



UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA



**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UM
RECUPERADOR DE CALOR E CALDEIRA EM UM SISTEMA DE
COGERAÇÃO**

RICARDO CECILIO MORENO DAS NEVES

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia da
UNESP - Campus de Bauru,
como parte dos requisitos
para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia
Mecânica.

BAURU - SP
2014

Neves, Ricardo Cecilio Moreno das.

Avaliação experimental de eficiência térmica de um recuperador de calor e caldeira em um sistema de cogeração / Ricardo Cecilio Moreno das Neves, 2014
98 f.

Orientador: Alcides Padilha

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2014

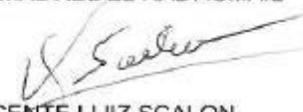
1. Caldeira. 2. Pré-aquecedor de ar. 3. Método convencional. 3. Método ASME PTC 4.3 I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE Mestrado DE RICARDO CECILIO MORENO DAS NEVES, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

Aos 11 dias do mês de julho do ano de 2014, às 14:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da Faculdade de Engenharia de Bauru, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. ALCIDES PADILHA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL do(a) Engenharia Térmica e de Fluidos / Universidade Estadual de Campinas, Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE Mestrado de RICARDO CECILIO MORENO DAS NEVES, intitulado "COMPORTAMENTO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA TRANSIENTE DEVIDO A INCRUSTAÇÃO DE FULIGEM NAS PAREDES DE UM RECUPERADOR DE CALOR". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.


Prof. Dr. ALCIDES PADILHA


Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL


Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON

PROPOSTA DE ALTERAÇÃO DO TÍTULO

A BANCA EXAMINADORA PROPÕE A ALTERAÇÃO DO TÍTULO DO TRABALHO DO
ALUNO: RICARDO CECILIO MORENO DAS NEVES

DE: "COMPORTAMENTO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA TRANSIENTE DEVIDO A INCRUSTAÇÃO DE
FULIGEM NAS PAREDES DE UM RECUPERADOR DE CALOR"

PARA:

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE EFICIÊNCIA
TÉRMICA DE UM RECUPERADOR DE CALOR E CALDEIRA
EM UM SISTEMA DE COGERAÇÃO

Bauru, 11 de julho de 2014.


Prof. Dr. Alcides Padilha
Orientador

"Há uma força motriz mais poderosa que o vapor, a eletricidade, e a energia atômica: a vontade."

(Albert Einstein)

DEDICATÓRIA

Obrigado Senhor Deus por me proporcionar momentos tão importantes e realizadores em minha vida apesar de todas as dificuldades que nós conhecemos a fundo. Espero contribuir cada vez mais com a sociedade em que vivo, proporcionando conhecimento e tecnologia, agregando juntamente com outros pesquisadores desenvolvimento ao nosso amado país.

À minha querida esposa Anna Carolina, que esteve e está sempre ao meu lado com o apoio e conforto em momentos bons e difíceis que a vida oferece. Por me proporcionar felicidade e carinho, assim como por agregar ainda mais valor familiar em nossas vidas. Obrigado senhor por mais esta dádiva.

Agradeço a Deus por ter a honra de ter pais maravilhosos como Paulo Moreno e Solange Cecilio, os quais me ensinaram a caminhar e voar pela vida com dignidade, respeito, e caráter de um homem. Por me ensinarem desde cedo que não existe triunfo em bases sólidas sem esforço.

Ao meu querido irmão Paulo Moreno Jr e sua querida esposa Cláudia Cecilia, por sempre poder contar com o apoio, confiança e sabedoria.

Dedico também à minha nova família José Arnaldo Manzan e Noêmia Manzan por todo o apoio e carinho a que me foi dado. À querida Gabriela e ao querido Bruno pelos momentos divertidos que passamos.

AGRADECIMENTOS

Aos amigos maravilhosos que fiz na Unesp ao longo dos anos de mestrado, e que me ajudaram sem dúvida alguma na evolução deste trabalho. Em especial à Elson Avallone, Gilberto Bueno e Sílvio Verdério, pela contribuição de inúmeras ferramentas de engenharia nesta aplicação e análise experimental, além da grande amizade criada.

Ao querido Prof. Doutor Vicente Scalon pelo tempo desprendido para a contribuição de sua genialidade sobre esse projeto.

Ao querido Prof. Doutor Alcides Padilha pela paciência, atenção e experiências transmitidas de forma clara, aberta, tanto no âmbito profissional quanto pessoal. Uma pessoa muito especial e acima de tudo um grande amigo.

A JBS por me proporcionar realizar este importante experimento em sua caldeira de alta pressão.

RESUMO

A escassez dos bens naturais e os constantes aperfeiçoamentos na área de energias renováveis exigem cada vez mais a busca por melhores condições e tecnologias para melhor aproveitamento energético em processos de combustão. O conjunto denominado pré-aquecedor de ar pode ser considerado o mais importante para a melhoria do processo de combustão de caldeiras convencionais. Este trocador está diretamente ligado à recuperação da energia disponível nos gases de combustão por contato indireto. A incrustação de fuligem (mistura de cinzas e sílica) inerente ao processo de combustão é um dos fatores que mais impactam no rendimento térmico do equipamento. O presente trabalho analisa de forma transiente o efeito da incrustação sobre a parede interna dos tubos deste trocador de calor. Para isso, dois métodos para análise de desempenho foram utilizados, sendo o método definido neste trabalho como convencional, e o método proposto pela ASME (Performance Test Code 4.3 | PTC 4.3). Os resultados mostraram que embora o método convencional tenha apresentado valor médio de desempenho de 35% e o método ASME valor médio de 40%, ambos possuem o mesmo perfil, validando assim o método convencional. Além das análises de desempenho, outros resultados foram obtidos a partir dos dados determinados experimentalmente. Para realização deste trabalho, uma caldeira de alta pressão foi utilizada, sendo os dados de vazão dos fluxos de ar e gases para o método convencional, obtidos com a utilização de tubos de Pitot e tubo de Venturi desenvolvido especialmente para esta aplicação.

PALAVRAS-CHAVE: Caldeira, pré-aquecedor de ar, bagaço de cana de açúcar, método convencional, método ASME PTC 4.3.

ABSTRACT

The scarcity of natural resources and the constant improvements in the area of renewable energies are forcing increasingly to search for better conditions and better technologies for energy recovery from combustion processes. The set called air pre-heater can be considered the most important for improving the combustion process of conventional boilers. This heat exchanger is directly linked to the recovery of the available energy in the flue gas by indirect contact. The fouling of soot (mixture of ash and silica) inherent in the combustion process is one of the factors that most impact the thermal performance of the device. This study examines by transient form, the fouling effect on the inner wall of the heat exchanger tubes of this. For this, two methods for performance analysis were used, the method defined in this study as Conventional, and the method proposed by the ASME (Performance Test Code 4.3 | 4.3 PTC). The results showed that although the Conventional method has shown average performance of 35% and the method ASME average of 40%, both have the same profile, thus validating the Conventional method. Besides the analysis of performance, other results were obtained from data determined experimentally. For this study, a high-pressure boiler was used, and the data of air flow and gas flow to the conventional method obtained with the use of Pitot tubes and Venturi specially developed for this application.

KEYWORDS: Boiler, air pre-heater, sugarcane bagass, Conventional method, ASME PTC 4.3 method.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	VII	
LISTA DE TABELAS	XI	
NOMENCLATURA.....	XII	
1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativas.....	3
2	OBJETIVOS.....	5
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
3.1	O pré-aquecedor de ar de combustão.....	6
3.2	Classificação dos pré-aquecedores de ar.....	8
3.3	O processo de incrustação em pré-aquecedores	10
3.4	Eficiência de processos	13
3.5	Determinação dos fluxos.....	16
3.6	O combustível.....	17
4	MATERIAIS E MÉTODOS	19
4.1	A caldeira	19
4.2	Do fluxo de ar	20
4.3	Dados de balanço de energia.....	22
4.4	Tubo de Venturi.....	24
4.5	Tubos de Pitot	31
4.6	Temperatura ambiente.....	38
4.7	Determinação do teor de umidade do bagaço.....	39
4.8	Determinação da umidade relativa do ar	41
4.9	Equações de desempenho térmico	42
4.10	Equações de análise termoeconômica	44
5	APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS.....	46

5.1	Primeira análise.....	46
5.2	Segunda análise.....	52
5.3	Análise visual do pré-aquecedor de ar.....	66
5.4	Análise econômica.....	70
6	CONCLUSÕES.....	73
	TRABALHOS PROPOSTOS.....	76
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	77
	APÊNDICE 1 – ANÁLISE DE PROPAGAÇÃO DE ERROS.....	79

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Eulípila	1
Figura 2	Esquema de um pré-aquecedor de ar tubular vertical.....	7
Figura 3	Diagrama esquemático de um pré-aquecedor de ar rotativo	8
Figura 4	Esquema em vista superior do fluxo de ar dentro do pré-aquecedor tubular	9
Figura 5	Predição de comportamento de trocador de calor.....	12
Figura 6	Predição do modelo analítico através de dados da planta relacionado ao pré-aquecedor de ar	13
Figura 7	Desvio vs. Velocidade média para fluxo turbulento desenvolvido. 1) Norma IRAM, 2) Proposta alternativa de distribuição de pontos de Medidas.....	16
Figura 8	Ilustração construtiva parede de água tipo "membranada"	20
Figura 9	Esquema ilustrativo de utilização do fluxo de ar primário (corte transversal da fornalha).....	21
Figura 10	Esquema ilustrativo de utilização do fluxo de ar secundário (vista superior da caldeira).....	22
Figura 11	Determinação do volume de controle do pré-aquecedor de ar.....	23
Figura 12	Diagrama de processo e instrumentação	24
Figura 13	Tubo de Venturi utilizado para medição volumétrica dos gases....	25
Figura 14	Anemômetro.....	26
Figura 15	Inversor de frequência do túnel de vento	26
Figura 16	Manômetro em U utilizando fluido água	27
Figura 17	Termômetro.....	27
Figura 18	Pontos de referência Tubo de Venturi.....	28
Figura 19	Curva de vazão do tubo de Venturi em função da pressão dinâmica	29

Figura 20	Local de instalação do tubo de Venturi na planta.....	30
Figura 21	Detalhe do tubo de Venturi já instalado dentro da caldeira	30
Figura 22	Detalhe do transdutor de pressão diferencial utilizado para medição no tubo de Venturi	31
Figura 23	Estrutura finalizada dos tubos de Pitot	33
Figura 24	Esquema de instalação do tubo de Pitot no duto de ar secundário (medidas em mm)	34
Figura 25	Esquema de instalação do tubo de Pitot no duto de ar primário (medidas em mm)	34
Figura 26	Tubo de Pitot instalado no duto de ar secundário	35
Figura 27	Suportes de sustentação para o tubo de Pitot instalado no duto de ar primário	35
Figura 28	Curva de relação diferencial de pressão em função da rotação do ventilador primário	36
Figura 29	Curva de relação diferencial de pressão em função da rotação do ventilador secundário	37
Figura 30	Transdutor utilizado para obter a temperatura ambiente.....	38
Figura 31	Balança	40
Figura 32	Estufa de secagem de amostras de bagaço de cana.....	40
Figura 33	Termo-higrômetro digital	42
Figura 34	Comportamento da energia líquida absorvida pelo ar primário e secundário, e energia perdida através dos gases e paredes do pré-aquecedor de ar	47
Figura 35	Banco de tubos danificados	49
Figura 36	Ponto de incidência de tubos rompidos.....	50
Figura 37	Preparação para retirada do banco de tubos danificados	51
Figura 38	Tubos novos para o pré-aquecedor de ar aguardando instalação	51
Figura 39	Processo de instalação dos novos tubos no pré-aquecedor	51
Figura 40	Tubos danificados retirados do pré-aquecedor	52

Figura 41	Vapor produzido x bagaço de cana consumido.....	54
Figura 42	Evolução da energia líquida absorvida pelo ar e energia não absorvida.....	55
Figura 43	Comportamento da eficiência térmica do pré-aquecedor de ar Método Convencional.....	56
Figura 44	Comportamento transitório do desempenho térmico do pré-aquecedor de ar Método ASME	57
Figura 45	Comparativo entre métodos de eficiência	59
Figura 46	Evolução da umidade relativa do ar x umidade do bagaço de cana alimentado na caldeira	60
Figura 47	Umidade de bagaço de cana x poder calorífico inferior	62
Figura 48	Rendimento térmico x perdas totais da caldeira.....	63
Figura 49	Rendimento térmico da caldeira x diferença entálpica entre entrada de água e saída de vapor.....	64
Figura 50	Quantificação das perdas no pré-aquecedor de ar por energia líquida não absorvida pelo ar x perdas globais da caldeira	65
Figura 51	Quantificação das perdas no pré-aquecedor de ar por eficiência pelo método convencional x perda global da caldeira.....	66
Figura 52	Primeira análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar	67
Figura 53	Segunda análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar	68
Figura 54	Terceira análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar (detalhe)	69
Figura 55	Terceira análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar (visão macro)	69
Figura 56	Comparativo financeiro de perdas global da caldeira x perdas por balanço de energia do pré-aquecedor de ar	71

Figura 57 Comparativo financeiro de perdas global da caldeira x perdas por eficiência térmica pelo método convencional do pré-aquecedor de ar	72
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 01	Vantagens e desvantagens dos tipos de pré-aquecedores.....	10
Tabela 02	Especificação técnica dos tubos do pré-aquecedor de ar	10
Tabela 03	Dados da caldeira estudada.....	19
Tabela 04	Dados de desempenho	19
Tabela 05	Balanço de instrumentos do experimento	23
Tabela 06	Dados coletados e calculados durante calibração do Venturi	28
Tabela 07	Dados de análise do teste de umidade do bagaço de cana	39
Tabela 08	Resumo do período das variáveis coletadas.....	46
Tabela 09	Resultados numéricos da energia absorvida pelo ar e perda total de energia no pré-aquecedor	48
Tabela 10	Resumo do período das variáveis coletadas.....	53

NOMENCLATURA

η_{MD}	Rendimento térmico pelo método direto [%]
\dot{m}_v	Fluxo de massa do vapor [kg/s]
\dot{m}_c	Fluxo de massa do combustível [kg/s]
h_v	Entalpia do vapor [kJ/kg]
h_a	Entalpia da água de alimentação da caldeira [kJ/kg]
PCI	Poder calorífico inferior do bagaço [kJ/kg]
s	Quantidade de Açúcar contido no bagaço [%]
w	Umidade do bagaço [%]
p_{DP}	Diferença de pressão ventilador primário [mmHg]
τ	Rotação do motor do ventilador [RPM]
p_{DS}	Diferença de pressão ventilador secundário [mmHg]
U	Teor de umidade do bagaço [%]
M_U	Massa úmida da amostra [g]
M_S	Massa seca da amostra [g]
\dot{Q}	Fluxo de calor [kW]
\dot{m}	Fluxo de massa [kg/s]
C_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg]
p_0	Pressão de estagnação [mmHg]
p	Pressão estática [mmHg]
ρ_{ar}	Densidade do ar [kg/m ³]
v_{med}	Velocidade média [m/s]

V_{max}	Velocidade máxima [m/s]
T_{EG}	Temperatura de entrada do gás [K]
T_{SG}	Temperatura de saída do gás [K]
$T_{E\ g\acute{a}s(m)}$	Temperatura média de entrada do gás [K]
$T_{S\ g\acute{a}s(m)}$	Temperatura média de saída do gás [K]
$T_{E\ ar(m)}$	Temperatura média de entrada do ar [K]
$T_{E\ ar\ pri(m)}$	Temperatura média de entrada do ar primário [K]
$T_{S\ ar\ pri(m)}$	Temperatura média de saída do ar primário [K]
$T_{E\ ar\ sec(m)}$	Temperatura média de entrada do ar secundário [K]
$T_{S\ ar\ sec(m)}$	Temperatura média de saída do ar secundário [K]
A_L	Porcentagem de vazamento de ar [%]
C_{pA}	Calor específico do ar a pressão constante [kJ/kg]
C_{pG}	Calor específico do gás a pressão constante [kJ/kg]
T_{EA}	Temperatura de entrada do ar [K]
P_T	Perda total da caldeira [GJ]
B_C	Bagaço de cana consumido [kg]
V_F	Volume financeiro [R\$]
P_L	Perdas locais do pré-aquecedor de ar [GJ]
Pr_B	Custo do bagaço de cana [R\$/kg]

1 - INTRODUÇÃO

O vapor como uma fonte de energia tem sido amplamente utilizado pelo homem há anos. O primeiro registro de uma máquina movida a vapor, mesmo não sendo necessariamente caracterizado na época, foi Eulípila (Figura 1), inventada por Heron de Alexandria em 200 D.C. A Eulípila nada mais era que uma esfera que continha duas saídas opostas, e quando inserido água em seu interior e posta sobre o fogo, o vapor gerado a fazia girar. Embora na época de sua invenção, Heron não soubesse para o que serviria este equipamento, anos mais tarde se transformaria na base para o desenvolvimento de máquinas rotativas movidas a vapor segundo Babcock e Wilcox, (2005).

Figura 1 - Eulípila.



Fonte: Babcock e Wilcox, (2005)

Atualmente, as plantas a vapor são complexas e altamente sofisticadas, uma verdadeira combinação de elementos de engenharia. O calor usado na produção do vapor pode ser obtido tanto em combustíveis fósseis primários como o carvão, óleo ou gás natural, como por combustíveis nucleares na forma de urânio. Outras fontes de calor para a geração de vapor incluem gases de

exaustão, bagaço ou biomassa, bem como resíduos sólidos urbanos, fontes geotérmicas, e fontes renováveis como a energia solar.

No campo da busca constante por eficiência energética, os esforços realizados para aperfeiçoamento dos sistemas de aquecimento têm se resumido basicamente em: (LIAO; DEXTER, 2004)

- Aperfeiçoamento dos sistemas de isolamento térmico;
- Aperfeiçoamento das caldeiras, convertendo as caldeiras de não condensação para condensação;
- Utilizando energia solar e outras fontes renováveis;
- Controle de radiadores e sistemas de distribuição.

O grande enfoque dado atualmente para o desenvolvimento cada vez maior de tecnologias renováveis está intimamente relacionado com a preocupação em substituir de forma gradativa as fontes poluidoras e conseqüentemente melhorar o ambiente do planeta. O grande volume de equipamentos tradicionais, assim como a disponibilidade e variedade de combustíveis tornam-se ainda, em termos econômicos, os processos convencionais mais atrativos para as empresas. Na grande maioria, o parque industrial no mundo está defasado e poucas empresas se preocupam em buscar o máximo da produção sustentável.

Cabe ressaltar, entretanto, que mesmo com o setor industrial estar predominantemente equipado por equipamentos geradores de vapor com fontes poluidoras, os órgãos ambientais estão a cada dia aumentando e desenvolvendo métodos de controle das emissões de carbono para a atmosfera. Aliado a isso, a mentalidade das empresas passa também a sofrer mudanças gradativamente positivas, ou seja, muitas delas estão percebendo que mesmo com processos de combustão onde a poluição é uma consequência, é possível atingir altos índices de eficiência e produtividade dos equipamentos e processos como forma de reduzir custos operacionais. O resultado deste trabalho sem dúvida alguma reduz a emissão de carbono na

atmosfera, melhora a qualidade de vida das pessoas que dependem diretamente da cadeia produtiva, assim como daqueles que os cercam. Tudo isso ocorre ao mesmo tempo em que novas tecnologias são desenvolvidas.

