * T_f} \quad (17)$$

Onde ρ_f é a massa específica do gás à 1 atm (10.332 kgf/m²), R_0 é a constante universal dos gases perfeitos ($R_0 = 847,4$ kgf/m² l/mol K), MM é a massa molecular, e neste caso, de acordo com massa moleculares dos produtos de combustão obteve-se para o gás de coqueria $MM_{GCO} = 26,92$ g/mol e para o gás natural obteve-se $MM_{GN} = 27,74$ g/mol, sendo T_f a temperatura média da chama em Kelvin.

Adotou-se uma temperatura média de $720\text{ }^{\circ}\text{C} = 993\text{ K}$ (dados da caldeira) para as condições de partida de GCO de $25\text{ m}^3/\text{h}$ (a 0°C e 1 atm). Para as condições de acendimento em operação, a temperatura média adotada foi de $1.120\text{ }^{\circ}\text{C} = 1.393\text{ K}$ (dados da caldeira). Para o GN assumiu-se que podem ser atingidos os mesmos níveis de temperatura. Tem-se, então:

$$\rho_{f_{GCO}} = \frac{10.332 * 26,92}{847,4 * (273 + 720)}$$

$$\rho_{f_{GCO}} = 0,331\text{ kg/m}^3 \quad (\text{para temperatura de } 720^{\circ}\text{C})$$

$$\rho_{f_{GCO}} = 0,236\text{ kg/m}^3 \quad (\text{para temperatura de } 1.120^{\circ}\text{C})$$

$$\rho_{f_{GN}} = \frac{10.332 * 27,74}{847,4 * (273 + 720)}$$

$$\rho_{f_{GN}} = 0,341\text{ kg/m}^3 \quad (\text{para temperatura de } 720^{\circ}\text{C})$$

$$\rho_{f_{GN}} = 0,243\text{ kg/m}^3 \quad (\text{para temperatura de } 1.120^{\circ}\text{C})$$

3.2.6 Comprimento de chama livre para o GCO

Para o GCO, a razão ar/combustível estequiométrica, em termos de massa, é:

$$AF_{est} = \frac{3,96 \times 10^{-2}}{3,29 \times 10^{-3}} = 12,03$$

Tem-se, então, para as velocidades de jato e considerando que o GCO é fornecido a 30°C :

$$\frac{L}{d_i} = 3,1 * (12,03 + 1) * \left(\frac{0,427}{0,331}\right)^{0,5} = 45,90 \quad (\text{para } T_f = 720^\circ\text{C})$$

$$\frac{L}{d_i} = 3,1 * (12,03 + 1) * \left(\frac{0,427}{0,236}\right)^{0,5} = 54,36 \quad (\text{para } T_f = 1.120^\circ\text{C})$$

3.2.7 Comprimento de chama livre para o GN

Para o GN, a razão ar/combustível estequiométrica, em termos de massa, é:

$$AF_{est} = \frac{4,26 \times 10^{-2}}{2,60 \times 10^{-3}} = 16,36$$

Tem-se, então, para as velocidades de jato e considerando que o GN seja fornecido a 20°C:

$$\frac{L}{d_i} = 3,1 * (16,36 + 1) * \left(\frac{0,757}{0,341}\right)^{0,5} = 80,22 \quad (\text{para } T_f = 720^\circ\text{C})$$

$$\frac{L}{d_i} = 3,1 * (16,36 + 1) * \left(\frac{0,757}{0,243}\right)^{0,5} = 95,01 \quad (\text{para } T_f = 1.120^\circ\text{C})$$

3.2.8 Mudança no comprimento de chama livre

Estima-se que os comprimentos de chama livre para o GN serão aproximadamente 75% (= 80,22/45,90= 95,01/54,36) maiores que os comprimentos de chama livre para o GCO.

3.2.9 Limites de inflamabilidade

Com a mudança do combustível, verifica-se também as condições dos limites de inflamabilidade. O limite de inflamabilidade é aquele em quem a chama se propaga. O limite inferior e superior do inflamabilidade para o gás de coqueria são 4,2% e 50,5% respectivamente. Para o gás natural, o limite inferior e superior de inflamabilidade são 4,7% e 14,4% respectivamente. A Tabela 14 ilustra valores de limite de inflamabilidade para alguns gases em ar. Obteve-se o valor de limites para o GCO e GN através do somatório do produto entre as frações molares de cada componentes dos gases e o respectivo valor de limite de

inflamabilidade. Porcentagem estequiométrica para o GCO é de 18,44% e para o GN é de 8,84%.

Tabela 14 – Limites de inflamabilidade de alguns combustíveis em ar

Componente	LII (%)	LSI (%)
H ₂	4,0	75,0
H ₂ O	0,0	0,0
CO ₂	0,0	0,0
C ₂ H ₆	3,0	12,4
C ₂ H ₂	2,5	80,0
H ₂ S	0,0	0,0
C ₃ H ₈	2,1	9,5
C ₃ H ₆	2,4	11,0
C ₄ H ₁₀	1,6	8,4
C ₅ H ₁₂	1,4	8,3
C ₆ H ₁₄	1,4	8,3
C ₆ H ₆	1,4	8,3
O ₂	0,0	0,0
N ₂	0,0	0,0
CH ₄	5,0	15,0
CO	12,5	74,0

Fonte: Glassman e Yetter (2008).