A ativa busca por economia de baixo carbono é uma tendência da sociedade atual. As caldeiras são um tipo comum de equipamentos com alto consumo de energia. Atualmente, a eficiência de uma caldeira não é alta, e uma grande quantidade de energia tem sido desperdiçada. O teste de desempenho de uma caldeira é um modo efetivo de identificar problemas para posterior aperfeiçoamento. Até 2008, o número total de caldeiras industriais em utilização ultrapassava 578.200 unidades. (TAI; YU; SONG, 2012)

1.1 Justificativa

Há muito tempo comenta-se sobre os ganhos de produtividade e eficiência em processos industriais. A busca incessante por redução do custo industrial e redução do desperdício de bens materiais tem se tornado constante, como uma forma de garantir competitividade frente à concorrência, seja ela nacional ou internacional.

Para atender essa demanda é necessário não somente tecnologia e mão-de-obra capacitada para operar o processo térmico de geração de vapor. Faz necessário o entendimento sobre os detalhes de cada etapa de transformação e aproveitamento térmico, ou seja, do todo. Contudo, o foco não deve ser dado somente para o volume de produção, como a quantidade de vapor, por exemplo, e sim para a qualidade da transformação da matéria-prima utilizada na combustão.

Nesse contexto inserem-se os pré-aquecedores de ar de combustão. Esses equipamentos recuperativos ou regenerativos de calor são os maiores responsáveis pela determinação do aumento ou redução do desempenho nos processos de combustão em caldeiras.

O estudo irá analisar o comportamento transiente da operação de um pré-aquecedor de ar de combustão, e seus efeitos nas diferentes situações de operação, incrustação, assim como seu desempenho frente às mudanças climáticas. Será possível ainda, analisar a perda de rendimento do sistema durante cada variação do desempenho do pré-aquecedor, como também calcular o custo das perdas de energia durante operação. Tais custos irão contemplar as perdas ocorridas na região do pré-aquecedor, assim como perdas globais da caldeira de forma complementar ao estudo.

2 – OBJETIVOS

O presente trabalho busca de forma experimental agregar informação ao meio científico sobre o desempenho térmico de um pré-aquecedor de ar de uma caldeira à combustão de biomassa durante sua operação.

O principal objetivo do trabalho é atingir os resultados listados na sequência do texto, ou seja:

- Dados efetivos do balanço de energia do pré-aquecedor de ar;
- Dados efetivos de perdas de energia no balanço;
- Dados de desempenho térmico calculado pelo método aqui definido como convencional;
- Dados de desempenho térmico calculado através da norma ASME;
- Comparativo entre método de desempenho convencional e ASME;
- Comparativo visual da incrustação nos tubos com os dados de desempenho calculados.

De forma a agregar valor ao trabalho realizado, são apresentados os dados de análise de umidade do bagaço de cana, e dados de produção para determinar:

- Dados efetivos do rendimento térmico global da caldeira;
- Dados efetivos de quantificação das perdas de energia globais e perdas relacionadas ao pré-aquecedor de ar pelo método convencional;
- Análise qualitativa do poder calorífico do bagaço de cana x umidade relativa do local de armazenagem;
- O perfil de perdas de energia da caldeira ao longo do período estudado.

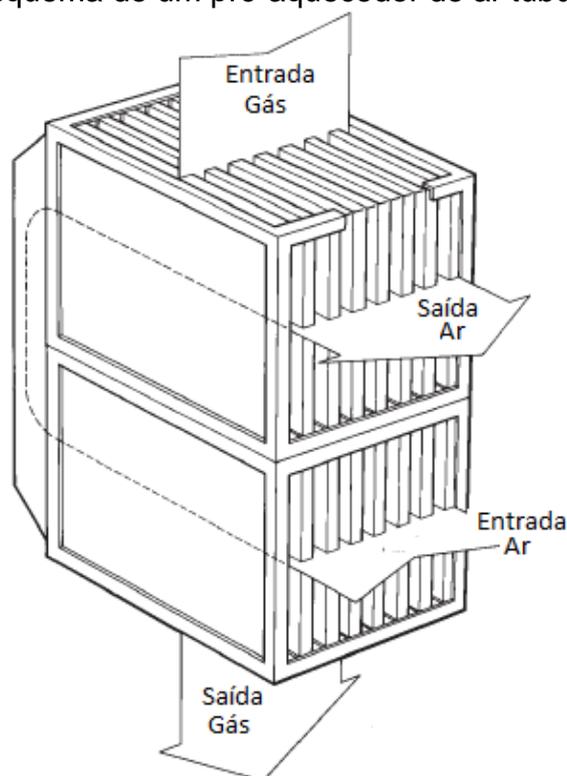
3 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 O pré-aquecedor de ar de combustão

A alta eficiência é a característica chave de qualquer equipamento de conversão de energia, e isto inclui caldeiras por exemplo. Entretanto, é importante recuperar o máximo de energia possível disponível em um combustível. Isso vem ao encontro com o que os pré-aquecedores de ar têm provado, ou seja, o de possuir uma importante influência sobre o rendimento global de uma caldeira. A função de um pré-aquecedor de ar é justamente a de reaproveitar o calor arrastado pelos gases de combustão, que seria dissipado para o meio ambiente, retornar novamente para o processo de combustão, melhorando assim o desempenho da queima no processo. (DROBNIC; OMAN; TUMA, 2006)

De maneira geral, o calor utilizado para o aquecimento do ar de combustão é proveniente dos gases da queima dos combustíveis utilizados pela caldeira. Embora exista uma infinidade de formas construtivas e dimensões de pré-aquecedores de ar, o mais utilizado é o pré-aquecedor estacionário de superfície sólida e lisa, com geometria tubular (Figura 2). Esse tipo de equipamento é largamente instalado em pequenas, médias ou grandes caldeiras, principalmente por se tratar de um equipamento de baixo custo, pouca manutenção e alto benefício. Nesses dispositivos, a energia térmica é transferida ao ar de entrada (primário e secundário) de forma indireta, onde os gases escoam de forma descendente com fluxo interno ao banco de tubos, e o ar de forma ascendente com fluxo altamente turbulento externamente ao banco de tubos. Por condução e convecção, o calor é transferido dos gases para o ar que será utilizado para a combustão na fornalha da caldeira.

Figura 2 - Esquema de um pré-aquecedor de ar tubular vertical.

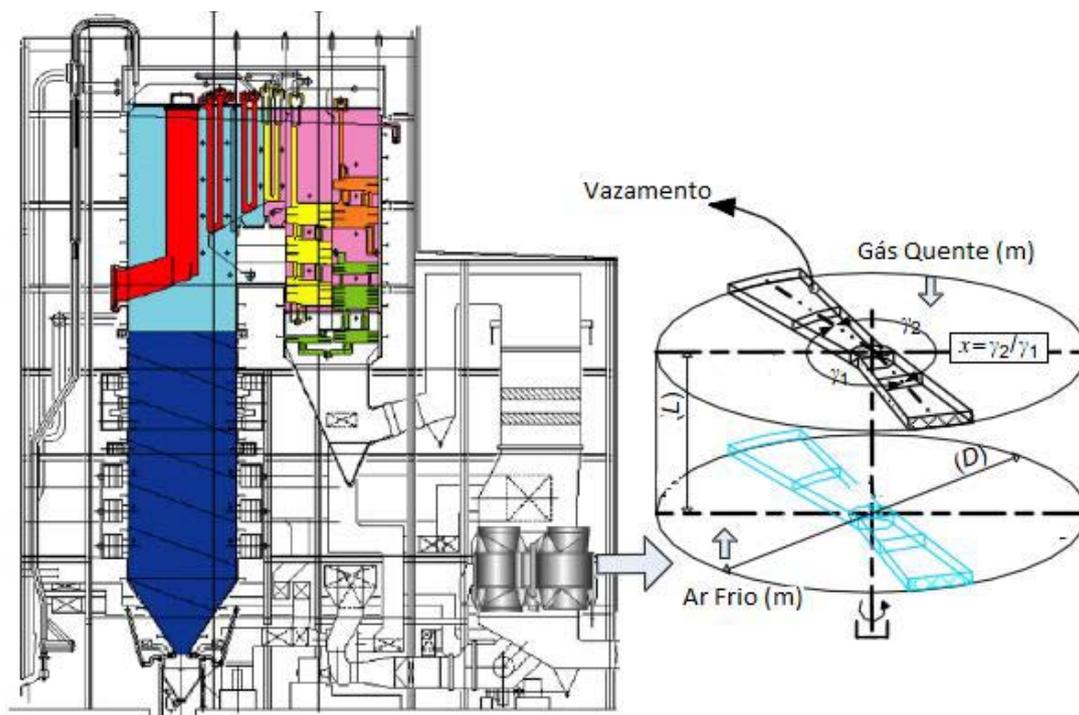


Fonte: Babcock e Wilcox, (2005).

Contudo, outro tipo de pré-aquecedor de ar tem sido utilizado em algumas caldeiras. Trata-se de um pré-aquecedor regenerativo, classificação dada devido ao aquecimento ocorrer de forma indireta por convecção. Um acumulador médio periodicamente transfere calor da fonte quente para a fonte fria, sendo o pré-aquecedor rotativo modelo Ljungström o mais comumente utilizado e estudado (Figura 3). Embora não muito conhecido no Brasil, ele é bem difundido em outros países do mundo, principalmente aqueles que utilizam carvão como matéria-prima de combustão. (DROBNIC; OMAM; TUMA, 2006).

O pré-aquecedor de ar rotativo não é somente utilizado em processos de geração de energia, refinaria de petróleo, condicionamento de ar, e indústrias criogênicas; mas também como um componente chave de muitos outros processos industriais. Ele é comumente utilizado em condições de alta temperatura e significativa diferença de pressão entre corrente de gases quentes e frios (WANG ET AL., 2008). A Figura 3 apresenta a aplicação deste equipamento em uma caldeira de geração de vapor superaquecido.

Figura 3 - Diagrama esquemático de um pré-aquecedor de ar rotativo.



Fonte: Wang et al., (2008).

3.2 Classificação dos pré-aquecedores de ar

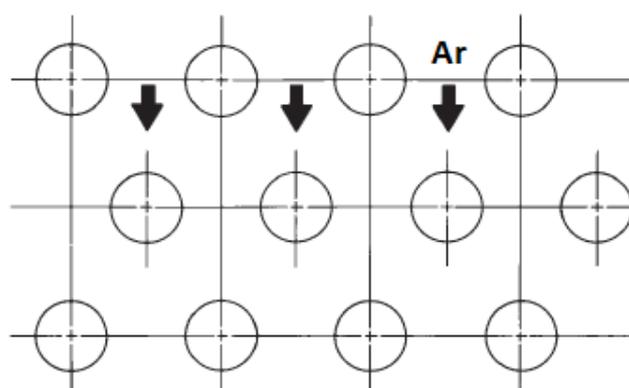
Os pré-aquecedores são classificados conforme os princípios de operação como recuperativo ou regenerativo (BABCOCK E WILCOX, 2005):

- Regenerativos: estes pré-aquecedores são os mais amplamente utilizados para aquecimento de ar de combustão em plantas de geração de energia elétrica. A característica operacional mais notável é o significativo volume de vazamento de ar para os gases que ocorrem neste tipo de equipamento rotativo. Os equipamentos mais comuns e conhecidos são como os modelos Ljungström (conforme já ilustrado pela Figura 3), e o modelo Rothemühle, o qual possui um sistema de funcionamento muito similar ao primeiro citado.
- Recuperativos: este tipo de pré-aquecedor de ar trabalha com uma pequena contaminação cruzada ou vazamento entre os fluxos. As superfícies de transferência de calor mais comuns são a tubular e a placa. Para pré-

aquecedores tubular, o contrafluxo e o fluxo cruzado são os mais comumente utilizados, e, consiste nos gases percorrendo a parte interna do banco de tubos, enquanto o ar percorre a área externa dos mesmos conforme já demonstrado pela Figura 2. A Figura 4 ilustra o processo externo ao banco de tubos que o ar percorre para se aquecer.

Os pré-aquecedores à placa com o tempo foram entrando em desuso principalmente pelos problemas que os selos apresentavam em termos de vazamentos entre os fluxos. Da mesma forma que o aquecedor tubular, este também transfere calor por contrafluxo. Atualmente, este tipo de aquecedor é utilizado apenas em pequenas instalações, principalmente pelo aperfeiçoamento ocorrido com os selos das placas.

Figura 4 - Esquema em vista superior do fluxo de ar dentro do pré-aquecedor tubular.



Fonte: O autor.

Para os dois casos de pré-aquecedores, tanto regenerativo como recuperativo, tem-se algumas vantagens e desvantagens tais como as apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Vantagens e desvantagens dos tipos de pré-aquecedores.

Tipo	Vantagens	Desvantagens
Recuperativo	Baixo vazamento	Grande e pesado
	Sem movimento de peças	Dificuldade de substituição de superfície
Regenerativo	Compacto	Vazamento
	Fácil reposição de superfície	Alta manutenção Potencial de fogo

Fonte: O autor.

No Brasil, principalmente devido o grande desenvolvimento de equipamentos voltados para o setor de açúcar e álcool, se impulsionou a utilização de pré-aquecedores do tipo recuperativo em formato tubular.

O trocador de calor em estudo possui escoamento cruzado, e os tubos não possuem aletas. Por esta razão, a dimensão do equipamento se torna elevada. Para efeito de redução de custo direto da implantação do projeto, o material utilizado para a troca térmica não é o mais eficiente, embora se atinja o resultado de recuperação esperado dentro do processo de troca térmica. A Tabela 2 descreve o dimensional e o material utilizado no banco de tubos do trocador de calor utilizado para aquecimento do ar de combustão.

Tabela 2. Especificação técnica dos tubos do pré-aquecedor de ar.

Diâmetro (mm)	Espessura (mm)	Quantidade	Comprimento (mm)	Material
63,5	2,25	3.472	11.730	SAE 1008

Fonte: Fabricante Caldema Equipamentos Industriais Ltda.

3.3 O processo de incrustação em pré-aquecedores

Mbabazi e Sherr (2006), estudaram os aspectos de erosão causados em diferentes perfis de placas em pré-aquecedores de ar de combustão em plantas termoelétricas da África do Sul. O trabalho realizado através de ferramenta CFD (Computational Fluid Dynamics), demonstra a predição de

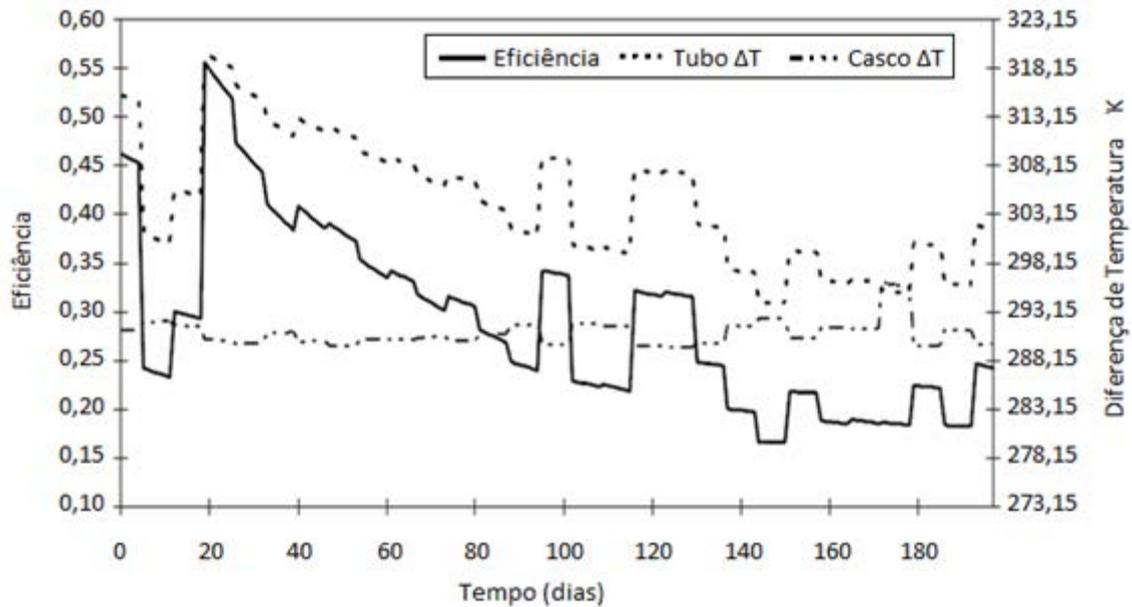
erosão causada por partículas de cinzas presentes nos gases. Os modelos são estabelecidos por concentração de cinzas, velocidade dos gases na entrada do pré-aquecedor, e em diferentes perfis de placas. O resultado do trabalho é comparado com medidas experimentais e indica um perfil comportamental similar aos experimentos, validando os modelos analíticos.

Pronobis (2006), estudou o processo de incrustação de cinzas em caldeiras em diferentes combustíveis, entre ele carvão, biomassa e lodo seco. Juntamente com as diferentes composições dos combustíveis, o fato estudado pelo autor compreendeu também a alteração na eficiência de troca térmica e consequente aumento da necessidade de combustível. O autor cita ainda que o processo de incrustação no pré-aquecedor de ar de combustão é um dos principais fatores agravantes da perda de eficiência do equipamento, juntamente com a necessidade de consumo de combustível excedente para manter o mesmo ritmo de produção.

Incropera, Dewitti e Bergman (2007), citam em seus estudos que as superfícies de um trocador de calor estão sujeitas à deposição de impurezas, seja ela de qualquer tipo; ferrugem, cálcio, entre outros. Estes efeitos de deposição possuem relação direta com o período de exposição da parede ao fluido, ou seja, a incrustação propriamente dita tende-se a agravar ao longo do tempo.

Radhakrishnan et al. (2007), propuseram um modelo de predição dos efeitos de incrustação em trocadores de calor utilizados para aquecimento de óleo bruto. O modelo, baseado em redes neurais utilizou dados coletados do processo do trocador em aproximadamente dois anos de pesquisa. Tais dados práticos serviram para treinar o modelo para conseguir predizer de forma eficiente o perfil do processo, de modo a propor o melhor momento de realização da manutenção dos trocadores para eliminação das incrustações. Através da Figura 5, é possível analisar o resultado da pesquisa com uma predição de 200 dias, para o qual o trocador estaria sujeito à perda de eficiência de troca térmica.

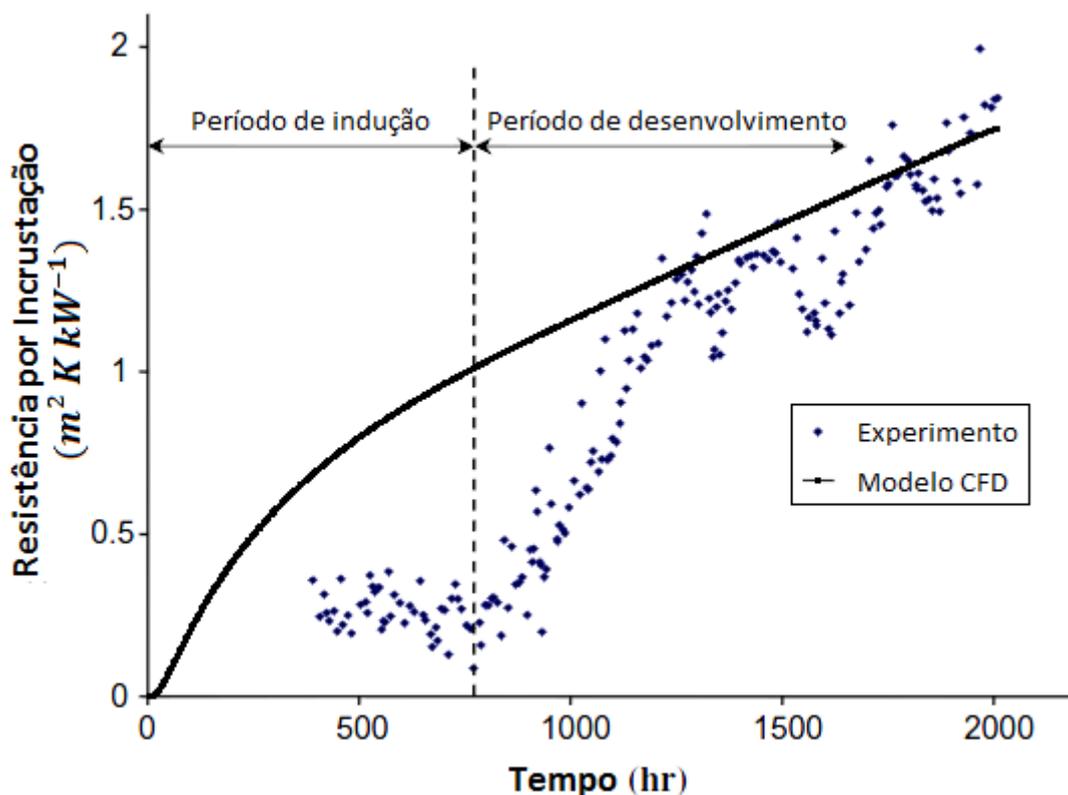
Figura 5 - Predição de comportamento de trocador de calor.



Fonte: Radhakrishnan et al., (2007).

Mahmoud et al. (2012), realizaram um estudo baseado em ferramenta CFD (Computational Fluid Dynamics) na predição de incrustação de óleo e sais em pré-aquecedores de calor de ar de combustão. Este trabalho, baseado em dados de processo de uma refinaria no Irã como entrada no modelo analítico CFD, conseguiu atingir um resultado de predição quanto à precisão. Através deste resultado é possível verificar a perda de desempenho do trocador ao longo do tempo, assim como prever paradas para manutenção para eliminação da incrustação do equipamento. O fator custo foi o principal objetivo para realização deste trabalho. Os autores citam que bilhões que dólares são desperdiçados durante o ano nas refinarias por não conseguirem prever o momento certo de parada para limpeza das paredes dos trocadores de calor. A Figura 6 mostra o resultado matemático em comparação com o realizado durante o processo de produção. Embora os autores atingirem êxito com o trabalho, o gráfico demonstrado possui uma tendência duvidosa, uma vez que a resistência por incrustação aumenta em relação ao tempo. Dessa forma a correta tendência do modelo CFD seria a curva côncava crescente.

Figura 6 - Predição do modelo analítico através de dados da planta relacionado ao pré-aquecedor de ar.



Fonte: Mahmoud et al., (2012).

3.4 Eficiência de processos

Kawai et al. (2002), estudaram um modelo de caldeira de alta eficiência de combustão no Japão. O intuito do estudo foi estabelecer o máximo rendimento tanto de combustão como térmico a fim de reduzir significativamente os poluentes ambientais com o melhor aproveitamento do potencial do combustível, assim como aproveitar gases com baixo poder calorífico como combustível. A base do estudo é o aquecimento dos gases de combustão através de troca térmica em pré-aquecedor de forma a atingir temperaturas na faixa de 1073,15 a 1273,15K. O gás utilizado é injetado na temperatura de 298,15K. Com este tipo de processo de combustão, ao qual utiliza alta temperatura do comburente, é possível obter uma caldeira mais compacta. Para este tipo de caldeira estudada pelos autores, o processo de transferência de calor ocorre em sua grande maioria através de radiação. Outro fato citado pelos autores é a oportunidade de combustão de subprodutos

gasosos que atualmente não são utilizados por caldeiras daquele país pela baixa eficiência durante a combustão com conseqüente emissão de poluentes para a atmosfera.

Quando se trabalha em eficiência global de uma caldeira ou processo de combustão, vários autores se preocupam com a obtenção de temperaturas de comburente maiores a fim de se atingir eficiência operacional com conseqüente redução das emissões de poluentes a atmosfera.

Barroso et al. (2003), analisaram experimentalmente uma caldeira que utiliza bagaço de cana de açúcar situada em Cuba. Os autores utilizam o chamado rendimento pelo método indireto para calcular as perdas térmicas do processo de combustão, uma vez que o chamado rendimento pelo método direto pode apresentar grandes diferenças de cálculos. Amostras de combustíveis retiradas em intervalos regulares de tempo foram utilizadas para determinar o teor de cinzas e umidade em laboratório. A caldeira estudada, originalmente concebida para combustão de carvão pulverizado sofreu modificações ao longo do tempo a fim de possibilitar a combustão de bagaço, porém como comentado pelos autores nunca havia sido estudado a fundo o melhor custo benefício econômico dos componentes de recuperação de calor. O método utilizado neste trabalho levou cerca de 10 horas para obtenção dos resultados. Já o método da ASME necessita de 81 horas, e como cita os autores, o alto custo e necessidade de pessoas e equipamentos o tornam economicamente inviável.

As avaliações de processos térmicos e financeiros para cada etapa da recuperação de calor dos gases de combustão foi analisada neste estudo, resumindo-se em um ponto de equilíbrio interessante tanto do lado econômico quanto para a recuperação de calor através de secador de bagaço. As temperaturas atingidas nas análises de saída dos gases de combustão se estabeleceram em 359,15K, ao contrário dos 473,15K na maioria das caldeiras de Cuba. Isto representa um enorme ganho de energia para o processo, e uma drástica redução de energia desperdiçada.

Nogueira, Rocha e Nogueira (2005), em seu trabalho expõem os métodos de cálculo de eficiência do gerador de vapor. Os autores ainda esclarecem as diferenças entre os dois métodos mais comumente utilizados, sendo o método direto e o método indireto. Basicamente para estes dois métodos os valores estão condicionados à confiabilidade dos sistemas de instrumentação da caldeira, ou seja, estando sujeita a erros. Para o método direto, o resultado de eficiência é muito mais sensível ao valor das variáveis imputadas na equação, o que dependendo do caso estudado pode apresentar erros maiores quando não se possui uma instrumentação confiável. Entretanto para o método indireto, por se tratar de uma estratificação maior dos efeitos de perdas térmicas no gerador de vapor, este erro torna-se menor, mesmo com a complexidade de se obter algumas informações da caldeira como perdas por radiação do costado.

$$\eta_{MD} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_a)}{\dot{m}_c * PCI} \quad (1)$$

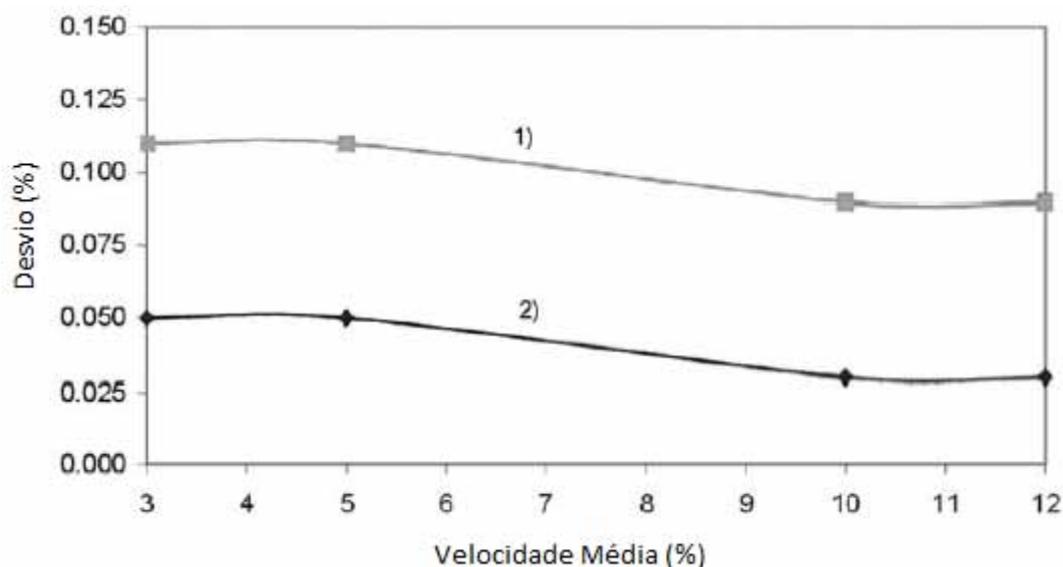
A nomenclatura para a Equação 1 é determinada por η_{MD} como sendo o rendimento térmico pelo método direto dado em %, \dot{m}_v é fluxo de massa do vapor dado em kg/s, \dot{m}_c é o fluxo de massa do combustível dado em kg/s, h_v e h_a é a entalpia do vapor e da água de alimentação da caldeira respectivamente dado em kJ/kg, e PCI é o poder calorífico inferior do combustível dado em kJ/kg.

Li et al. (2012), propõem um método de modelagem que busca a eficiência de combustão em caldeiras. No método estudado foi utilizado parâmetros de combustão de uma caldeira alimentada por carvão vegetal. Os autores utilizam os modelos baseados em redes neurais para análise dos processos de combustão. Várias amostras foram criadas para “ensinar” o modelo buscando o máximo de aproveitamento dos resultados de combustão da caldeira. Embora o trabalho não tenha sido empregado de maneira simultânea com o processo da caldeira, os resultados foram satisfatórios. Tais resultados do estudo, quando comparados com outros modelos de redes desenvolvidos por outros autores apresentam melhor desempenho.

3.5 Determinação dos fluxos

Pesarini et al. (2002), realizaram uma análise teórica para determinação de fluxo em tubulações através de tubos de Pitot. Da mesma forma os autores comparam os resultados teóricos para diversos fluxos com a norma IRAM 19004, utilizada para tais determinações de fluxo. As análises ocorreram em diversos pontos ao longo da transversal do duto estudado. Os valores da norma IRAM 19004 foram utilizados como referência no trabalho. Os autores propuseram uma diminuição na quantidade de pontos de medição ao longo da transversal do tubo, porém os resultados não foram satisfatórios conforme demonstrado na Figura 7, prevalecendo então a norma IRAM 19004.

Figura 7 - Desvio vs. Velocidade média para fluxo turbulento desenvolvido. 1) Norma IRAM, 2) Proposta alternativa de distribuição de pontos de medidas.



Fonte: Pesarini et al., (2002).

Jitschin (2004), realiza a comparação experimental da eficácia de medição de fluxo entre uma placa de orifício e um tubo de Venturi clássico. O autor através dos resultados obtidos experimentalmente conclui que tanto a placa de orifício quanto ao tubo de Venturi podem ser aplicados confiavelmente para a medição de fluxos gasosos.

Xu et al. (2011), investigaram a medição de gases úmidos utilizando o tubo de Venturi com garganta estendida, aliado à técnicas de aproximação computacionais. Para os ensaios, os autores aplicaram dois tipos de ferramenta computacional para reduzir o erro de leitura do instrumento. Tais ferramentas foram a RN (redes neurais) e SV (suporte vetorial). O objetivo dos autores foi o de comparar a aplicação independente de cada ferramenta aos resultados do tubo de Venturi de garganta estendida, analisar os resultados, e propor a melhor solução para esta aplicação. Através dos resultados do trabalho investigado, os autores concluíram que a ferramenta SV possui uma melhor aplicabilidade para redução dos erros de medição do tubo de Venturi com garganta estendida quando expostos em aplicações que possuem gases úmidos.

Bailey et al. (2013), estudaram o escoamento em diferentes diâmetros de tubos de Pitot para obtenção precisa da velocidade média quando sujeitas à alta turbulência próximo a camada limite. Os autores expõem que para obterem velocidades precisas na camada limite utilizando tubos de Pitot é necessário realizar certas correções como correções de viscosidade, correções de gradiente de velocidade, turbulência, e correção de proximidade da parede. No estudo realizado pelos autores, os resultados apresentados mostraram que o tubo de Pitot possui grande precisão de medição, e o diâmetro do tubo não possui influência nesta precisão desde que realizado as correções necessárias. Os resultados obtidos pelos tubos de Pitot foram comparados com medições de fio quente. Os pesquisadores concluíram que os tubos de Pitot podem ser utilizados com eficácia, assim como o medidor de fio quente, e que a escolha depende da aplicação necessária.

3.6 O combustível

O combustível mais comumente utilizado para combustão em caldeiras a biomassa predominantes no Brasil é o bagaço de cana de açúcar. Hugot (1969) estudou todas as peculiaridades do processo de geração de bagaço em moendas de usinas de açúcar no Havaí. Segundo o autor, a composição do

bagaço é água, que na grande maioria dos casos se estabelece na faixa entre 45 a 50%; fibra, ao qual é constituída por celulose, que pode se estabelecer entre 10 a 16%; e materiais em solução, que além de impurezas também contém açúcar. Tais concentrações podem variar entre 2 a 4%.

Hugot (1969), ainda em seus estudos analisou o processo de obtenção através de cálculos do poder calorífico inferior do bagaço, uma vez que o resultado obtido por bomba calorimétrica fornece apenas o poder calorífico superior. As análises e cálculos foram realizados através de inúmeras amostras que forneceram resultados para o poder calorífico quando se trata de bagaço seco, assim como bagaço úmido. Utilizando a composição química das amostras avaliadas, o autor chegou à Equação 2, ao qual é possível obter o valor de poder calorífico inferior para o bagaço de cana de açúcar. Tal equação foi confirmada experimentalmente com comprovação prática.

$$PCI = 4250\left(\frac{kcal}{kg}\right) - 12 * s - 48,5 * w \quad (2)$$

A equação de Hugot (1969) é o que melhor resume a obtenção do valor de poder calorífico inferior (PCI) para o bagaço de cana de açúcar. A variável *s* é a % de açúcar contido no bagaço, enquanto a variável *w* é a umidade do bagaço, também em %. O perfil da equação de poder calorífico é linear, sendo mais sensível através do valor de umidade do bagaço.

Esse trabalho une de certa forma as informações de outros autores aqui citados, aplicando tais conceitos de forma experimental. A utilização das Equações 1 e 2 são de suma importância e vem a enriquecer o trabalho, não somente para a determinação do perfil de perdas como para o perfil de aproveitamento energético global da caldeira. Os fluxos mássicos de ar e gases de combustão foram determinados com a utilização de tubos de Pitot e Venturi, sendo as temperaturas coletadas por termopares. Para ambas as equações a propagação de erros foram desprezadas, uma vez que os dados foram fornecidos pela indústria.

4 – MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 A caldeira

O pré-aquecedor estudado é parte componente de uma caldeira aquatubular, cuja pressão, temperatura e vazão são respectivamente 6570,46kPa, 793,15K, e 41,67 kg de vapor gerado por segundo. Seus dados construtivos estão resumidos na Tabela 3, e através da Tabela 4, podem-se visualizar os dados do fabricante.

Tabela 3. Dados da caldeira estudada.

Fabricante:	Caldema Equipamentos Industriais LTDA
Número de Série / Ano de Fabricação:	122 / 2008
Modelo:	AMD-50-5GI
Capacidade de Produção de Vapor:	41,67 kg/s
Pressão de Trabalho Normal:	6570,46 kPa
Máxima Pressão de Trabalho Admissível (MPTA):	7551,12 kPa
Pressão de Teste Hidrostático:	11326,68 kPa
Temperatura Máxima Admissível do Vapor:	803,15 K
Temperatura Normal de Trabalho do Vapor:	793,15 K
Temperatura da Água de Alimentação:	433,15 K
Superfície de Aquecimento Radiante / Convectiva:	571 / 1464 m ²
Norma de Projeto:	ASME SEÇÃO I - EDIÇÃO 2007 CATEGORIA A
Combustível:	Bagaço de Cana com 52% de H ₂ O

Fonte: Fabricante Caldema Equipamentos Industriais Ltda.

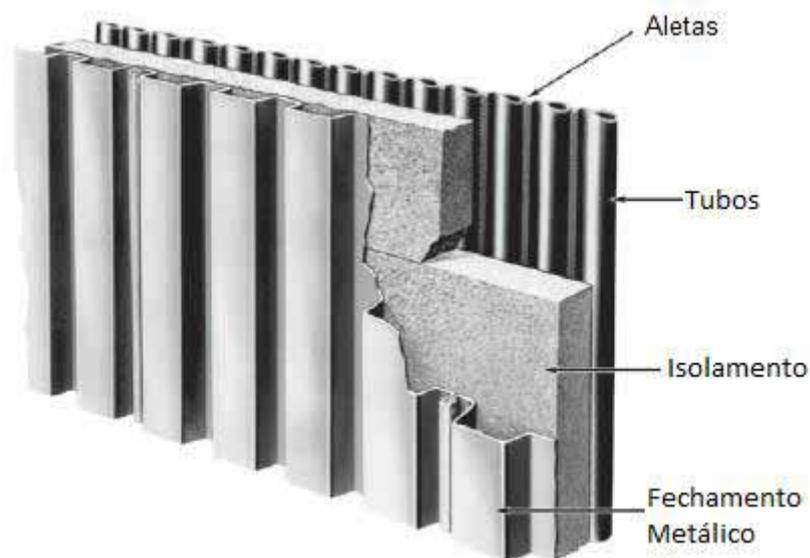
Tabela 4. Dados de desempenho.

Tipo de combustível:	Bagaço de Cana
Umidade do combustível:	52 %
Poder calorífico inferior:	7124,57 kJ/kg
Quantidade de vapor:	41,67 kg/s
Quantidade de combustível:	18,41 kg/s
Rendimento ao poder calorífico inferior:	88,3 %
Tempo de residência:	2,84 s

Fonte: Fabricante Caldema Equipamentos Industriais Ltda.

A caldeira AMD-50-5GI possui uma peculiaridade que faz melhorar seu desempenho de troca térmica nas paredes de água. Ao invés de possuir alvenaria na fornalha como nas caldeiras comumente encontradas, suas paredes são constituídas por aletas. Isto faz aumentar a área de troca térmica entre os tubos da parede de água, e com isto reduzir a perda por radiação ao meio externo. Sua forma construtiva pode ser analisada pela Figura 8.

Figura 8 - Ilustração construtiva da parede de água constituída por aletas.



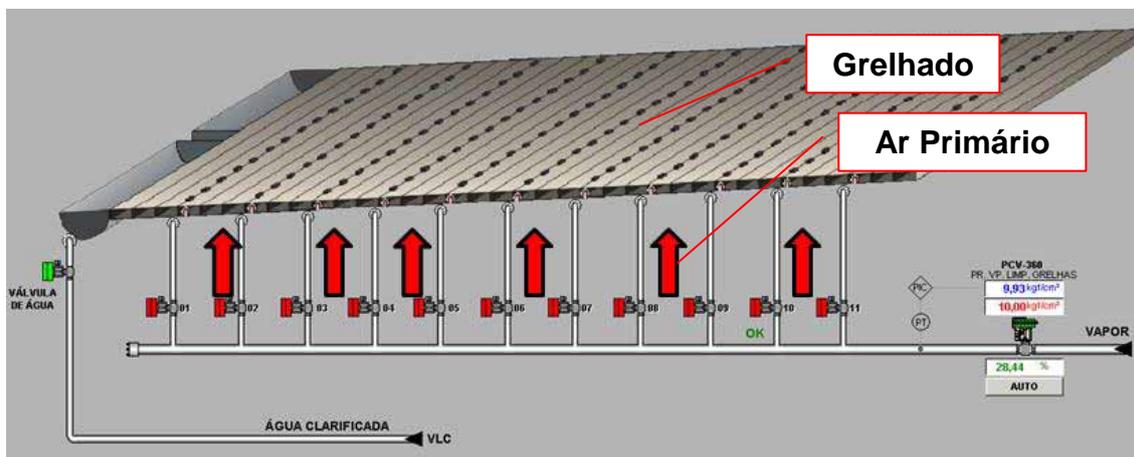
Fonte: Babcock e Wilcox, (2005).