3.2.10 Taxas de Formação de NO_x

Segundo Carvalho e Lacava (2003) existem três tipos de óxidos de nitrogênio formados durante um processo de combustão:

- NO_x térmico: a formação NO_x térmico ocorre em altas temperaturas da chama, as quais fazem com que as moléculas de nitrogênio do ar de combustão se separem e se combinem com o oxigênio para formar óxido nítrico.;
- NO_x imediato (“prompt”): outra maneira na qual o NO_x é formado é chamado mecanismo de prompt. À medida que o combustível pirolisa, gera radicais combustíveis, que se combinam com o nitrogênio disponível para produzir radicais de

carbono (como HCN). Esses radicais de carbono oxidam rapidamente na frente da chama para gerar NO_x e outras espécies;

- c) NO_x do próprio combustível: se o nitrogênio faz parte da molécula de combustível, uma vez que as ligações moleculares são quebradas durante o processo de combustão, esse nitrogênio é liberado como NO_x.

A maior parte do NO_x é produzida pelo mecanismo térmico e, a seguir, compara-se as taxas de produção no GCO e no GN nas condições de processo.

3.2.11 Taxas de formação de NO_x térmico

A taxa de formação de NO térmico é dada por (CHIGIER, 1981):

$$\frac{d(NO)}{dt} = 6,04 * 10^{13} * \frac{\exp\left(-\frac{69.090}{T}\right)}{T^{0,5}} (O_2)^{0,5} N_2 \quad (18)$$

onde t é o tempo (s), T é a temperatura (K), (NO), (O₂) e (N₂) são as concentrações do respectivo gás (mols/m³) e d(NO)/dt é dada em mols/m³.s. Para mudar a unidade de concentrações para frações molares, deve-se considerar que, para um componente gasoso G, tem-se:

$$[G] = 10^{-3} * \frac{(G)R_0T}{P} \quad (19)$$

onde R é a constante universal dos gases perfeitos (0,08206 atm.l/mol.K), P é a pressão (atm) e o símbolo [] denota base molar. Assim,

$$\frac{d\{NO\}}{dt} = 6,67 * 10^{21} * \frac{\exp\left(-\frac{69.090}{T}\right)}{T} (O_2)^{0,5} [N_2] P^{0,5} \quad (20)$$

onde {} representa o resultado em partes por milhão (ppm) e p (pressão) é inserida em atm.

Com relação ao fator exponencial, o coeficiente 6.67 x 10²¹ presente na equação (20) é alto. Uma constante conveniente para reduzir esse coeficiente é e⁵⁰. Assim, para efeitos de

modelagem, multiplicando e dividindo o lado direito da equação por esta constante, a equação (20) fica:

$$\frac{d(NO)}{dt} = 1,286 * \frac{\exp\left(50 - \frac{69.090}{T}\right)}{T} (O_2)^{0,5} [N_2] P^{0,5} \quad (21)$$

onde $1,286 = 6,67 \times 10^{21}/e^{50}$.

Considerando a operação do equipamento dar-se-á na mesma temperatura e pressão média e que as concentrações de O_2 e N_2 e a concentração final de NO serão as mesmas, a previsão das taxas de formação de NOx térmico para o GN, com relação ao GCO, será demonstrada por integração simples da equação (21):

$$\{NO\} = 1,286 * \frac{\exp\left(50 - \frac{69.090}{T}\right)}{T} (O_2)^{0,5} [N_2] P^{0,5} t_R \quad (22)$$

onde t_R é o tempo de residência.

O tempo de residência depende da vazão total de gases na câmara de combustão.

Assim,

$$\frac{t_{R,GN}}{t_{R,GCO}} = \frac{V_{produtos,GCO}}{V_{produtos,GN}} \quad (23)$$

ou seja, utilizando valores obtidos e considerando reação estequiométrica

$$\frac{t_{R,GN}}{t_{R,GCO}} = \frac{5,13}{0,462 * 11,38} = 0,9767$$

Assim, estima-se que haverá uma redução no NO_x formado. Considerando-se cada um NO_x emitido na queima de GCO, na queima de GN passará a ser 0,9767, uma redução de 2,33%.

3.2.12 Estabilidade de Chama em Ar Estacionário

Em decorrência do resultado de descolamento de chama, buscar-se-á uma alternativa para solução do estudo. Segundo Carvalho et al. (2018), existe estabilidade de Chama em ar estacionário e este está relacionado com a velocidade e o diâmetro do orifício por onde passa o combustível. Dessa forma, para o cumprimento da modificação proposta e implantação do gás natural no sistema de ignição do queimador deste estudo, deverá ser alterado o diâmetro da lança de escoamento do gás natural de acordo a vazão requerida de 11,54 Nm³/h, proporcional ao aporte térmico desejado. Para que os efeitos de perda de carga não aumentem a energia necessária para o escoamento do gás natural, utilizar-se-á na saída da lança um bocal de descarga para estabilidade de chama. Carvalho et al. (2018) define em seu livro as relações entre número de Reynolds e o diâmetro de escoamento para estabilidade de chama em ar estacionário, baseado nos experimentos de Kalghatgi (1981). De acordo com o trabalho de Kalghatgi (1981) o metano é o elemento que o aumento do diâmetro de saída o número de Reynolds aumenta proporcionalmente. O gás natural deste trabalho possui concentração de metano em sua composição volumétrica de 88,20%.