4.2 Do fluxo de ar

Existem dois tipos de fluxo de ar que atuam sobre a combustão nessa caldeira estudada. Estes fluxos são chamados de ar secundário e ar primário. O conceito de combustão deste tipo de caldeira é denominado como “queima em suspensão”, ou seja, o combustível tende a queimar na sua grande maioria antes de atingir o grelhado da fornalha. Assim, para que isso ocorra, é necessário injetar um fluxo de ar através do grelhado da fornalha fazendo com que o combustível se mantenha em suspensão. Para este dá-se o nome de ar primário. Para aumentar sua eficiência, o mesmo é injetado quente após passagem pelo pré-aquecedor de ar. Através da Figura 9 pode-se verificar uma ilustração do fenômeno. O sucesso do referido efeito está na distribuição

uniforme dos orifícios nas grelhas que permitem a passagem deste ar. Nessa caldeira em específico, a grelha tipo “Pin Role” é fixa.

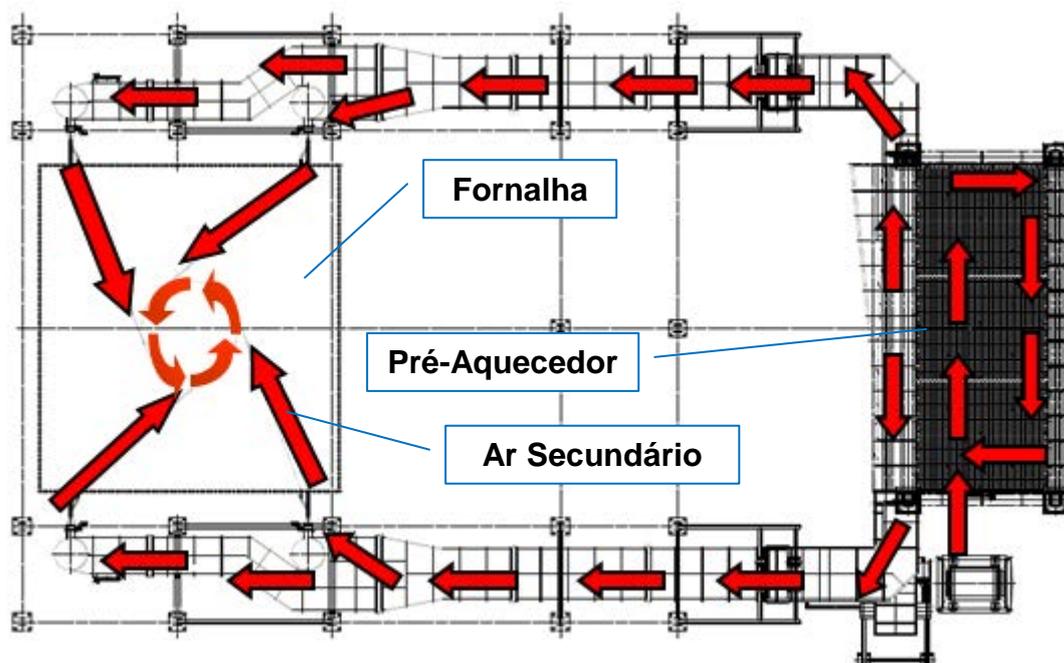
Figura 9 - Esquema ilustrativo de utilização do fluxo de ar primário (corte transversal da fornalha).



Fonte: O autor.

No processo químico de combustão, as moléculas de oxigênio precisam reagir com o carbono para gerar o CO_2 . Para que este processo possa ocorrer é necessário criar um vortice, e para isto o segundo fluxo de ar é inserido; o chamado ar secundário. Através da Figura 10 é possível analisar como isto ocorre. O mesmo é inserido na câmara de combustão a alta pressão de forma tangencial através de bicos situados na parede da fornalha. Para aumentar sua eficiência, o mesmo é injetado quente após passagem pelo pré-aquecedor de ar.

Figura 10 - Esquema ilustrativo de utilização do fluxo de ar secundário (vista superior da caldeira).

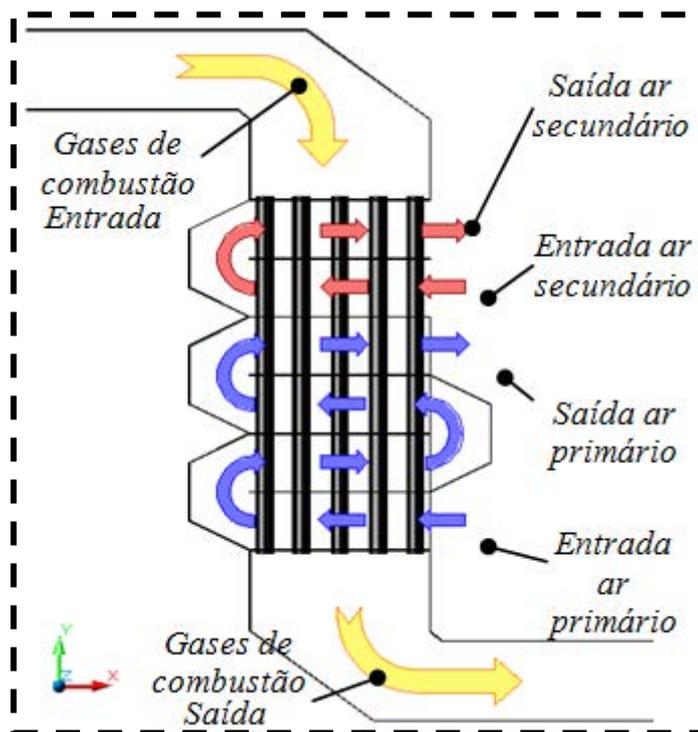


Fonte: O autor.

4.3 Dados do Balanço de Energia

Para fundamentação do experimento, foi necessário estabelecer os fluxos de massa de cada corrente de ar, assim como dos gases de combustão. O volume de controle estabelecido para o pré-aquecedor de ar deu-se englobando as entradas e saídas dos fluxos de ar primário, secundário e gases provenientes da combustão. A Figura 11 ilustra de forma clara como ficou a configuração do sistema para início do experimento.

Figura 11 - Determinação do volume de controle do pré-aquecedor de ar.



Fonte: O autor.

A instrumentação utilizada para determinação dos fluxos mássicos e das temperaturas é apresentada na Tabela 5. Para todo o levantamento dos fluxos mássicos é aplicado à conservação das massas conforme Equação 3.

Tabela 5. Balanço de instrumentos do experimento.

Descrição	Gases	Ar Primário	Ar Secundário
Vazão Volumétrica	Tubo Venturi	Tubo Pitot	Tubo Pitot
Temperatura	Termopar	Termopar	Termopar

Fonte: O autor.

$$\Sigma \dot{m}_E = \Sigma \dot{m}_S \quad (3)$$

Onde:

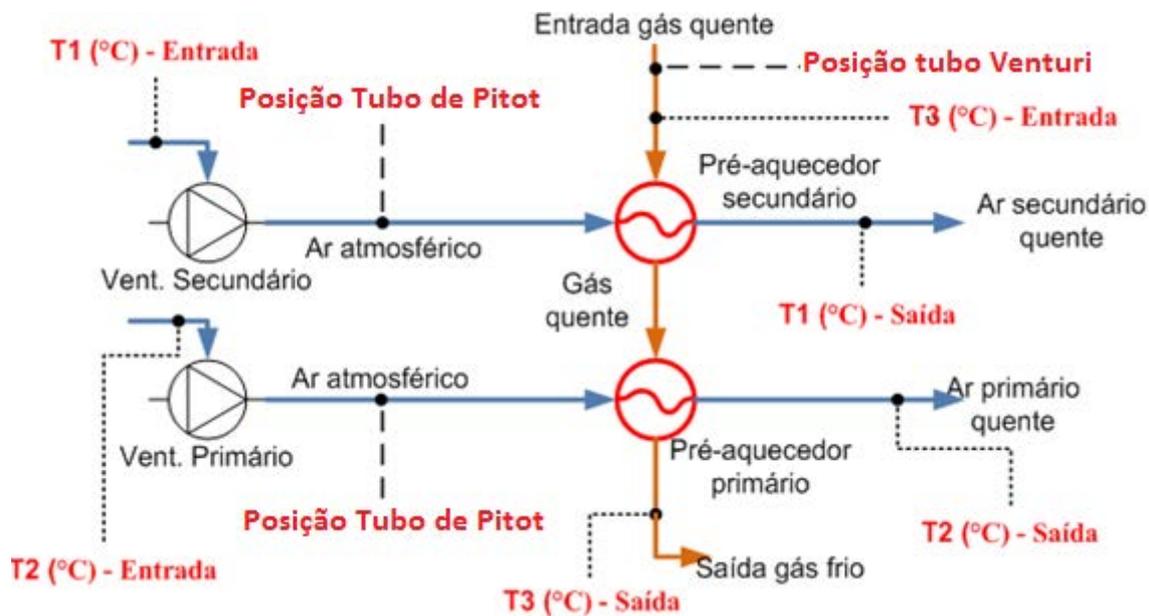
$\Sigma \dot{m}_E$ = Somatória dos fluxos de massas que entram

$\Sigma \dot{m}_S$ = Somatória dos fluxos de massas que saem

O diagrama de instalação dos instrumentos para monitorar este processo pode ser visualizado através da Figura 12. É muito importante

ressaltar que todas as seções transversais dos dutos, tanto de entrada como de saída, para quaisquer vazões, são retangulares.

Figura 12 - Diagrama de processo e instrumentação.

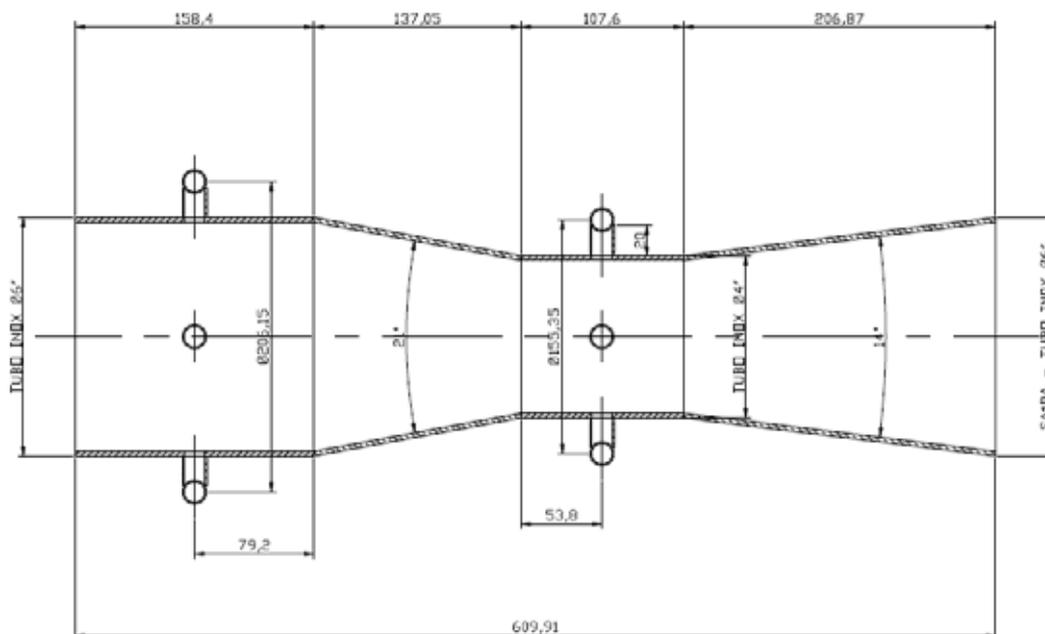


Fonte: O autor.

4.4 Tubo de Venturi

Para a determinação do fluxo mássico dos gases de combustão da caldeira, houve a necessidade de desenvolver um tubo de Venturi. A opção dada para o Venturi se deu pela baixa perda de carga. Sua construção aço inox AISI 314 possibilitou alta resistência à temperatura e abrasão. A Figura 13 retrata o projeto do instrumento.

Figura 13 - Tubo de Venturi utilizado para medição volumétrica dos gases.



Fonte: O autor.

O tubo de Venturi foi desenvolvido segundo a norma ISO 5167 para a construção de um Venturi Clássico. A calibração do Venturi foi realizada através de um túnel de vento devido a grande dimensão do instrumento. Além dos fatores já comentados para a escolha do tubo de Venturi para determinação da vazão dos gases, outro ponto a ser citado é a grande dimensão do duto de saída de gases que precede ao trocador de calor (pré-aquecedor de ar). A dimensão exata deste duto (retangular) é 12000mm de largura por 1200mm de altura.

A calibração do Venturi foi realizada com o auxílio dos seguintes instrumentos / equipamentos:

- Anemômetro (Figura 14)
 - **Marca:** Minipa
 - **Modelo:** MDA-11
 - **Faixa:** 0,00 – 30m/s
 - **Resolução:** 0,01
 - **Precisão:** +/- 3% do fundo de escala

Figura 14 - Anemômetro.



Fonte: O autor.

- Túnel de Vento
 - **Marca Inversor de Frequência** (Figura 15): Siemens Micromaster
 - **Modelo do inversor de frequência:** 6SE9221-0CC40

Figura 15 - Inversor de frequência do túnel de vento.



Fonte: O autor.

- Manometro em U com água como fluido manométrico (Figura 16)

Figura 16 - Manometro em U utilizando fluido água.



Fonte: O autor.

- Termômetro (Figura 17)
 - **Marca:** ICEL
 - **Modelo:** TD-801
 - **Faixa:** -50°C a 1.300°C
 - **Resolução:** $0,1^{\circ}$ e 1°C

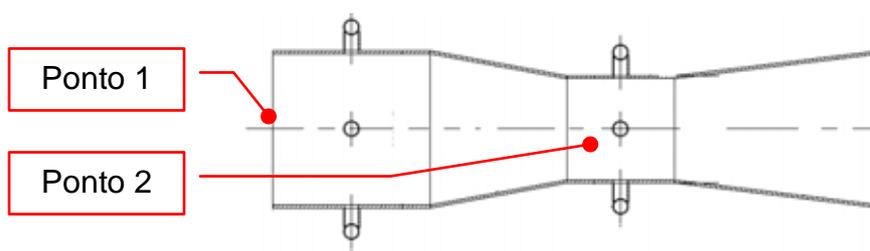
Figura 17. Termômetro.



Fonte: O autor.

A calibração do tubo de Venturi foi realizada na cidade de Bauru-SP, com densidade do ar de $\rho = 1,22\text{kg/m}^3$, para uma altitude de 526m em relação ao nível do mar, sendo a densidade corrigida posteriormente para a aplicação na cidade de Lins-SP. Os dados resultantes da calibração do Venturi são apresentados na Tabela 6. A Figura 18 demonstra a posição dos pontos utilizados para calibração.

Figura 18 – Pontos de referência Tubo de Venturi.



Fonte: O autor.

Tabela 6. Dados coletados e calculados durante calibração do Venturi.

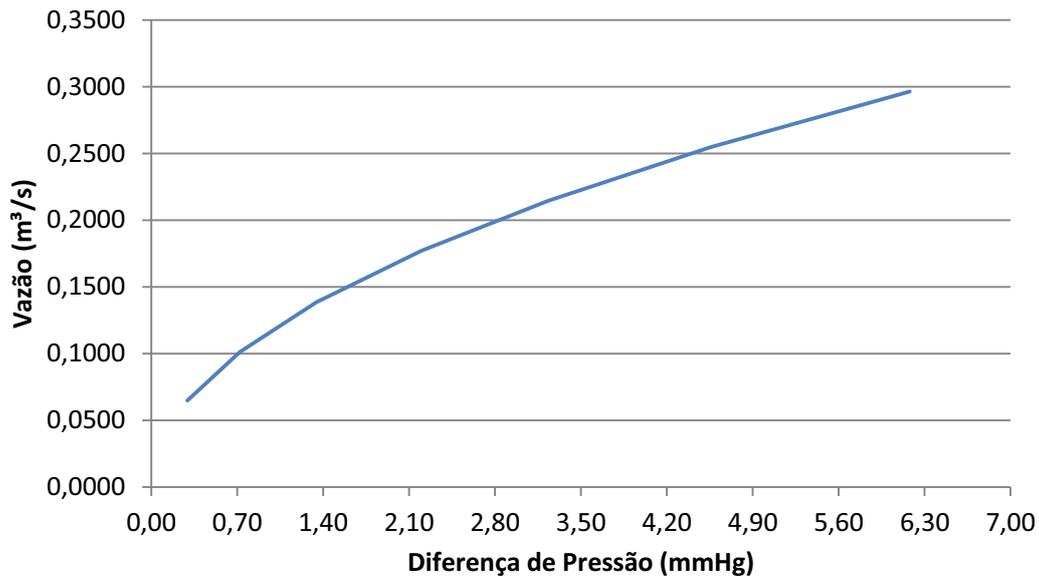
Medição	Frequência (Hz)	Rotação Motor (RPM)	Velocidade (m/s)	
			Medida Pto 1	Calculado Pto 2
1	7,9000	474,0	5,0000	7,9878
2	11,3000	678,0	7,5200	12,5029
3	15,6000	936,0	10,0000	17,0853
4	19,7000	1182,0	12,6200	21,8755
5	23,5000	1410,0	15,0000	26,4925
6	26,7000	1602,0	17,5000	31,4480
7	31,4000	1884,0	20,0000	36,6047

Medição	Pressão N/m ²	Temperatura (K)		Vazão (m ³ /s)	Reynolds
		Ponto 1	Ponto 2		
1	39,2400	296,15	295,15	0,0900	46463,4
2	96,1380	296,15	295,15	0,1354	69881,0
3	179,5230	295,15	294,95	0,1800	92926,8
4	294,3000	295,15	294,95	0,2272	117273,7
5	431,6400	295,15	294,65	0,2700	139390,2
6	608,2200	295,15	294,65	0,3150	162622,0
7	824,0400	295,15	294,45	0,3600	185853,7

Fonte: O autor.

Por meio da Tabela 6, foi possível elaborar a curva para a vazão volumétrica (Figura 19). O fato importante é que através de tal curva é possível determinar a equação que de fato é utilizada durante as medições para análise das condições de processo. A Equação 4 descreve a curva da vazão volumétrica (propagação de erros determinado no Apêndice I).

Figura 19 - Curva de vazão do tubo de Venturi em função da pressão dinâmica.

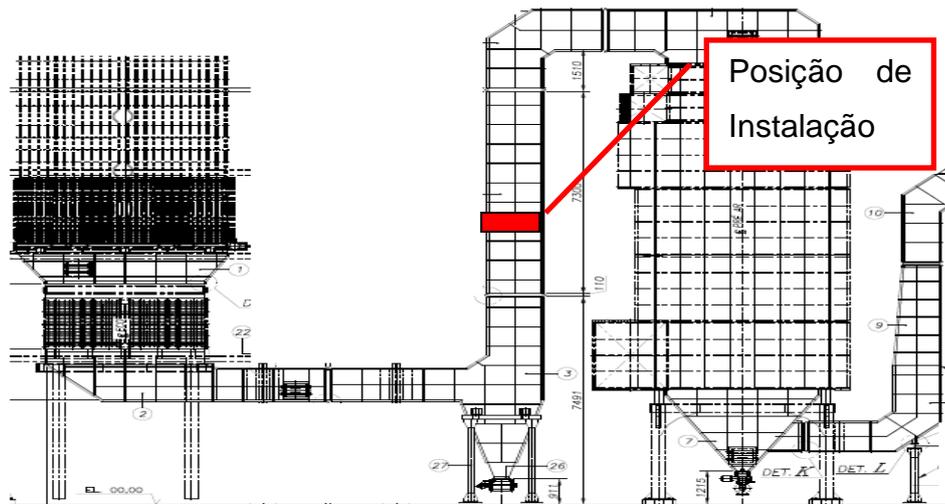


Fonte: O autor.

$$Vazão\ volumétrica = 0,0324 * diferença\ de\ pressão^{0,5} \quad (4)$$

A instalação do tubo de Venturi foi realizada no centro do duto, distante da entrada e saída do mesmo, onde o fluxo se apresenta turbulento. O ponto exato do duto de entrada de gases no pré-aquecedor onde foi instalado o instrumento pode ser visualizado por meio da Figura 20 e Figura 21.

Figura 20 - Local de instalação do tubo de Venturi na planta.



Fonte: O autor.

Figura 21 - Detalhe do tubo de Venturi já instalado dentro da caldeira.



Fonte: O autor.

Os pontos de pressão do tubo de Venturi foram monitorados com o auxílio de um transdutor de pressão diferencial com as seguintes especificações:

- **Fabricante:** Iokogawa
- **Modelo:** EJA 110A
- **Suffix:** ELS4B-92DA
- **Número de Série:** 91H851569 906
- **Faixa de Medição:** -1.000 a 4.000mmHg

O registro dos dados de pressão determinados pelo transdutor foi armazenado através da rede de automação utilizada na planta termoelétrica. Os dados foram observados em intervalos regulares de 10 segundos. O objetivo da escolha de um curto intervalo de tempo foi justamente o de possibilitar a análise dos detalhes do fenômeno, uma vez que a sensibilidade do processo de produção e trocas térmicas é extremamente alta. A Figura 22 mostra as conexões utilizadas para medição do diferencial de pressão no transdutor.

Figura 22 - Detalhe do transdutor de pressão diferencial utilizado para medição no tubo de Venturi.



Fonte: O autor.

4.5 Tubos de Pitot

Para realizar o monitoramento das vazões de ar, tanto secundário quanto primário, optou-se pelo desenvolvimento e instalação de tubos de Pitot. A escolha se deu pela facilidade em desenvolver o instrumento, assim como por sua peculiar utilização. Para ambos os fluxos de ar medidos (corrente de ar primário e corrente de ar secundário), os dutos são retangulares e possuem as seguintes dimensões:

- **Duto de ar primário:** 2.400mm x 1.600mm
- **Duto de ar secundário:** 1.150mm x 1.000mm

A grande dificuldade em realizar o monitoramento das pressões nos tubos de Pitot simultaneamente com o restante das variáveis de processo foi justamente o de não possuir outros dois transdutores de pressão diferencial. Esta dificuldade, entretanto não alterou o desenvolvimento do projeto uma vez que houve o monitoramento da rotação dos motores dos ventiladores com o mesmo intervalo de tempo das outras variáveis. Desta forma, com o monitoramento de 1 semana para cada ventilador foi determinado a curva que relaciona a pressão dinâmica dos tubos de Pitot para o ventilador primário e secundário, relacionando-os com a rotação dos respectivos motores.

A melhor opção foi manter o transdutor monitorando as diferenças de pressão do tubo de Venturi em tempo integral. Entretanto, para não se perder a referência de vazão simultaneamente às demais variáveis de processo determinadas para este estudo, uma curva de vazão para cada ventilador (primário e secundário) foi desenvolvida. Esta curva se baseou em relacionar a rotação dos motores dos ventiladores (uma vez que os mesmos são variáveis devido à utilização de inversores de frequência). Tais rotações por sua vez foram armazenadas em intervalos de 10 segundos, juntamente com as outras variáveis de processo, incluindo o tubo de Venturi. Para obter o resultado com uma uniformidade maior, alguns cuidados foram tomados na definição das condições de contorno neste processo de geração de curva.

- A pressão interna da fornalha foi considerada em regime permanente (fato comentado na sequência);
- O ar foi considerado como um fluido incompressível, devido o número Mach $<0,3$ (FOX ET. AL. 2011);
- O atrito nas paredes internas dos tubos de pitot foi desprezado;
- O fluxo de ar primário e secundário foi considerado em regime de escoamento turbulento;

Os primeiros cálculos de relação da rotação do motor dos ventiladores primário e secundário previam também a utilização da variável pressão da fornalha, uma vez que o aumento de tal pressão ou diminuição apresenta resistência à entrada de ar na fornalha, alterando assim os valores de vazão. Tal estudo, entretanto não foi concluído pela grande dificuldade em conseguir relacionar estas variáveis. Um dos pontos levantados que provavelmente possuem uma grande influência é o tempo de resposta do sistema.

Os tubos de Pitot foram construídos utilizando a ISO 10 780 como referência. Para tal desenvolvimento, foi utilizado um tubo flexível de cristal com diâmetro de 10mm, sem utilização de conexões. Para o desenvolvimento da estrutura de apoio utilizou-se barras tipo "T" em aço carbono convencional. Estas estruturas de sustentação são visualizadas na Figura 23. Ainda na mesma figura citada é possível ver o limitador da haste do Pitot que o deixa centralizado na seção transversal do duto.

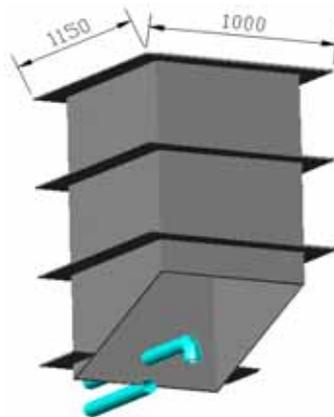
Figura 23 - Estrutura finalizada dos tubos de Pitot.



Fonte: O autor.

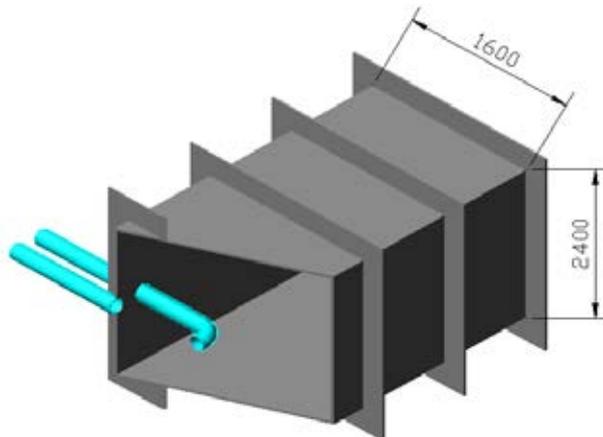
As Figuras 24 e 25 ilustram o ponto de centralização dos tubos de Pitot instalados nos dutos de entrada de ar secundário e primário. Enquanto que a Figura 26 e a Figura 27 apresentam detalhes do local de instalação real dos instrumentos.

Figura 24 - Esquema de instalação do tubo de Pitot no duto de ar secundário (medidas em mm).



Fonte: O autor.

Figura 25 - Esquema de instalação do tubo de Pitot no duto de ar primário (medidas em mm).



Fonte: O autor.

Figura 26 - Tubo de Pitot instalado no duto de ar secundário.



Fonte: O autor.

Figura 27 - Suportes de sustentação para o tubo de Pitot instalado no duto de ar primário.

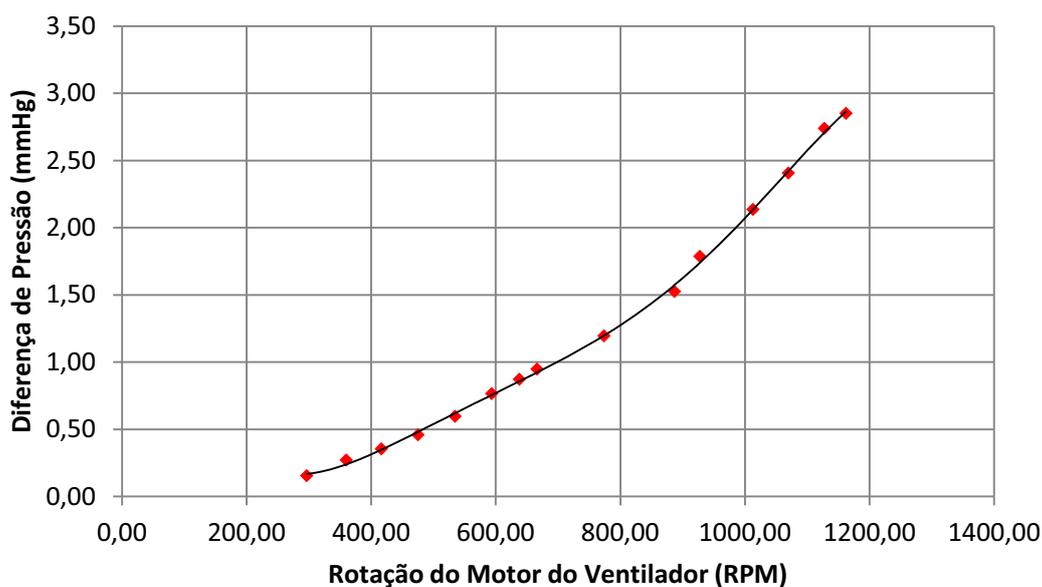


Fonte: O autor.

Com os instrumentos posicionados em cada duto, e com a utilização de um transdutor de pressão diferencial para coletar as pressões, iniciou-se a coleta dos dados a cada 10 segundos, juntamente com o valor de rotação do motor para cada ventilador. Foi necessário gerar uma relação de pressão diferencial versus rotação do motor do ventilador, uma vez que para o experimento somente um transdutor estava disponível conforme já mencionado. As coletas de dados para realização desta curva de relação teve

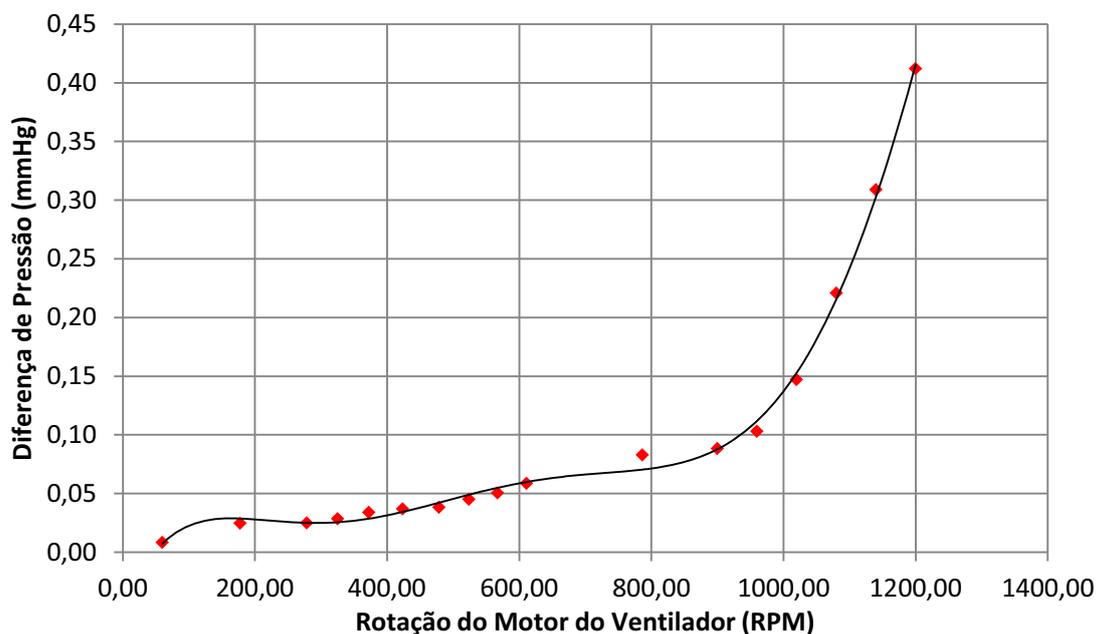
duração de uma semana para cada ventilador. Isso gerou exatamente 60.480 pontos de medição para cada uma das variáveis, sendo pressão diferencial dado em mmHg para o tubo de Pitot, e rotação do motor do inversor dado em RPM (rotações por minuto). Conforme já mencionado nas condições de contorno, a pressão interna da fornalha foi tomada como regime permanente, uma vez que não foi possível encontrar relação direta com a entrada de ar. O ventilador primário gerou a curva apresentada na Figura 28, e na Figura 29 pode ser visualizada a curva para o ventilador de ar secundário. É importante salientar que os pontos das curvas (Figura 28 e Figura 29) foram separados por faixas de valores de rotação do motor do ventilador conforme os pontos de diferença de pressão obtidos durante a coleta de dados.

Figura 28 - Curva de relação diferencial de pressão em função da rotação ventilador primário.



Fonte: O autor.

Figura 29 - Curva de relação diferencial de pressão em função da rotação do ventilador secundário.



Fonte: O autor.

Por meio das curvas, mostradas nas Figuras 28 e 29, foi possível obter a equação polinomial de regime, as quais foram utilizadas para os cálculos de obtenção da vazão volumétrica, tanto para o ventilador primário, quanto para o ventilador secundário. Tais equações são expressas pela Equação 5 (ventilador primário), e a Equação 6 para o ventilador secundário.

$$p_{DP} = (-3,66E - 13 * \tau^5) + (1,32E - 09 * \tau^4) - (1,8E - 06 * \tau^3) + (1,17E - 03 * \tau^2) - (0,339 * \tau) + 37,27 \quad (5)$$

$$p_{DS} = (-3,67E - 16 * \tau^6) + (1,61E - 12 * \tau^5) - (2,77E - 09 * \tau^4) + (2,41E - 06 * \tau^3) - (0,0011 * \tau^2) + (0,26 * \tau) - 23,63 \quad (6)$$

O valor de p_{DP} é o diferencial de pressão ventilador primário dado em mmHg para o tubo de Pitot do ventilador primário, p_{DS} é o diferencial de pressão ventilador dado em mmHg para o tubo de Pitot do ventilador secundário, e τ é a rotação do motor do ventilador dados em RPM.

4.6 Temperatura Ambiente

A caldeira em estudo possui uma gama de informações completas que podem ser utilizadas para a aquisição de dados e cálculos de eficiências. Para complementar as informações obtidas pelos instrumentos existentes na caldeira, foi necessário acrescentar mais uma medição, que embora seja armazenada juntamente com as outras, foi instalada de modo independente da caldeira. Tal variável é a temperatura ambiente do sistema, escolhida para compor o balanço de energia e cálculos de eficiência.

O equipamento utilizado para este monitoramento da temperatura ambiente foi um transdutor com as especificações abaixo, cuja funcionalidade é específica para se utilizar sensores tipo PT-100. A Figura 30 mostra o equipamento utilizado para esta aplicação.

- **Fabricante:** Iokogawa
- **Faixa de Medição:** 0 a 100°C
- **Modelo:** YTA 110
- **Suffix:** EA2DB/KU2
- **Número de Serie:** C2H915994839

Figura 30 - Transdutor utilizado para obter a temperatura ambiente.



Fonte: O autor.

4.7 Determinação do Teor de Umidade do Bagaço

Embora os dados de umidade de bagaço tenham sido fornecidos pela indústria, é importante ressaltar os equipamentos utilizados, assim como o método para determinação do mesmo. As amostras enviadas para análise de umidade, em sua totalidade foram retiradas da esteira de alimentação da caldeira. A Tabela 7 resume todas as informações provenientes da coleta dos materiais:

Tabela 7. Dados de análise do teste de umidade do bagaço de cana.

Descrição	Dados
Combustível	Bagaço de cana
Local de retiradas das amostras	Esteira de alimentação da caldeira
Quantidade de amostras em 24 horas	Aproximadamente 10 amostras
Acondicionamento das amostras antes do teste	Embalagem hermeticamente vedada
Tempo de duração da análise	35 minutos

Fonte: O autor.

O procedimento utilizado para análise da umidade das amostras de bagaço compreende em pesar 50g de bagaço em um recipiente próprio da estufa. Levar a amostra com o recipiente para a estufa de secagem a uma temperatura de 378,15K como variação de +/- 2K durante 30 minutos para que a massa da amostra se torne seca. O resultado da secagem é novamente pesado e através da Equação 7 se obtém o nível de umidade.

$$U = \frac{M_U - M_S}{M_U} * 100 \quad (7)$$

Sendo:

U = teor de umidade do bagaço, %

M_U = massa úmida da amostra, g

M_S = massa seca da amostra, g

Para realização destas análises se faz necessário dois equipamentos, sendo uma balança para pesagem das amostras, e uma estufa com ventilação

para secagem. Tanto a balança quanto a estufa podem ser visualizadas através da Figura 31 e Figura 32 respectivamente, assim como suas respectivas especificações.

Figura 31 - Balança.



Fonte: O autor.

- **Fabricante:** Bel
- **Modelo:** Mark 1300
- **Peso Máximo:** 1300g
- **Peso Mínimo:** 0,5g
- **Precisão:** +/- 0,01g

Figura 32 - Estufa de secagem de amostras de bagaço de cana.



Fonte: O autor.

- **Fabricante:** Tecnal
- **Modelo:** TE-060 Estufa Spencer
- **Precisão de Controle:** +/- 2K
- **Temperatura Máxima:** 393,15K
- **Potência:** 1620W

4.8 Determinação da umidade relativa do ar

Com o intuito de monitorar mais variáveis que pudessem ser utilizadas no processo de estudo comportamental do combustível, foi utilizado um medidor portátil de leitura da umidade relativa do ar de maneira direta. Por não se tratar de um equipamento preciso, o mesmo não foi utilizado para os cálculos da vazão mássica de ar, sendo utilizado somente para relação com o bagaço de cana. Embora o equipamento seja digital, ele não é um armazenador de dados, e, portanto, os dados medidos tiveram que ser coletadas manualmente, tomando por base o período da manhã, tarde e noite, tomando sempre os respectivos intervalos:

- 07h00min – 08h30min
- 12h00min – 13h30min
- 20h00min – 21h30min

O equipamento utilizado para coleta dos dados pode ser visualizado através da Figura 32, sendo que suas especificações aparecem na sequência.

Figura 33 - Termo-higrômetro digital.



Fonte: O autor.

- **Fabricante / Importador:** Cotronic Technology / Incoterm
- **Modelo:** 7663.02.0.00
- **Faixa de Temperatura Interna:** 273,15K a 323,15K
- **Faixa de Temperatura Externa:** -223,15K a 343,15K
- **Resolução Temperatura:** 0,1K
- **Precisão Temperatura:** +/- 1K
- **Faixa de Medição da umidade:** 15% a 95% UR
- **Resolução da umidade:** 1%
- **Precisão da umidade:** +/- 5%

4.9 Equações de desempenho térmico

O fluxo de calor foi calculado para cada variável independente, e seu cálculo se deu conforme a Equação 8. No fluxo do processo, que pode ser visualizado na Figura 11 apresentada no Item 4, é possível verificar que os gases de combustão tanto aquecem o ar secundário (cujo contato no equipamento ocorre primeiro) quanto o ar primário. Por se tratarem de fluxos onde existe contato indireto entre eles, uma forma eficiente de obter o desempenho global do equipamento é aplicando o balanço de energia

conforme Equação 9. Para ambas as equações, a propagação de erros é demonstrada no Apêndice I.