Tabela 15 – Números de Mach e Reynolds de *blow-out* como função do diâmetro do tubo, para chamas turbulentas livres de metano

d _i	1	2	4	6	8	10	12
M _i	0,043	0,086	0,172	0,250	0,344	0,430	0,516
Re _i	1.273	5.092	20.367	44.405	81.468	127.294	183.304

Fonte: Carvalho et al. (2018).

Nota-se que o valor do número de Reynolds de 19.000 encontrado para o gás natural é inferior ao valor recomentado para estabilidade na Tabela 15. Este valor seria adequado para diâmetros inferiores a 4 mm. Assim, encontrou-se definiu-se o diâmetro interno de 8 mm (área de 50,27 mm²) para adequação do número de Reynolds em virtude da vazão requerida de 11,54 Nm³/h.

$$Re_{GN} = \frac{\rho_{GN} * v_{GN} * D}{\mu_{GN}}$$

$$Re_{GN} = \frac{0,757 * 76 * 0,008}{9,856 * 10^{-6}} = 4,67 * 10^4$$

Nota-se que o valor do número de Reynolds para este diâmetro de saída do gás está acima do valor mínimo requerido para estabilidade da chama de acordo com Carvalho et al. (2018). Porém a pressão de total de trabalho deve ser ajustada. Segundo Baukal (2001, 2011), a pressão total poderá ser definida de acordo com a equação (24):

$$P_t = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{C_d A} \left[\frac{P_b}{\left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{k-1/k}} R_0 \right] \left[\frac{k \left(\frac{T_t}{\left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{k-1/k}} R_0 g_c \right)}{MM} \right]^{1/2} \right)^2 + \frac{k-1}{2} + 1 * P_b} \quad (24)$$

Onde:

P_t = Pressão total do combustível

k = razão entre os calores específicos do combustível = 1,3 (conforme Tabela 16)

$\dot{m}$ = vazão mássica de combustível = $Q * \rho = 2,604.10^{-3}$ kg/s

C_d = Coeficiente de descarga = 0,95 (BAUKAL, 2011)

A = área da seção transversal em $m^2 = 50,27 \text{ mm}^2 \times 1.10^{-6} = 50,27.10^{-6} m^2$

P_b = pressão atmosférica em $kgf/m^2 = 10.332 \text{ kgf/m}^2$

T_t = Temperatura do combustível em Kelvin = 293 K

R_0 = Constante universal dos gases = $847,4 \text{ kgf/m}^2.l/mol.K$

$g_c = \text{Aceleração da gravidade} = 9,8065 \text{ m/s}^2$

MM = Massa Molecular = 18,20 g/mol

Nota-se que P_t também é incógnita na fórmula. Substituindo os valores e admitindo um valor inicial para P_t até que este seja exatamente o valor resultante, encontrou-se o valor de pressão P_t para operação com este bocal de descarga de 201 kgf/m².

Assim, para a implantação da modificação, deverá ser construído um bocal de descarga de diâmetro de 8 mm para que não haja descolamento de chama e a pressão total do combustível deverá ser ajustada para 201 kgf/m² ou 1.970 Pa.

Ainda de acordo com Baukal (2001, 2011), o escoamento será subsônico pois a pressão do combustível será superior a pressão crítica ($P_c < \frac{P_b}{P_t}$), onde os valores de P_c e $\frac{P_b}{P_t}$ podem ser definidos de acordo com as equações (25) e (26), respectivamente.

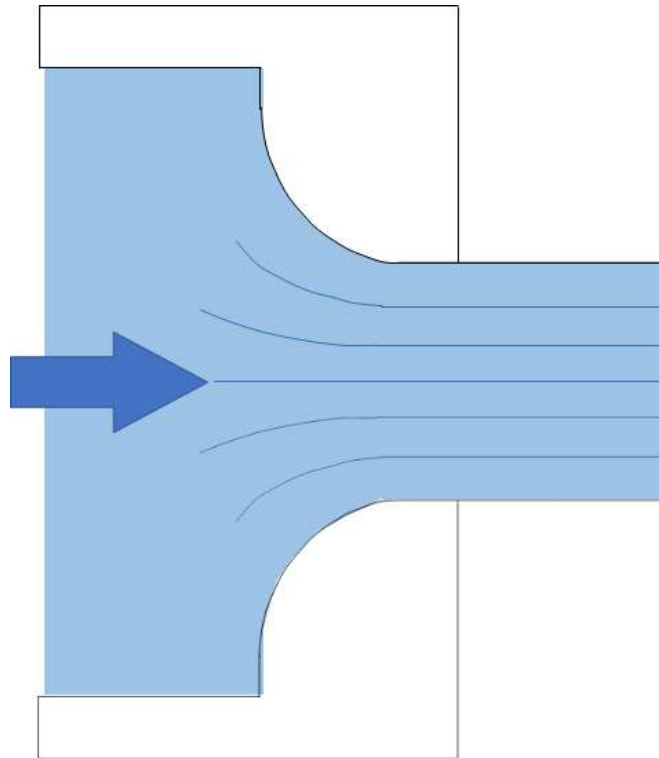
$$P_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} \quad (25)$$

Assim, P_c é igual a 0,546.

$$\frac{P_b}{P_t} = \frac{P_{atm}}{P_{relativa} + P_{atm}} \quad (26)$$

Assim, $\frac{P_b}{P_t}$ é igual a 0,981. A Figura 9 ilustra o formato construtivo do bocal de descarga para a lança do queimador.