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (8)$$

$$Desempenho\ Térmico = \frac{\dot{Q}_{ar\ primário} + \dot{Q}_{ar\ secundário}}{\dot{Q}_{gas}} \quad (9)$$

Tem-se que \dot{Q} é o fluxo de calor dado em kJ/s, \dot{m} o fluxo de massa dado em kg/s, C_p é o calor específico à pressão constante dado em kJ/kg, e ΔT é o diferencial de temperatura de entrada e saída no trocador de calor dado em K. Os valores utilizados para o C_p do ar foi retirado de tabela termodinâmica (ÇENGEL; BOLES, 2006). Para o calor específico utilizado para os cálculos de fluxo de calor dos gases de combustão, foi necessário utilizar um software de combustão VULCANO versão 1.1 de 08/05/2006.

Para a obtenção dos fluxos de massa do ar secundário e do ar primário, a densidade para ar utilizada foi de (ρ) de 1,1245 kg/m³. Este valor foi admitido com base na altitude em relação ao nível do mar da cidade de Lins-SP, local onde a termoelétrica está instalada. A equação para o cálculo da velocidade máxima do ar que escoar pelo tubo é dada através da equação de Bernoulli dada pela Equação 10 (propagação de erros determinado no Apêndice I). Devido ao escoamento turbulento do ar no duto da caldeira, a velocidade máxima foi considerada como média (Equação 11).

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 * (p_0 - p)}{\rho_{ar}}} \quad (10)$$

$$v_{med} = V_{max} \quad (11)$$

Sendo p_0 a pressão de estagnação dado em mmHg, p a pressão estática do duto em mmHg, e ρ_{ar} a densidade do ar dado em kg/m³. Para a Equação 11,

v_{med} representa o valor da velocidade média dado em m/s, e V_{max} é a velocidade máxima obtida através da Equação 10 dado em m/s.

Um dos métodos utilizados para cálculo de desempenho é o método ASME PTC 4.3, definido na Equação 12 (propagação de erros determinado no Apêndice I). Basicamente admite como pontos importantes também as temperaturas de entrada e saída de cada componente, e acrescenta um indexador de vazamento de ar, que para conseguir comparar com o modelo aqui determinado de convencional foi tido como nulo. Já para o desempenho pelo método aqui definido como convencional, a temperatura de saída dos gases foi definida como a do ambiente. Isto é importante para verificar a faixa de oportunidade que o sistema oferece, uma vez que a temperatura limite de projeto, como forma de segurança, não permitindo que a temperatura dos gases se aproxime do ponto de orvalho, e se condense (tornando-se ácidos) é de 431,15K.

$$Desempenho\ Térmico\ ASME = \frac{T_{EG} - \left(\frac{A_L * C_{pA} * (T_{SG} - T_{EA})}{100 * C_{pG}} + T_{SG} \right)}{T_{EG} - T_{EA}} * 100 \quad (12)$$

Onde T_{EG} é a temperatura de entrada do gás [K], T_{SG} é a temperatura de saída do gás [K], A_L é a porcentagem de vazamento de ar, C_{pA} é o calor específico do ar [kJ/kg], C_{pG} é o calor específico do gás [kJ/kg], T_{EA} é a temperatura de entrada de ar (temperatura ambiente) [K].

4.10 Equações de análise econômica

Quando analisada a situação de balanço de energia para o pré-aquecedor de ar da caldeira, é possível levantar as perdas por energia não absorvida pelo ar. Quando comparado estas perdas do pré-aquecedor de ar com as perdas globais da caldeira, pode-se destacar, e converter a energia em valores termoeconômicos. A Equação 13 e Equação 14 demonstram como realizar tal conversão.

$$P_T = \left(\frac{PCI * B_C}{1000} \right) - \left(\left[\frac{PCI * B_C}{1000} \right] * \eta_{MD} \right) \quad (13)$$

$$V_F = \left(\frac{P_T + P_L}{PCI} * Pr_B \right) \quad (14)$$

Sendo:

P_T = Perdas totais da caldeira (GJ);

PCI = Poder calorífico inferior do bagaço de cana (kJ/kg);

B_C = Bagaço de cana consumido (ton);

V_F = Volume financeiro (R\$);

P_L = Perdas locais do pré-aquecedor de ar (GJ);

Pr_B = Custo do bagaço de cana (R\$/kg);

η_{MD} = Rendimento Método Direto.

5 – APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

5.1 Primeira Análise

Uma prévia dos dados coletados logo após a instalação dos instrumentos da caldeira deu-se em um intervalo de 480 horas de operação da caldeira. No primeiro momento de coletas, todos os dados referentes ao regime transiente do equipamento (caldeira) não foram considerados a fim de entender o seu comportamento em regime permanente.

O intervalo de coleta dos dados para a realização da primeira análise se resumem na Tabela 8.

Tabela 8. Resumo do período das variáveis coletadas.

Descrição	Dados
Data início do monitoramento:	26/03/2012
Data término do monitoramento:	14/04/2012
Tempo monitorado:	20 dias
Intervalo de coleta dos dados:	10 segundos
Quantidade de dados coletados por variável monitorada:	172.800,00
Tempo efetivo utilizado para os cálculos:	20 dias

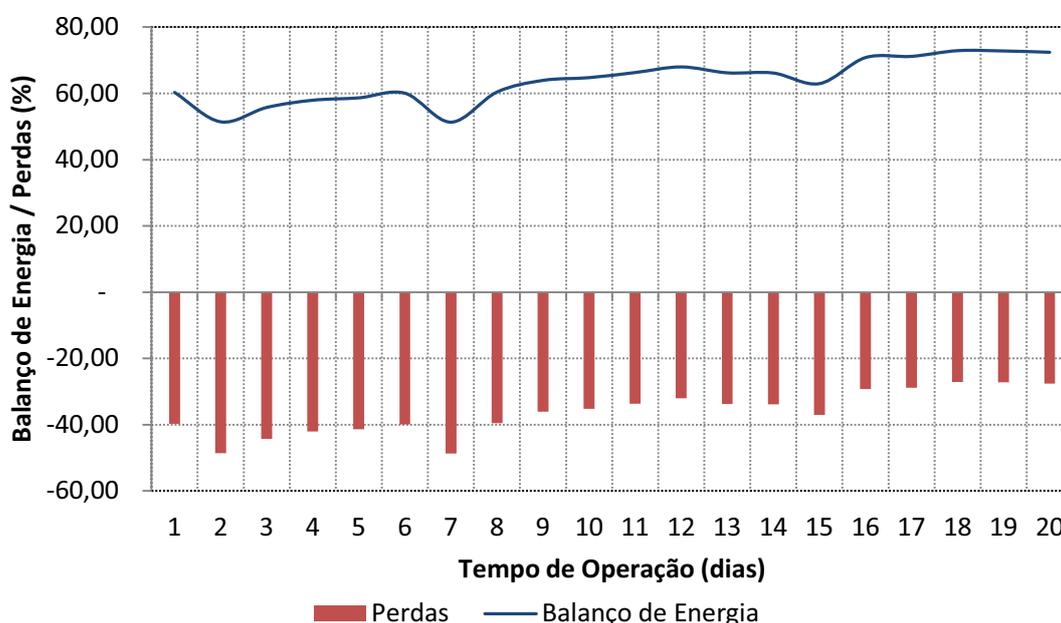
Fonte: O autor.

Embora o período de coletas possa parecer pequeno, é possível garantir uma quantidade interessante de dados. Apenas o balanço de energia entre os fluxos foi calculado. O intuito destes cálculos foi o de obter a energia líquida absorvida pelos fluxos de ar primário e secundário, assim como encontrar a quantidade de energia não absorvida pelo fluxo de ar, arrastadas pelo fluxo de gases ou perdas para o ambiente externo do equipamento.

Os resultados apresentados graficamente através da Figura 34 e numericamente através da Tabela 9 mostram uma variação de aproximadamente 21 pontos percentuais da energia líquida absorvida pelos fluxos de ar primário e secundário. A propagação de erros, conforme Apêndice (1), para o balanço de energia foi estimado em $\pm 1,41\%$. O foco dos resultados deu-se no dia 2 e no dia 7, cujos valores se apresentaram na faixa de $50\% \pm$

1,41%. Para esses resultados, é possível notar que os valores não apresentam coerência do ponto de vista energético, uma vez que a energia absorvida deveria se aproximar de 100%. Entretanto, os resultados abrem margem para uma verificação mais detalhada do ponto de vista da instrumentação e físico do trocador de calor. Na média geral, os valores da energia líquida absorvida pelo ar se estabeleceram em torno de $65\% \pm 1,41\%$.

Figura 34 - Comportamento da energia líquida absorvida pelo ar primário e secundário, e energia perdida através dos gases e paredes do pré-aquecedor de ar.



Fonte: O autor.

Tabela 09. Resultados numéricos da energia absorvida pelo ar e perda total de energia no pré-aquecedor.

Data	Energia Líquida Absorvida pelo ar	Perdas
26/03/2012	60,29% ± 1,41%	-39,71% ± 1,41%
27/03/2012	51,42% ± 1,41%	-48,58% ± 1,41%
28/03/2012	55,75% ± 1,41%	-44,25% ± 1,41%
29/03/2012	57,94% ± 1,41%	-42,06% ± 1,41%
30/03/2012	58,65% ± 1,41%	-41,35% ± 1,41%
31/03/2012	60,06% ± 1,41%	-39,94% ± 1,41%
01/04/2012	51,31% ± 1,41%	-48,69% ± 1,41%
02/04/2012	60,41% ± 1,41%	-39,59% ± 1,41%
03/04/2012	63,93% ± 1,41%	-36,07% ± 1,41%
04/04/2012	64,75% ± 1,41%	-35,25% ± 1,41%
05/04/2012	66,29% ± 1,41%	-33,71% ± 1,41%
06/04/2012	67,99% ± 1,41%	-32,01% ± 1,41%
07/04/2012	66,20% ± 1,41%	-33,80% ± 1,41%
08/04/2012	66,14% ± 1,41%	-33,86% ± 1,41%
09/04/2012	62,94% ± 1,41%	-37,06% ± 1,41%
10/04/2012	70,80% ± 1,41%	-29,20% ± 1,41%
11/04/2012	71,17% ± 1,41%	-28,83% ± 1,41%
12/04/2012	72,89% ± 1,41%	-27,11% ± 1,41%
13/04/2012	72,81% ± 1,41%	-27,19% ± 1,41%
14/04/2012	72,41% ± 1,41%	-27,59% ± 1,41%

Fonte: O autor.

Do ponto de vista da instrumentação, todos os pontos instalados passaram por uma verificação criteriosa para identificar possíveis anomalias que pudessem ser relacionadas aos resultados apresentados na Figura 34. Os pontos analisados não apresentaram desvios suficientes que justificassem os baixos valores de energia líquida absorvida pelo ar.

Por sua vez, durante as inspeções físicas do pré-aquecedor de ar, foram encontrados desvios que justificam a grande variação dos resultados do balanço de energia; sendo:

- Entrada de ar primário: o banco de tubos, pelos quais os gases de combustão escoam internamente, apresentaram pontos de ruptura e corrosão próximos à entrada de ar (primário) do duto do pré-aquecedor.

- Entrada de ar secundário: os tubos próximos à entrada de ar secundário foram os que mais apresentaram corrosão e ruptura (como mostrado na Figura 35). Esse é o ponto que mais sofre o processo corrosivo devido ao grande diferencial de temperatura entre os fluidos, sendo aproximadamente 573,15K para os gases de combustão contra aproximadamente 298,15K do ar secundário.

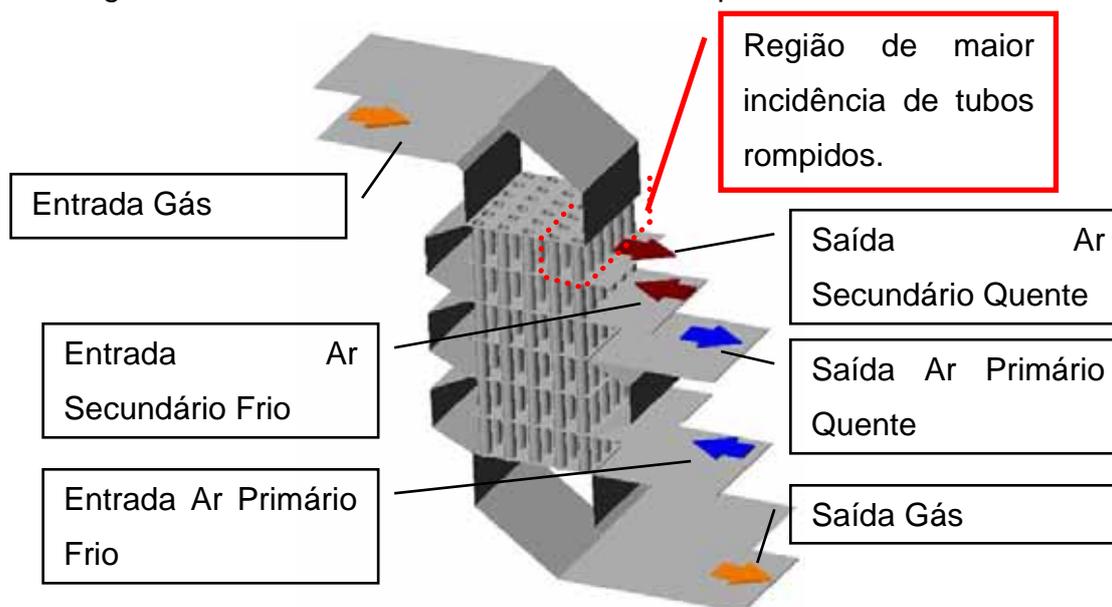
Figura 35 - Banco de tubos danificados.



Fonte: O autor.

Os altos valores de perdas pelo balanço de energia do sistema estão diretamente relacionados com o vazamento apresentado devido ruptura dos tubos do pré-aquecedor de ar por corrosão. Em média foram encontrados cerca de 400 tubos em estado crítico (aproximadamente 13% do total). Através da Figura 36 é possível identificar o local onde ocorreu a maior incidência de tubos rompidos.

Figura 36 - Ponto de incidência de tubos rompidos



.Fonte: O autor.

Após esta constatação de deficiência do processo de troca térmica, assim como o efeito negativo sobre o processo de combustão, a empresa definiu efetuar não somente a substituição dos tubos visualmente danificados, como também todos os existentes do pré-aquecedor de ar. Esta decisão foi efetuada devido a grande mobilização para esta manutenção, e também porque dificilmente seria possível constatar defeitos nos tubos do centro do pré-aquecedor de ar. Para este estudo em questão, a decisão de substituir os materiais danificados foi de grande valia, principalmente por ser possível analisar um sistema ideal (novo), onde o vazamento entre os fluxos são praticamente nulos, e desta forma, podem ser desconsiderados. Através das Figuras 37, 38, 39 e 40 é possível ter uma ideia do trabalho executado para a substituição dos tubos de pré-aquecedor de ar.

Figura 37 - Preparação para retirada do banco de tubos danificados.



Fonte: O autor.

Figura 38 - Tubos novos para o pré-aquecedor de ar aguardando instalação.



Fonte: O autor.

Figura 39 - Processo de instalação dos novos tubos no pré-aquecedor.



Fonte: O autor.

Figura 40 - Tubos danificados retirados do pré-aquecedor.



Fonte: O autor.

5.2 Segunda Análise

Após o retorno do processo, já com o sistema do pré-aquecedor de ar reformado com a substituição de 100% dos tubos, iniciou-se novamente a coleta de dados para realização da segunda análise de balanço de energia, assim como calcular a eficiência térmica efetiva do equipamento. Para a segunda análise, um comparativo entre a norma ASME PTC 4.3 (ASME, 1968) para testes de desempenho para pré-aquecedores de ar de caldeira, e o cálculo de desempenho aqui definido como convencional foram feitos. Não somente as equações, mas também os valores de densidade do ar, coeficiente de calor para o ar e gases de combustão foram os mesmos.

O objetivo desta segunda análise foi comparar e ilustrar os resultados alcançados entre os dois diferentes métodos de análise de desempenho. O tempo total de dados, assim como o resumo do período analisado está descrito na Tabela 10. Da mesma forma como na primeira análise, os valores dos dados relativos aos transientes de partida e parada foram desconsiderados, ou seja, somente os dados relativos aos dados do regime permanente foram considerados.

Tabela 10. Resumo do período das variáveis coletadas.

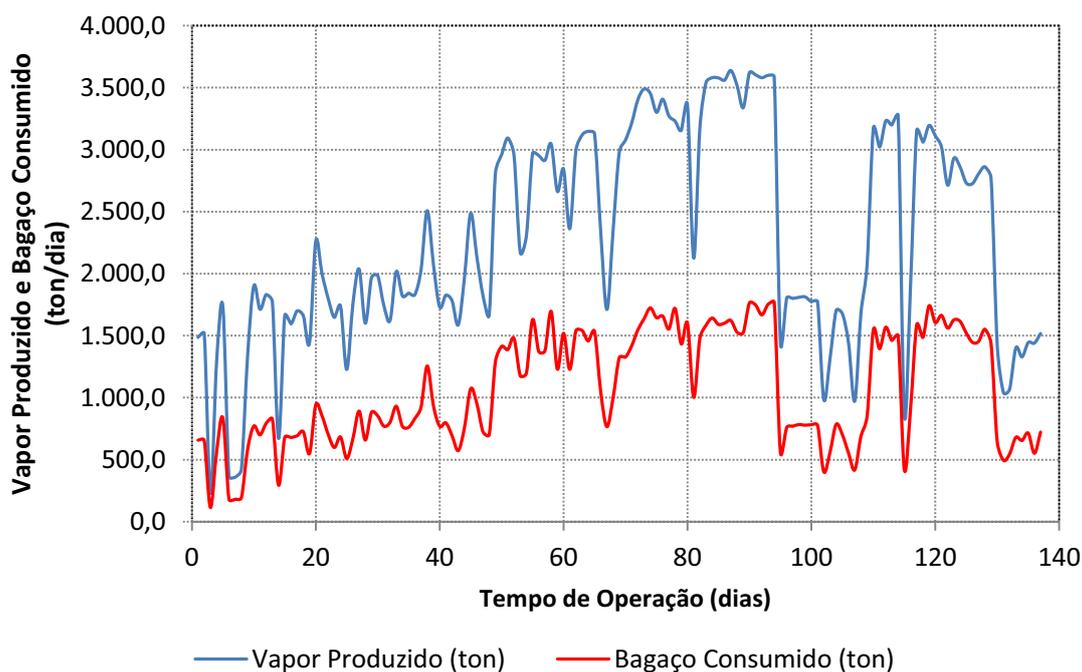
Descrição	Dados
Data início do monitoramento:	02/08/2012
Data término do monitoramento:	28/02/2013
Tempo monitorado:	211 dias
Intervalo de coleta dos dados:	10 segundos
Quantidade de dados coletados por variável monitorada:	1.823.040,00
Tempo efetivo utilizado para os cálculos:	136 dias

Fonte: O autor.

A Tabela 10 deixa explícito um aproveitamento de apenas 64,45% do tempo total coletado no período supracitado. Este índice de aproveitamento do tempo deve-se aos períodos transientes nas partidas e paradas da caldeira, incluindo também as manutenções preventivas, paradas corretivas, e paradas emergenciais.