Figura 9 – Ilustração do formato do bocal de descarga para a lança do queimador



Fonte: Baukal (2001, 2011).

Tabela 16 – Razão dos calores específicos de algumas substâncias

Componente	GN (%Vol)	Taxa de calor específico
CO ₂	0,89	1,29
C ₂ H ₆	7,53	1,19
C ₃ H ₈	2,26	1,26
C ₄ H ₁₀	0,35	1,09
C ₅ H ₁₂	0,04	1,00
C ₆ H ₁₄	0,01	1,00
N ₂	0,72	1,40
CH ₄	88,20	1,31

Fonte: Sonntag e Borgnakke (2013).

Obteve-se o valor da taxa de calor específico para GN de 1,30 através do somatório do produto entre as frações molares de cada componente do gás e o respectivo valor de taxa de calor específico.

A Tabela 17 ilustra resumidamente os valores encontrados neste trabalho para intercambiabilidade dos gases.

Tabela 17 – Resultados obtidos para intercambiabilidade sem alteração do queimador

Parâmetro	Referência	GCO	GN
Vazão de Gás	[Nm ³ /h]	25,0	11,5
Pressão	[Pa]	1.667	625
Número de Reynolds	-	2,04E+04	1,90E+04
Poder Calorífico Inferior	[MJ/Nm ³]	18	39
Índice de Wobbe	[MJ/Nm ³]	30	49
Potência	[kW]	125	125
Comp. de chama (a 720°C)	[L/di]	46	80
Comp. de chama (a 1.120°C)	[L/di]	54	95
Relação Ar/Comb.	[Nm ³ Ar / Nm ³ Comb.]	4,42	10,32
Relação kg Prod./kg Comb.	[kg Prod. / kg Comb.]	13	17
Emissão kg CO ₂ /kg Comb.	[kg CO ₂ / kg Comb.]	1,66	2,72
Temperatura de Chama	[°C]	2.097	2.067
Inflamabilidade	[%]	4,2% a 50,5%	4,7% a 14,4 %
Emissão NO _x	por unidade de emissão	1	0,9767
Aporte de calor (J _H)	$0,95 \leq J_H \leq 1,05$	-	1,65
Aeração primária (J _A)	-	-	1,78
Descolamento de chama (J _L)	$J_L > 0,64$	-	0,60
Combustão incompleta (J _I)	$J_I \leq 0$	-	0,77

Fonte: Autoria própria.

A Tabela 18 ilustra resumidamente os valores encontrados neste trabalho para modificação no queimador.

Tabela 18 – Resultados obtidos para modificação do queimador

Parâmetro	Referência	GN
Vazão de Gás	[Nm ³ /h]	11,5
Pressão	[Pa]	1.970
Número de Reynolds	-	4,74E+04
Diâmetro do Bocal de Descarga	mm	8
Poder Calorífico Inferior	[MJ/Nm ³]	39
Índice de Wobbe	[MJ/Nm ³]	49
Potência	[kW]	125

Fonte: Autoria própria.

4 CONCLUSÃO

A combustão é um processo de vários estágios, que possui complexidade e ocorre pela influência do combustível que está sendo utilizado, pela relação de mistura com o ar para que a reação química proceda, pelo projeto do queimador, pelo local em que acontece a combustão, pela temperatura na qual é submetida a mistura, etc.

Quando se deseja substituir um combustível por outro com características distintas, deve-se verificar se estes são intercambiáveis e que o combustível substituto queime da forma que o gás de referência, no mesmo queimador. Dessa forma, para atender o objetivo do trabalho procedeu inicialmente com verificação do índice de Wobbe, que é um índice utilizado antes de qualquer outro índice. Em seguida, utilizou-se o método dos múltiplos índices de Weaver, para verificar a intercambiabilidade entre o gás de coqueria, classificado como gás de referência, e o gás natural, classificado como gás substituto.

Como fora mencionado, o índice de aporte energético está fora da faixa devido aos índices de Wobbe dos gases combustíveis por este serem diferentes e, conseqüentemente, possuírem poder calorífico diferentes. Desta forma, ajustou-se a entrega do mesmo aporte térmico do gás de referência reduzindo a pressão a montante do queimador para utilização do gás substituto.

Em relação ao comprimento de chama, para o gás natural este será maior, quer seja na temperatura mínima, quer seja na temperatura máxima adotadas.

A relação ar/combustível será diferente, contudo, não haverá mudanças no sistema de ar pois a vazão do gás natural será inferior ao gás de coqueria, resultando numa vazão de ar de combustão muito próxima de quando se queima GCO e a vazão de produtos de combustão não se alterará significativamente.

A emissão de fumaças não se altera significativamente. Haverá aumento pequeno nas emissões de CO_2 com a utilização de gás natural, porém haverá uma pequena redução nas emissões de NO_x .

A temperatura de chama adiabática não terá mudanças significativas. Haverá uma redução de 1,4% da temperatura de chama do gás de coqueria para o gás natural.

A faixa do limite inferior de inflamabilidade será praticamente a mesma, porém o limite superior irá reduzir, passando de 50,5% (gás de coqueria) para 14,4% (gás natural), não havendo assim problemas de ignição.

Os resultados obtidos pelo método dos múltiplos índices de Weaver mostram que quanto a aporte de calor não haverá deficiência. Haverá uma tendência a ocorrer combustão

incompleta, porém a diferença não foi significativa, não devendo ter problemas com este parâmetro.

O valor para o descolamento encontrado foi de 0,60, inferior ao limite proposto por Weaver no qual o resultado de J_H deve ser maior ou igual a 0,64. A utilização do método dos múltiplos índices de Weaver para análise de intercambiabilidade demonstra que o gás natural não é um substituo para um queimador projetado para queimar gás de coqueria, mas se o queimador for projetado para queimar gás natural, o gás de coqueria pode ser o gás substituto. Assim, a substituição do gás de coqueria pelo gás natural não poderá ser realizada sem que haja modificações construtivas no queimador, pois há tendência ao descolamento de chama. A solução para este problema será fazer alterações no projeto do queimador para que o sistema de ignição utilize gás natural como combustível. Desta forma, utilizando as recomendações de Carvalho et al. (2018) e Baukal (2011), conclui-se que para implantação da modificação, deverá ser construído um bocal de descarga na lança do ignitor de diâmetro interno de 8 mm para que não haja descolamento de chama. Para tanto, a pressão total do combustível deverá ser ajustada para 201 kgf/m² ou 1.970 Pa.

REFERÊNCIAS

- ARRIETA, C. E.; AMELL, A. A. Highly flexible burner concept for research on combustion technologies with recirculation of hot combustion products. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 63, n. 2, p. 559–564, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.049>. Acesso em: 06 dez. 2017.
- BAUKAL, C.E. **Industrial combustion testing**, New York: CRC Press LLC, 2011.
- BAUKAL, C.E.; SCHWARTZ, R.E. **The John Zink combustion handbook**. New York: CRC Press LLC, 2001.
- BEER, J.M.; CHIGIER, N. **Combustion aerodynamics**. London: John Wiley & Sons, 1981.
- CARVALHO, J.A.; LACAVA, P.T. **Emissões em processos de combustão**. São Paulo: UNESP, 2003.
- CARVALHO, J.A. *et al.* **Combustão aplicada**. Florianópolis: UFSC, 2018.
- CHEN, Z. G. *et al.* Analysis of chinese natural gas interchangeability predicted by weaver indices. **Advanced Materials Research**, v. 724–725, p. 1017–1020, 2013. Disponível em: <http://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.724-725.1017> Acesso em: 05 dez. 2017.
- CHIEN, Y. C.; ESCOFET-MARTIN, D.; DUNN-RANKIN, D. CO emission from an impinging non-premixed flame. **Combustion and Flame**, New York, v. 174, p. 16–24, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2016.09.004>. Acesso em: 05 dez. 2017.
- COLANNINO, J. **Modeling combustion systems: a practical approach**. New York: CRC Press LLC, Taylor & Francis Group, 2006.
- CORREIA, C.A. *et al.* **Fundamentos de engenharia de petróleo**. Rio de Janeiro: Interciência, 2001.
- ENAGI, I. I.; AL-ATTAB, K. A.; ZAINAL, Z. A. Combustion chamber design and performance for micro gas turbine application. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 166, p. 258–268, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2017.05.037>. Acesso em: 05 dez. 2017.
- GARCIA, R. **Combustíveis e combustão industrial**. Rio de Janeiro: Interciência 2002.
- GLASSMANN, I.; YETTER, R. **Combustion**. San Diego: Academic Press, 2008.
- HUTH, M.; HEILOS, A. Fuel flexibility in gas turbine systems: impact on burner design and performance. **Modern Gas Turbine Systems**, Woodhead Publishing Series in Energy, p. 635–684, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1533/9780857096067.3.635>. Acesso em: 06 dez. 2017.
- IDEL'CHIK, I. E. **Mémento de pertes de charges**. Paris: Eyrolles - Collection de La Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, 1986.

JÓŹWIAK, P. *et al.* CFD analysis of natural gas substitution with syngas in the industrial furnaces. **Energy**, Oxford, v. 179, p. 593–602, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.04.179>. Acesso em: 11 jun. 2019.

KALGHATGI, G. T. Blow-out stability of gaseous jet diffusion flames. Part I: in still air. **Combustion Science Technology**, New York, v. 26, n. 5-6, p. 233-239, 1981. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/00102208108946964>. Acesso em: 06 jun. 2017.

KANG, J. Y. *et al.* Economic evaluation of biogas and natural gas co-firing in gas turbine combined heat and power systems. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 70, n. 1, p. 723–731, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.085>. Acesso em: 05 dez. 2017.

KOMORI, T. *et al.* Design for F class blast furnace gas firing 300 MW gas turbine combined cycle plant. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE CONGRESS, 2003, Tokyo, n. c, p. 1–8, 2003. **Proceedings** [...]. Tokyo, 2003.