O gráfico mostrado na Figura 41 é uma evolução da quantidade de vapor produzido no período efetivamente utilizado, ou seja, 136 dias, assim como a quantidade de combustível (bagaço) consumido pela caldeira para o mesmo período de tempo. Nessa análise gráfica, é possível notar uma grande variação dos volumes de vapor produzidos diariamente. Esta variação está diretamente relacionada com os preços de energia elétrica que o mercado ofereceu no período, ou seja, no intervalo que compreende o primeiro e o octagésimo quinto dia, a produção de vapor obteve uma evolução positiva. Isto não ocorreu no intervalo do octagésimo sexto e o centésimo décimo dia. Para este período, a geração de energia ficou limitada a suprir o consumo interno, o que solicitou uma demanda baixa de vapor. Após o período de baixa produção de vapor (após o centésimo décimo dia) a caldeira obteve novamente uma evolução positiva devido ao alto preço praticado pelo mercado de energia elétrica no Brasil. É importante ressaltar que ambos os valores de quantidade de vapor e quantidade de bagaço de cana utilizado para a geração do gráfico, são provenientes de transdutor de vazão (quantidade de vapor), e balança automática (quantidade de bagaço consumido).

Figura 41 - Vapor produzido x bagaço de cana consumido.



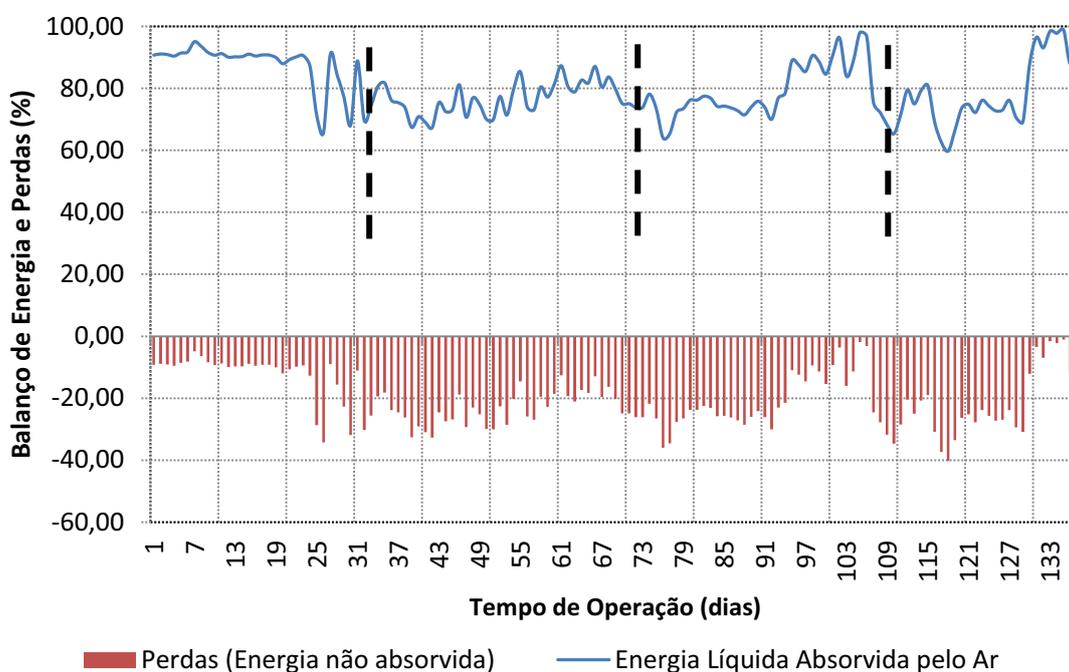
Fonte: O autor.

Para comprovar a eficiência da substituição completa dos tubos do pré-aquecedor de ar no ponto de vista das condições de contorno definidas anteriormente, o mesmo processo de cálculo para obter a energia líquida absorvida pelo ar foi realizada. A Figura 42 mostra graficamente o resumo destes dados calculados.

Através dos resultados gráficos demonstrados na Figura 42 é possível avaliar uma maior consistência dos dados, mesmo com certa variação do processo ao longo do período amostrado. Para melhor visualizar os resultados, barras separadoras verticais (em cor preta) foram utilizadas, identificando 3 períodos operacionais. Tais períodos são provenientes às paradas de manutenção ocorrida, ou seja, períodos que antecederam e sucederam as paradas da caldeira. Mesmo retirando as rampas de aceleração e desaceleração (períodos transientes) da caldeira durante as paradas, é possível identificar uma alta variação dos valores da energia líquida absorvida pelo ar, porém com tais valores absolutos possuindo maior coerência e consistência. Na mesma figura, é possível visualizar também a diferença entre

a energia total disponível e a energia líquida absorvida pelo ar, identificada como “Perdas”. O volume de energia do item “Perdas” representa não somente a energia não absorvida pelo ar, como também as perdas para o ambiente através das paredes do equipamento. Em média, o valor de energia absorvida pelo ar foi estimado em $80\% \pm 1,41\%$. O volume de energia perdida que ainda faz parte dos gases de combustão é eliminado para a atmosfera através da chaminé do equipamento.

Figura 42 - Evolução da energia líquida absorvida pelo ar e energia não absorvida.

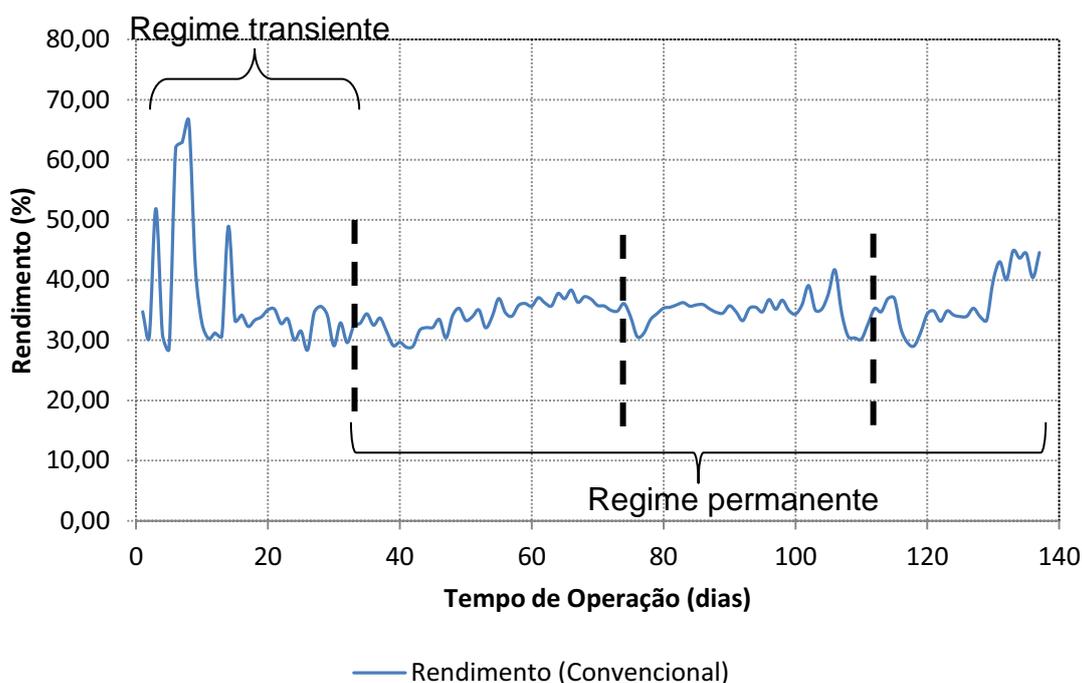


Fonte: O autor.

A primeira análise de desempenho do equipamento foi através do método aqui definido como convencional. Este método utiliza também a Equação 9. A grande diferença deste cálculo para o de energia líquida absorvida pelo ar, é que neste segundo caso a temperatura do gás de saída é tido como ambiente, ou seja, neste segundo método é possível calcular a taxa de desempenho real do sistema. A Figura 43 apresenta os resultados efetivamente encontrados em forma gráfica para o período observado. A figura em questão é identificada em duas situações chamadas de regime transiente e

regime permanente. A situação transiente é onde o processo se inicia após a grande manutenção ocorrida, citada na primeira análise. Seu comportamento oscila drasticamente até a proximidade da parada da caldeira (identificado na barra vertical de cor preta). Na média o desempenho ficou em $35\% \pm 0,5\%$. A conclusão desta figura é que a grande oscilação do desempenho foi causada pelo acúmulo de óleo interno de proteção dos tubos, isto por se tratarem de tubos novos. Na segunda situação identificada como regime permanente, já é possível verificar a diminuição da variação da eficiência do pré-aquecedor de ar, mesmo próximo às regiões que antecedem e sucedem as paradas da caldeira (barras verticais na cor preta).

Figura 43 - Comportamento do rendimento térmico do pré-aquecedor de ar | Método Convencional.

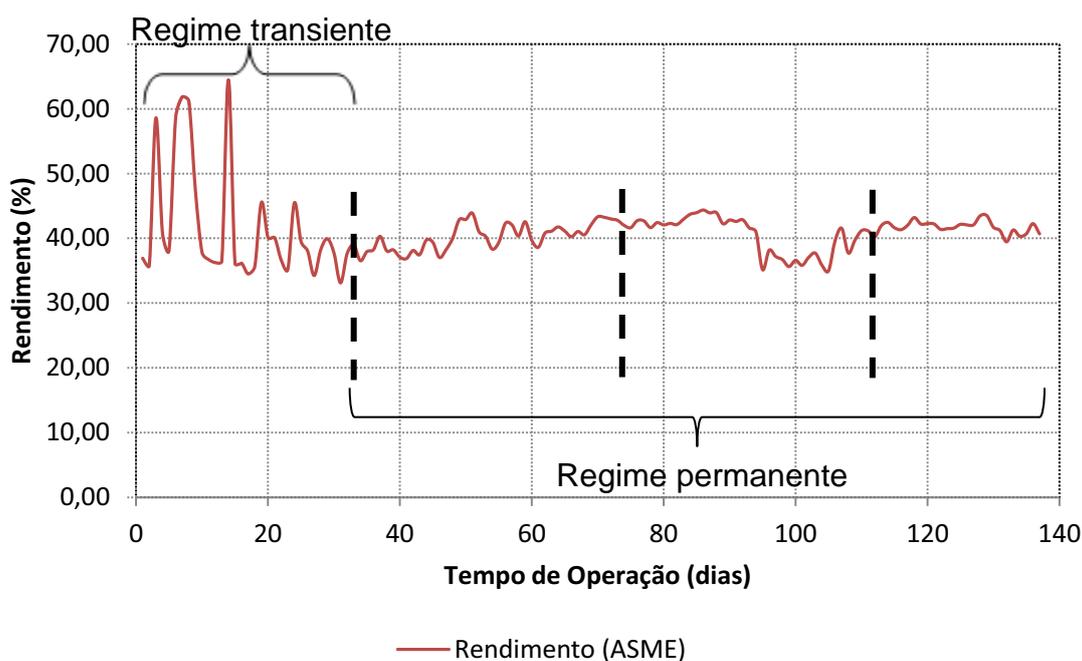


Fonte: O autor.

O cálculo do desempenho do pré-aquecedor de ar da caldeira estudada também foi realizado através do teste indicado pela ASME. Tal teste possui número de identificação PTC 4.3. A equação utilizada para esta determinação de eficiência térmica está descrita na Equação 12 do Item 4. Através dessa equação é possível concluir que em geral são utilizadas as mesmas variáveis

de processo do método tido como convencional. As maiores diferenças entre os dois métodos é o fato de o método convencional possuir os fluxos mássicos de ar e gás, e principalmente por não possuir um indexador que quantifique possíveis vazamentos de ar entre os fluxos, que nesse caso considera-se nulo. A Figura 44 mostra de forma simplificada a evolução do desempenho térmico calculado pelo método ASME PTC 4.3. Assim como no método convencional, a figura apresenta separação da situação transiente, e situação permanente. Da mesma forma como visto no resultado do método convencional, existe uma alta variação até a primeira parada da caldeira, cuja indicação é realizada pela primeira barra vertical da cor preta (da esquerda para direita). Na segunda situação, tida como permanente, o processo se estabiliza e não apresenta grande variação, mesmo apresentando duas paradas da caldeira dentro desse segundo intervalo (barras verticais da cor preta). Dessa forma, a grande variação de desempenho térmico tido no início do processo (transiente) é decorrente do óleo interno de proteção dos tubos contra corrosão, provenientes da siderurgia. Na média o valor do método ASME se estabeleceu em $40\% \pm 0,021\%$.

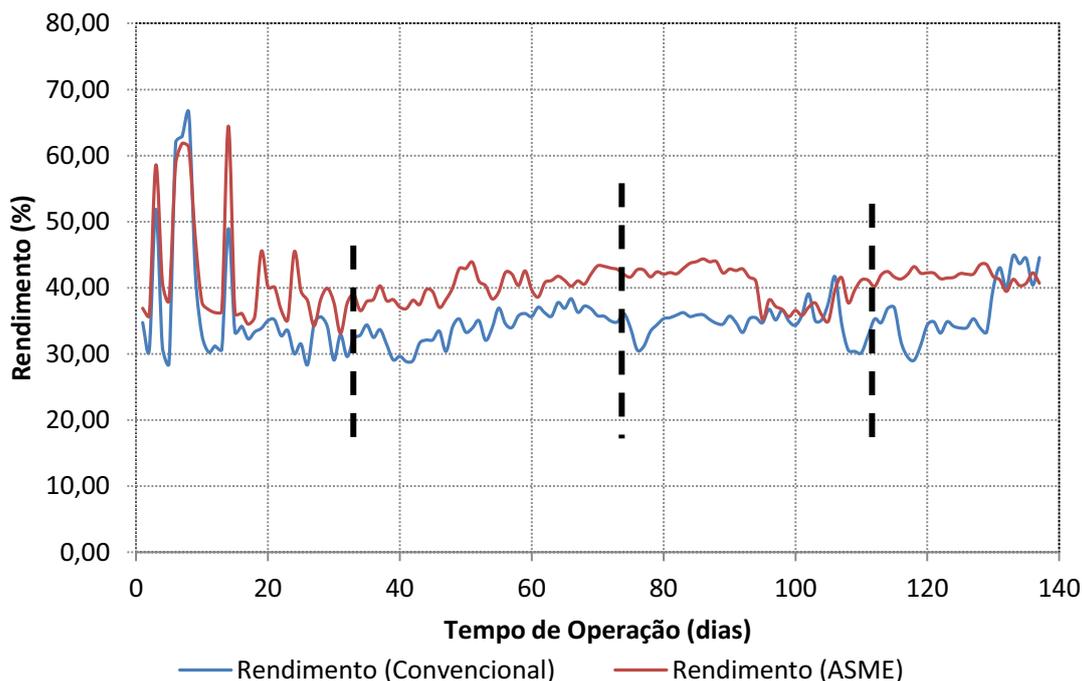
Figura 44 - Comportamento transitório do desempenho térmico do pré-aquecedor de ar | Método ASME.



Fonte: O autor.

A melhor forma de avaliar o perfil do desempenho térmico proveniente dos cálculos; método definido aqui como convencional (Figura 43) versus método de cálculo ASME (Figura 44), é a sobreposição de dados. Os dois perfis foram calculados com base em dados obtidos em mesmo período e intervalo de tempo. Este tipo de análise se torna uma importante ferramenta de comparação de resultados. A Figura 45 resume tais resultados de eficiência térmica. Tais resultados gráficos mostram com clareza a variação de desempenho térmico entre os dois métodos. De forma resumida existe uma lacuna de aproximadamente 7 (sete) pontos percentuais na maior parte do tempo. O desenho do perfil entre os dois métodos são muito parecidos. Na partida do processo com os tubos novos, tal variação entre os dois métodos é mínima em alguns casos que antecedem o vigésimo dia analisado. O perfil entre eles se mantém o mesmo até a proximidade o centésimo quadragésimo dia. Nesse período o resultado de desempenho térmico para o método convencional aumenta e se aproxima do valor calculado do método ASME. O principal motivo dessa diferença de resultados, não somente desse último período pelo método convencional em comparação ao método ASME, é justamente as variáveis de fluxo mássico que é medido através de tubos de Pitot e tubo de Venturi, e que fazem parte somente dos cálculos do método convencional. Embora exista uma variação dos resultados entre os métodos aqui demonstrados, é importante mencionar o fato de ambos possuírem em sua grande maioria o mesmo perfil de desempenho térmico. Esse fato é importante para demonstrar que o método convencional com leituras de fluxos mássicos também está sendo aplicado com confiabilidade neste trabalho.

Figura 45 - Comparativo entre métodos de eficiência.



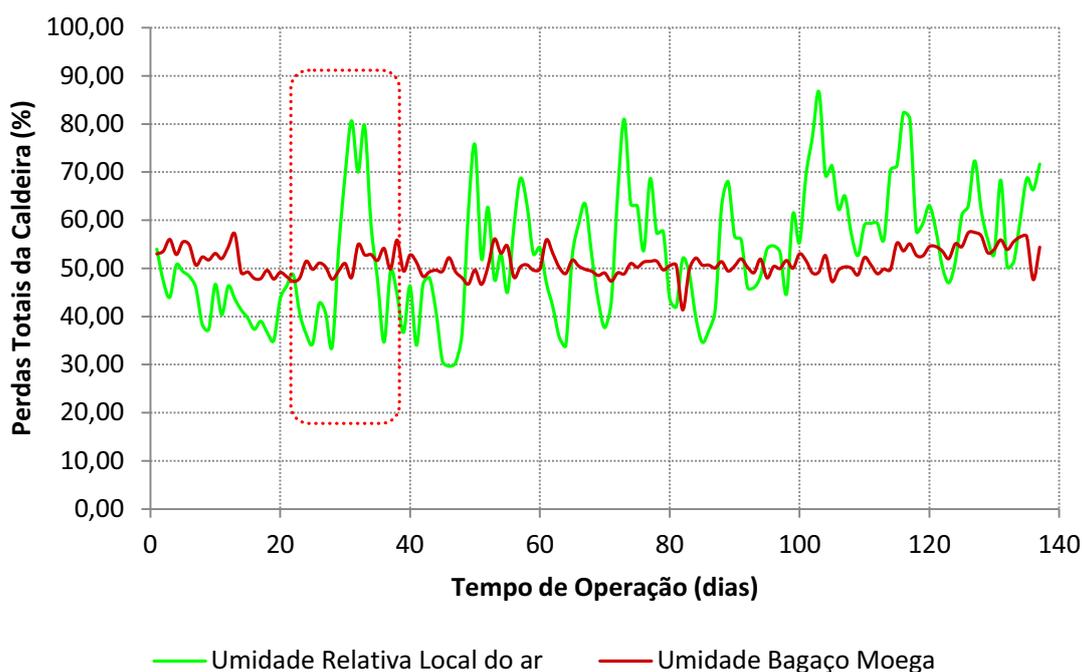
Fonte: O autor.

Outra importante análise de eficiência térmica é realizada quando aplicado a Equação 1 dada por Nogueira L, Rocha e Nogueira F. (2005) expressa no Item 3, denominado cálculo por método direto. Essa equação, no entanto é utilizada para atingir os valores de eficiência térmica global da caldeira. Este modelo de cálculo agrega valor a este trabalho, uma vez que por ele é possível tirar inúmeras conclusões não somente para o equipamento estudado, mas para qualquer outro tipo de caldeira.