LING, Z. *et al.* Establishing a low-NO_x and high-burnout performance in a large-scale, deep-air-staging laboratory furnace fired by a heavy-oil swirl burner. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 79, n. x, p. 117–123, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.016>. Acesso em: 05 dez. 2017.

MACHADO, A.C.; OLIVEIRA, G.F. **Sistema de energia na siderurgia**. São Paulo: Associação Brasileira de Metais, 1989.

PARAMESWARAN, T.; GOGOLEK, P.; HUGHES, P. Estimation of combustion air requirement and heating value of fuel gas mixtures from flame spectra. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 105, p. 353–361, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.034>. Acesso em: 05 dez. 2017.

PERRY, R.; GREEN, D. **Perry's chemical engineers' handbook**. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2007.

REIS, L. C. B. S. *et al.* Numerical modeling of flow through an industrial burner orifice. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 67, n. 1–2, p. 201–213, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.036>. Acesso em: 05 dez. 2017.

RIAZA, J. *et al.* Ignition and NO emissions of coal and biomass blends under different oxy-fuel atmospheres. **Energy Procedia**, v. 37, p. 1405–1412, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2013.06.016>. Acesso em: 06 dez. 2017.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S. Application of graphene and graphene-based materials in clean energy-related devices Minghui. **Archives of Thermodynamics**, v. 33, n. 4, p. 23–40, 2012.

SHAKEEL, M. R.; SANUSI, Y. S.; MOKHEIMER, E. M. A. Numerical modeling of oxy-methane combustion in a model gas turbine combustor. **Applied Energy**, London, v. 228, n. June, p. 68–81, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.071>. Acesso em: 05 dez. 2017.

SMITH, T. F.; SHEN, Z. F.; FRIEDMAN, J. N. Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 104, n. 4, p. 602-608,

1982.

SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. . **Fundamentals of thermodynamics**. 8th ed. New York: Wiley, 2013.

YANG, X. *et al.* Evaluation of the non-gray weighted sum of gray gases models for radiative heat transfer in realistic non-isothermal and non-homogeneous flames using decoupled and coupled calculations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, New York, v. 134, p. 226–236, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.038>. Acesso em: 06 dez. 2017.

YIN, C.; SINGH, S.; SANCHEZ ROMERO, S. A gas radiation property model applicable to general combustion CFD and its demonstration in oxy-fuel combustion simulation. **Energy Procedia**, v. 120, p. 564–571, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.213>. Acesso em: 05 dez. 2017.

ZHANG, X. *et al.* Combustion characteristics of porous media burners under various back pressures: an experimental study. **Natural Gas Industry B**, v. 4, n. 4, p. 6–11, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ngib.2017.08.009>. Acesso em: 06 dez. 2017.

ZHANG, Y. *et al.* Primary air ratio change and gas interchangeability index correct for domestic gas cooker burning multi-source natural gases. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 35, p. 276–282, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jngse.2016.08.060>. Acesso em: 05 dez. 2017.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ASLANI, A. *et al.* Analysis of bioenergy technologies development based on life cycle and adaptation trends. **Renewable Energy**, Oxford, v. 127, p. 1076–1086, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.05.035>. Acesso em: 11 jun. 2019.

ATHARI, H. *et al.* Comparative exergoeconomic analyses of the integration of biomass gasification and a gas turbine power plant with and without fogging inlet cooling. **Renewable Energy**, Oxford, v. 76, p. 394–400, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.064>. Acesso em: 10 dez. 2017.

BRADLEY, D. *et al.* Jet flame heights, lift-off distances, and mean flame surface density for extensive ranges of fuels and flow rates. **Combustion and Flame**, New York, v. 164, p. 400–409, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2015.09.009>. Acesso em: 10 dez. 2017.

BUDZIANOWSKI, W. M.; WYLOCK, C. E.; MARCINIAK, P. A. Power requirements of biogas upgrading by water scrubbing and biomethane compression: comparative analysis of various plant configurations. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 141, p. 2–19, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.018>. Acesso em: 06 dez. 2017.

CHEIN, R.-Y.; HSU, W.-H. Thermodynamic analysis of syngas production via tri-reforming of methane and carbon gasification using flue gas from coal-fired power plants. **Journal of Cleaner Production**, Amsterdam, v. 200, p. 242–258, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.07.228>. Acesso em: 11 jun. 2019.

CHEN, Y. S.; HSIAU, S. S.; SHU, D. Y. System efficiency improvement of IGCC with syngas clean-up. **Energy**, Oxford, v. 152, p. 75–83, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.109>. Acesso em: 11 jun. 2019.

COSSU, R. *et al.* Preface to the special issue “biofuel from biowaste”. **Renewable Energy**, Oxford, v. 124, p. 1–2, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.02.127>. Acesso em: 09 abr. 2019.

COSTA, F. C. *et al.* Technical procedures for using synthetic natural gas as an alternative to natural gas in different supply conditions for industrial customers. **Brazilian Journal of Petroleum and Gas**, São Paulo, v. 9, n. 2, p. 37–44, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.5419/bjpg2015-0005>. Acesso em: 05 dez. 2017.

COZZOLINO, R.; LOMBARDI, L.; TRIBIOLI, L. Use of biogas from biowaste in a solid oxide fuel cell stack: Application to an off-grid power plant. **Renewable Energy**, Oxford, v. 111, p. 781–791, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.04.027>. Acesso em: 06 dez. 2017.

DAMBROSIO, L. *et al.* Performance optimization of a gas-steam combined power plant partially fed with syngas derived from pomace. **Energy Procedia**, v. 126, p. 533–540, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.265>. Acesso em: 06 dez. 2017.

DESHMUKH, R. *et al.* Thermal gasification or direct combustion? comparison of advanced

cogeneration systems in the sugarcane industry. **Biomass and Bioenergy**, Oxford, v. 55, p. 163–174, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.biombioe.2013.01.033>. Acesso em: 10 dez. 2017.

DIMITROVA, Z.; MARÉCHAL, F. Environomic design for electric vehicles with an integrated solid oxide fuel cell (SOFC) unit as a range extender. **Renewable Energy**, Oxford, v. 112, p. 124–142, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.05.031>. Acesso em: 09 abr. 2019.

DINCA, C. *et al.* CO₂ capture from syngas generated by a biomass gasification power plant with chemical absorption process. **Energy**, Oxford, v. 149, p. 925–936, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.109>. Acesso em: 09 abr. 2019.

DODDS, P. E.; MCDOWALL, W. The future of the UK gas network. **Energy Policy**, Guildford, v. 60, p. 305–316, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2013.05.030>. Acesso em: 06 dez. 2017.

DODDS, P. E. *et al.* Hydrogen and fuel cell technologies for heating: a review. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 40, n. 5, p. 2065–2083, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.11.059>. Acesso em: 06 dez. 2017.

GARCES, H. O. *et al.* Radiation measurement based on spectral emissions in industrial flames. **Measurement: Journal of the International Measurement Confederation**, v. 87, p. 62–73, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2016.02.066>. Acesso em: 06 dez. 2017.

GONZÁLEZ, W. A. *et al.* Numerical analysis of wood biomass packing factor in a fixed-bed gasification process. **Renewable Energy**, Oxford, v. 121, n. x, p. 579–589, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.057>. Acesso em: 09 abr. 2019.

GUO, B. *et al.* Numerical and experimental studies of excitation force approximation for wave energy conversion. **Renewable Energy**, Oxford, v. 125, p. 877–889, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.03.007>. Acesso em: 09 abr. 2019.

HAN, T. *et al.* Effect of syngas (H₂/CO) on SI engine knock under boosted EGR and lean conditions. **SAE International Journal of Engines**, Warrendale, v. 10, n. 3, p. 2017-01–0670, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0670>. Acesso em: 11 jun. 2019.

HOSSEINI, S. E.; WAHID, M. A. Development of biogas combustion in combined heat and power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 40, p. 868–875, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.204>. Acesso em: 06 dez. 2017.

HU, E. *et al.* Measurements of laminar burning velocities and onset of cellular instabilities of methane-hydrogen-air flames at elevated pressures and temperatures. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 34, n. 13, p. 5574–5584, 2009. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.04.058>. Acesso em: 06 dez. 2017.

KANG, D. W. *et al.* The effect of firing biogas on the performance and operating characteristics of simple and recuperative cycle gas turbine combined heat and power systems. **Applied Energy**, London, v. 93, p. 215–228, 2012. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.038>. Acesso em: 10 dez. 2017.

KANG, J. Y. *et al.* Comparative economic analysis of gas turbine-based power generation and combined heat and power systems using biogas fuel. **Energy**, Oxford, v. 67, p. 309–318, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.009>. Acesso em: 08 dez. 2017.

KOUCHACHVILI, L.; ENTCHEV, E. Power to gas and H₂/NG blend in SMART energy networks concept. **Renewable Energy**, Oxford, v. 125, p. 456–464, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.02.088>. Acesso em: 11 jun. 2019.

MCKENNA, R. C. *et al.* The future role of Power-to-Gas in the energy transition: regional and local techno-economic analyses in Baden-Württemberg. **Applied Energy**, London, v. 212, n. sept. 2017, p. 386–400, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.017>. Acesso em: 06 dez. 2017.

MOSAFFA, A. H.; FARSHI, L. G. Thermodynamic and economic assessments of a novel CCHP cycle utilizing low-temperature heat sources for domestic applications. **Renewable Energy**, Oxford, v. 120, p. 134–150, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.12.099>. Acesso em: 11 jun. 2019.

NASTASI, B.; LO BASSO, G. Power-to-gas integration in the transition towards future urban energy systems. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 42, n. 38, p. 23933–23951, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.07.149>. Acesso em: 10 abr. 2019.

NEMITALLAH, M. A. *et al.* Hydrogen production, oxygen separation and syngas oxycombustion inside a water splitting membrane reactor. **Renewable Energy**, Oxford, v. 113, p. 221–234, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.05.086>. Acesso em: 10 abr. 2019.

PALA, L. P. R. *et al.* Steam gasification of biomass with subsequent syngas adjustment using shift reaction for syngas production: an aspen plus model. **Renewable Energy**, Oxford, v. 101, p. 484–492, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.08.069>. Acesso em: 05 dez. 2017.

PARAMESWARAN, T.; *et al.* Gasification temperature measurement with flame emission spectroscopy. **Fuel**, Guildford, v. 134, p. 579–587, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2014.06.016>. Acesso em: 06 dez. 2017.

PEDROSO, D. T. *et al.* Technical assessment of the biomass integrated gasification/gas turbine combined cycle (BIG/GTCC) incorporation in the sugarcane industry. **Renewable Energy**, Oxford, v. 114, p. 464–479, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.038>. Acesso em: 06 dez. 2017.

PERNA, A. *et al.* Performance assessment of a hybrid SOFC/MGT cogeneration power plant fed by syngas from a biomass down-draft gasifier. **Applied Energy**, London, n. January, p. 1–13, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.077>. Acesso em: 11 jun. 2019.

PRAKASH, M. *et al.* Proposal and design of a new biomass-based syngas production system integrated with combined heat and power generation. **Energy**, Oxford, v. 133, p. 986–997, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.161>. Acesso em: 10 abr. 2019.

RANGA DINESH, K. K. J.; JIANG, X.; VAN OIJEN, J. A. Hydrogen-enriched non-premixed jet flames: analysis of the flame surface, flame normal, flame index and Wobbe index. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 39, n. 12, p. 6753–6763, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.01.208>. Acesso em: 10 dez. 2017.

RANGA DINESH, K. K. J. *et al.* Influence of fuel variability on the characteristics of impinging non-premixed syngas burning. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 34, n. 2, p. 3219–3229, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2012.06.08>. Acesso em: 06 dez. 2017.

RIVAROLO, M. *et al.* Development and assessment of a distribution network of hydro-methane, methanol, oxygen and carbon dioxide in Paraguay. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 77, p. 680–689, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.062>. Acesso em: 06 dez. 2017.

ROTUNNO, P.; LANZINI, A.; LEONE, P. Energy and economic analysis of a water scrubbing based biogas upgrading process for biomethane injection into the gas grid or use as transportation fuel. **Renewable Energy**, Oxford, v. 102, p. 417–432, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.10.062>. Acesso em: 09 abr. 2019.

ROY, P. S.; RYU, C.; PARK, C. S. Predicting Wobbe Index and methane number of a renewable natural gas by the measurement of simple physical properties. **Fuel**, Guildford, v. 224, n. March, p. 121–127, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.03.074>. Acesso em: 10 abr. 2019.

RYZHKOV, A.; BOGATOVA, T.; GORDEEV, S. Technological solutions for an advanced IGCC plant. **Fuel**, Guildford, v. 214, n. 14, p. 63–72, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.099>. Acesso em: 10 abr. 2019.

SANSANIWAL, S. K.; ROSEN, M. A.; TYAGI, S. K. Global challenges in the sustainable development of biomass gasification: An overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 80, n. mar. 2016, p. 23–43, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.215>. Acesso em: 10 abr. 2019.

SCARLAT, N.; DALLEMAND, J. F.; FAHL, F. Biogas: Developments and perspectives in Europe. **Renewable Energy**, Oxford, v. 129, p. 457–472, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.03.006>. Acesso em: 10 abr. 2019.

SLIM, B. K. *et al.* The combustion behaviour of forced-draught industrial burners when fired within the EASEE-gas range of Wobbe Index. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 3, n. 5, p. 642–645, 2011. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jngse.2011.07.004>. Acesso em: 10 dez. 2017.

SUN, Q. *et al.* Selection of appropriate biogas upgrading technology-a review of biogas cleaning, upgrading and utilisation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 521–532, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.029>. Acesso em: 11 jun. 2019.

TAN, L. *et al.* Investigation on performance of an integrated SOFC-GE-KC power generation system using gaseous fuel from biomass gasification. **Renewable Energy**, Oxford, v. 107, p. 448–461, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.02.012>. Acesso em: 09 abr. 2019.

WILLIAMSON, S. T. *et al.* Application of deep eutectic solvents as catalysts for the esterification of oleic acid with glycerol. **Renewable Energy**, Oxford, v. 114, p. 480–488, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.046>. Acesso em: 09 abr. 2019.

XU, Y. *et al.* Biogas upgrading technologies: energetic analysis and environmental impact assessment. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 23, n. 1, p. 247–254, 2015. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.cjche.2014.09.048>. Acesso em: 09 dez. 2017.

XU, Z. *et al.* Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine. **Fuel**, Guildford, v. 234, p. 120–134, apr. 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.003>. Acesso em: 09 abr. 2019.

YAMASHITA, H.; SHIMADA, M.; TAKENO, T. A numerical study on flame stability at the transition point of jet diffusion flames. **Symposium (International) on Combustion**, v. 26, n. 1, p. 27–34, 1996. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(96\)80196-2](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(96)80196-2). Acesso em: 05 dez. 2017.

YANG, S. *et al.* Sustainability assessment of synfuels from biomass or coal: an insight on the economic and ecological burdens. **Renewable Energy**, Oxford, v. 118, p. 870–878, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.11.073>. Acesso em: 09 abr. 2019.

YU, M. *et al.* Experimental study of premixed syngas/air flame deflagration in a closed duct. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 43, n. 29, p. 13676–13686, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.05.103>. Acesso em: 10 jun. 2019.

ZACHARIAH-WOLFF, J. L.; EGYEDI, T. M.; HEMMES, K. From natural gas to hydrogen via the Wobbe index: the role of standardized gateways in sustainable infrastructure transitions. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 32, n. 9, p. 1235–1245, 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2006.07.024>. Acesso em: 05 dez. 2017.