A umidade da matéria-prima para o processo de conversão química de energia (combustão) é o que de maneira geral mais impacta para o processo de eficiência térmica no conjunto. Dessa forma, análises de umidade do combustível foram retiradas no mesmo período da coleta dos dados de processo, não somente do pré-aquecedor de ar quanto da caldeira, como vazão de vapor, temperatura e pressão. Como de fato o bagaço de cana é estocado em pátio aberto, a umidade relativa do ar possui grande ação sobre tais resultados. Para agregar dados nas análises de umidade realizadas, uma comparação com a umidade relativa do ar para o mesmo período foi

estabelecida. Essa comparação de umidade do combustível versus umidade relativa do ar é mostrada na Figura 46. Nos momentos em que a umidade relativa do ar aumenta consideravelmente (ocorrida em grande maioria por chuvas), é possível analisar um leve aumento da umidade do combustível. Um exemplo deste perfil de variação da umidade do combustível pela variação da umidade relativa do ar pode ser identificado através da área pontilhada em vermelho no gráfico. A época em que os dados foram coletados foi marcada por inúmeras chuvas na região em que a caldeira está localizada. Após o centésimo dia a variação de umidade do combustível se atenua mais, atingindo valores acima de 53% de umidade, valor este que prejudica o rendimento da caldeira.

Figura 46 - Evolução da umidade relativa do ar x umidade do bagaço de cana alimentado na caldeira.



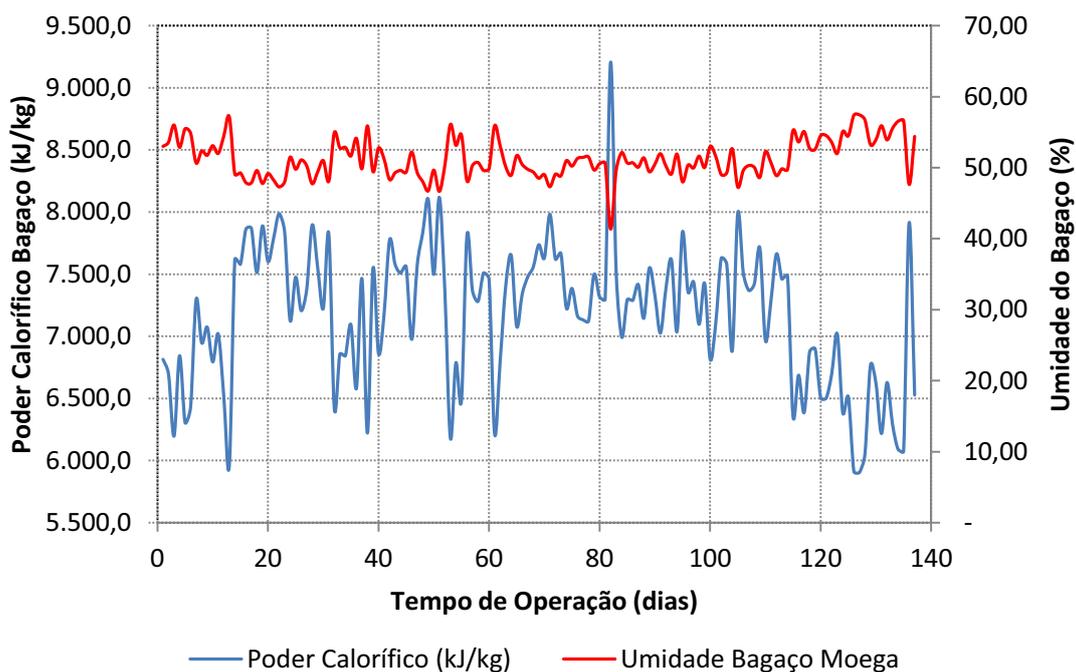
Fonte: O autor.

Para calcular a eficiência global da caldeira, é necessário possuir o poder calorífico inferior do combustível. Esse poder calorífico é facilmente calculado utilizando os resultados de umidade do bagaço de cana através da Equação 2 dada por Hugot (1969), também descrita no Item 3. Embora o poder

calorífico seja extremamente sensível à umidade (quantidade de água presente no combustível), Hugot acrescenta para o bagaço de cana uma variável de percentagem de açúcar contido no combustível. Pelo fato da empresa não realizar tal análise para obter esta variável, foi estabelecido uma condição de contorno, determinando o 1,86% para esta variável de açúcar contido no bagaço de cana; um número que na média se obtém em usinas de açúcar e álcool do interior paulista. A melhor ilustrar as variações de umidade e seu efeito sobre o poder calorífico inferior do bagaço de cana, a Figura 47 foi desenvolvida. Vale ressaltar dois períodos mais intensos de aumento da umidade do bagaço, sendo; até o dia 20 e após o dia 100.

Este último período citado contempla os meses de janeiro e fevereiro, o qual historicamente possui maior concentração de chuvas. Outro fato importante a ser notado, é que o comportamento do poder calorífico é linear. Embora a equação de Hugot possua uma variável de percentagem de açúcar contida no bagaço, este número é muito menos sensível que o valor de percentagem de umidade. Por isso o comportamento oposto do poder calorífico inferior à umidade. Outro fator importante a ser citado é que as análises de umidade foram retiradas do bagaço que foi alimentado na caldeira em tais períodos a fim de calcular a real eficiência térmica da caldeira.

Figura 47 - Umidade de bagaço de cana x poder calorífico inferior.

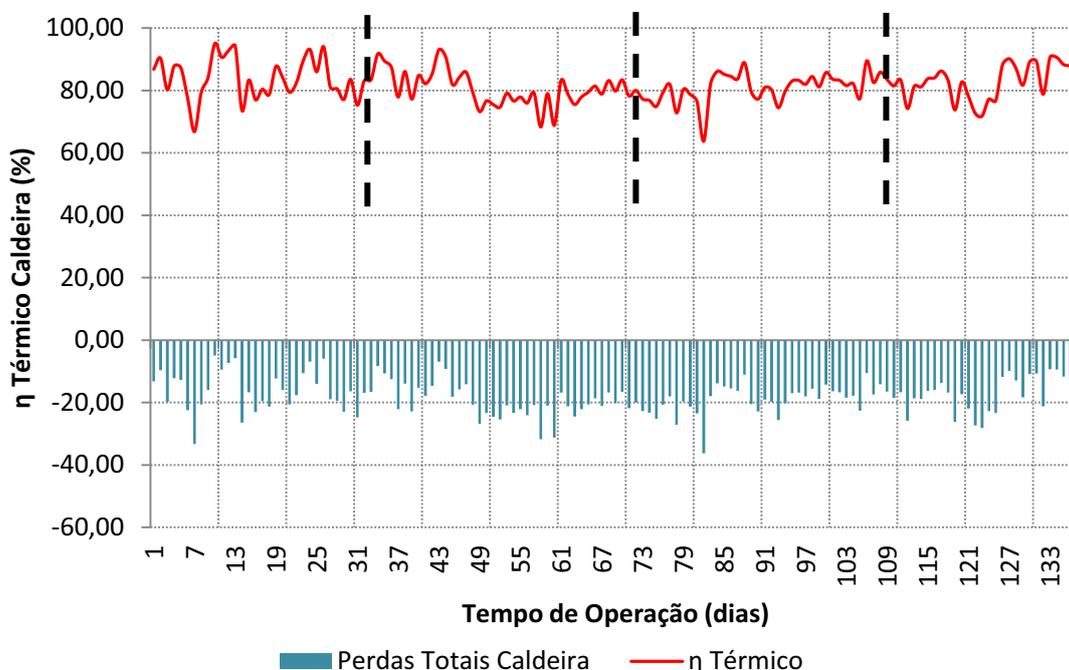


Fonte: O autor.

Com os dados de poder calorífico calculado, e os valores de processo já convertidos em energia (entalpia), foi possível desenvolver o perfil de eficiência global da caldeira pela equação do método direto já mencionado. Além do perfil de eficiência, através desta equação é possível quantificar também as perdas globais da caldeira. A Figura 48 mostra em forma gráfica tais resultados calculados. Na figura existem três separadores (barras verticais na cor preta) que identificam os momentos que precederam e sucederam as três paradas ocorridas na caldeira para manutenção. Inúmeras variáveis interferem para a variação destes resultados. Pode-se considerar a umidade do combustível como sendo um das principais causas que contribuem para a variação da eficiência global da caldeira. No primeiro período que vai até aproximadamente o dia 31 é possível verificar uma variabilidade de valores de eficiência térmica. Isto é facilmente compreendido quando se analisa a Figura 46. Nessa figura é demonstrado que no início do processo de produção, uma alta umidade de bagaço de cana era utilizada para combustão na caldeira, o que reduziu a eficiência global. Isto também pode ser observado para os outros períodos. De

maneira geral, a eficiência global da caldeira atingiu em média 82%, e suas perdas a diferença, ou seja, 18% aproximadamente.

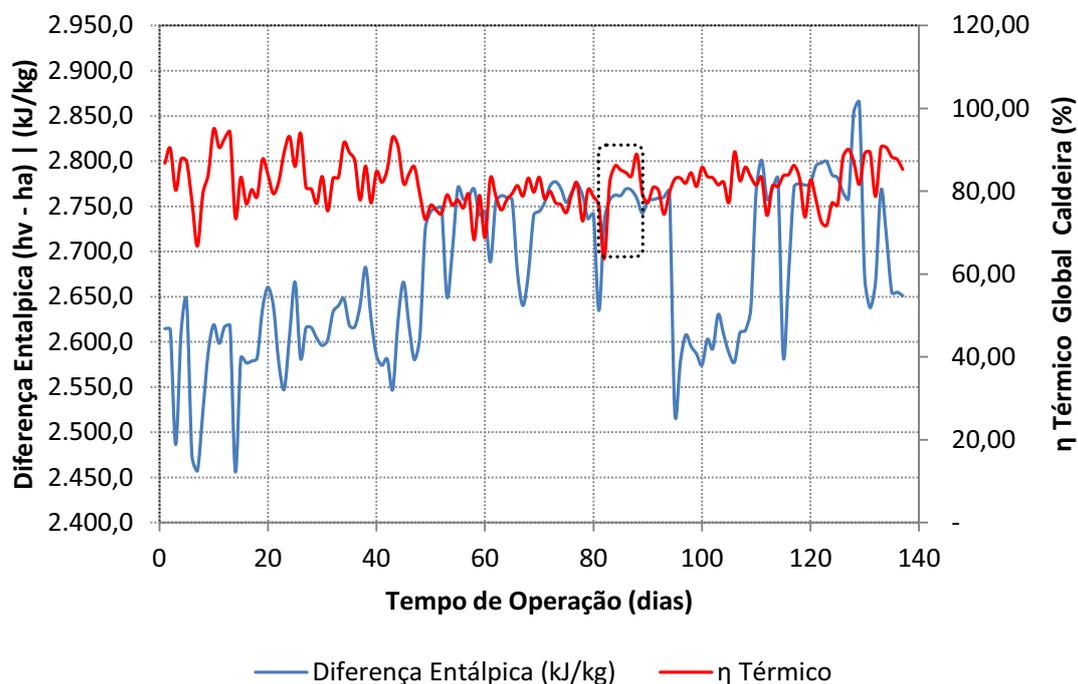
Figura 48 - Rendimento térmico x perdas totais da caldeira.



Fonte: O autor.

Por se tratar de um processo altamente variável, uma condição importante é analisar o rendimento térmico juntamente com a diferença entre a entalpia de entrada da água e saída de vapor para analisar sua relação. A Figura 49 resume a operação da caldeira de forma a relacionar estes pontos. Analisando tal figura, não se pode concluir que o rendimento térmico aumenta com a diminuição do salto entálpico, uma vez que em determinados pontos não ocorre esta relação, a exemplo da área pontilhada identificada na figura. O que ocorre é que além da diferença de entalpia, existe o fator umidade da matéria-prima; isto é claro quando se exclui as perdas por radiação para esta análise. Entretanto em determinados casos, pode ocorrer da entalpia da água de alimentação estar baixa, e a produção de vapor alta. Esta situação prejudica o rendimento térmico principalmente se a matéria-prima estiver com umidade acima do especificado (52% - valor de projeto).

Figura 49 - Rendimento térmico da caldeira x diferença entálpica entre entrada de água e saída de vapor.



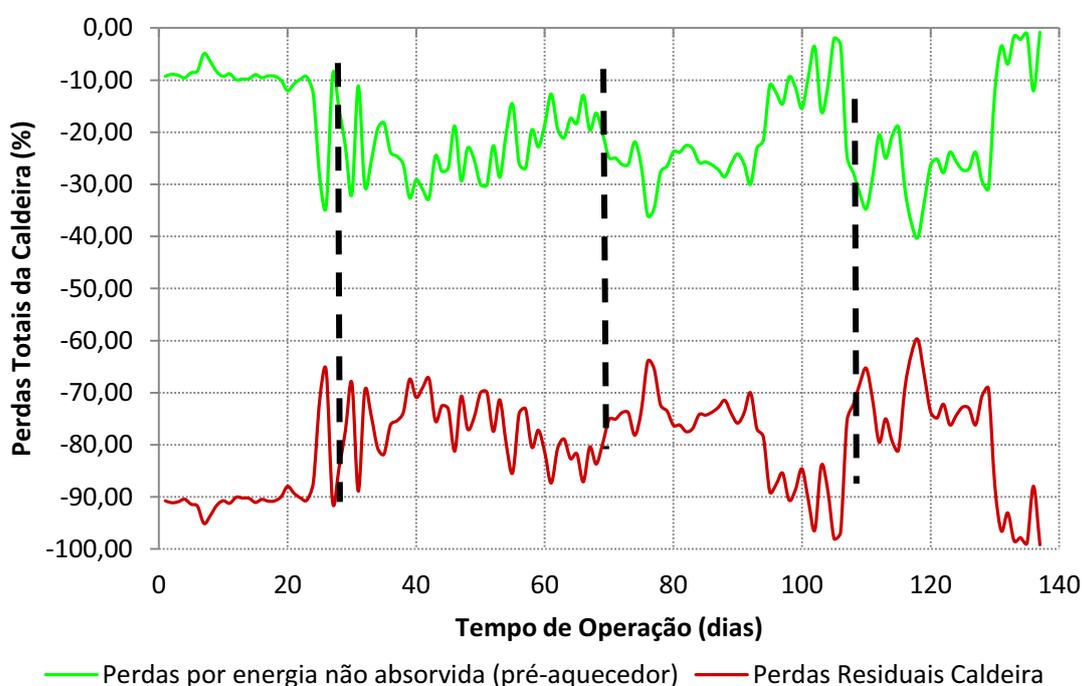
Fonte: O autor.

Com os resultados globais de rendimento térmico, tanto no pré-aquecedor de ar quanto para a caldeira, é possível conhecer a quantidade de perdas obtidas durante o processo. Existem diversas perdas não medidas neste trabalho, dentre elas, perdas por radiação, purga de fundo da caldeira, calor por cinzas, dentre outros. A forma encontrada neste trabalho de comparar o quanto representa o volume de perdas do pré-aquecedor de ar nas perdas globais da caldeira foi sobrepondo tais resultados. Foram realizadas duas comparações de perdas do pré-aquecedor de ar com a perda global da caldeira. A perda por energia líquida não absorvida pelo ar (dados da Figura 42 – no cálculo de balanço de energia), e perdas do pré-aquecedor pelo método aqui denominado convencional (dados de perdas calculados da Figura 43 – no cálculo de desempenho térmico).

O comparativo entre as perdas térmicas globais da caldeira versus perdas por energia líquida não absorvida pelo ar está mostrado na Figura 50. Esta figura representa 100% das perdas da caldeira, e é utilizado para verificar

qual a percentagem de perdas líquidas não absorvidas pelo ar em relação ao volume total de perdas da caldeira. Em alguns momentos como demonstrado na separação do último período (terceira barra vertical da cor preta) esta perda de energia não absorvida pelo ar (pré-aquecedor de ar – balanço de energia) atinge valores superiores a 20%. Cabe ressaltar, que o período observado compreende os meses de janeiro e fevereiro, possuindo, portanto maior influência das chuvas. Somado a este fator, está claro as perdas por radiação, purga contínua do tubulão, dentre outros.

Figura 50 - Quantificação das perdas no pré-aquecedor de ar por energia líquida não absorvida pelo ar x perdas globais da caldeira.

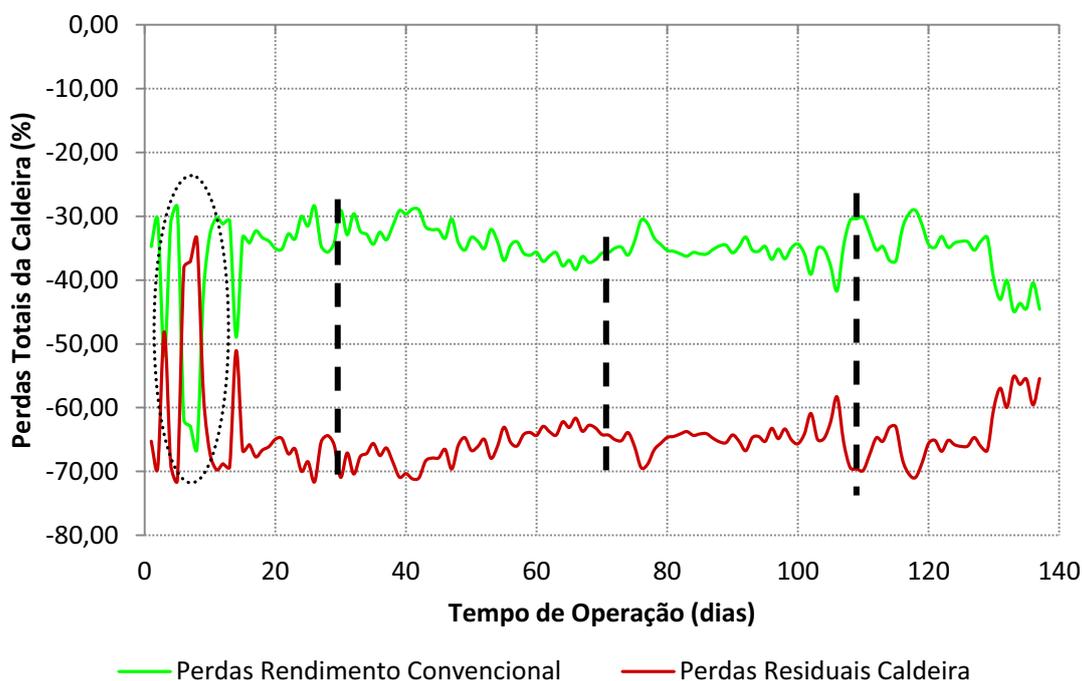


Fonte: O autor.

Outro importante tipo de comparativo entre perdas é mostrado na Figura 51. Dessa vez as perdas de desempenho térmico são referentes ao cálculo pelo método aqui chamado de convencional para o pré-aquecedor de ar, que é comparado com o volume total de perdas da caldeira. O objetivo dessa nova comparação é justamente de analisar o potencial que o sistema oferece em aproveitamento de energia. Pelos resultados apresentados na figura é possível identificar que em média as perdas de energia pelo método convencional

representam valores pouco acima de 30% do total perdido pela caldeira. No início do processo com os tubos novos, este valor atinge aproximadamente 60% em determinado momento, conforme demonstrado através da área pontilhada sobre a figura. Como já citado anteriormente os valores de partida da caldeira já como os tubos do pré-aquecedor de ar novo apresentaram muita oscilação. Após este início o processo atinge regime de operação.

Figura 51 - Quantificação das perdas no pré-aquecedor de ar por eficiência pelo método convencional x perda global da caldeira.



Fonte: O autor.

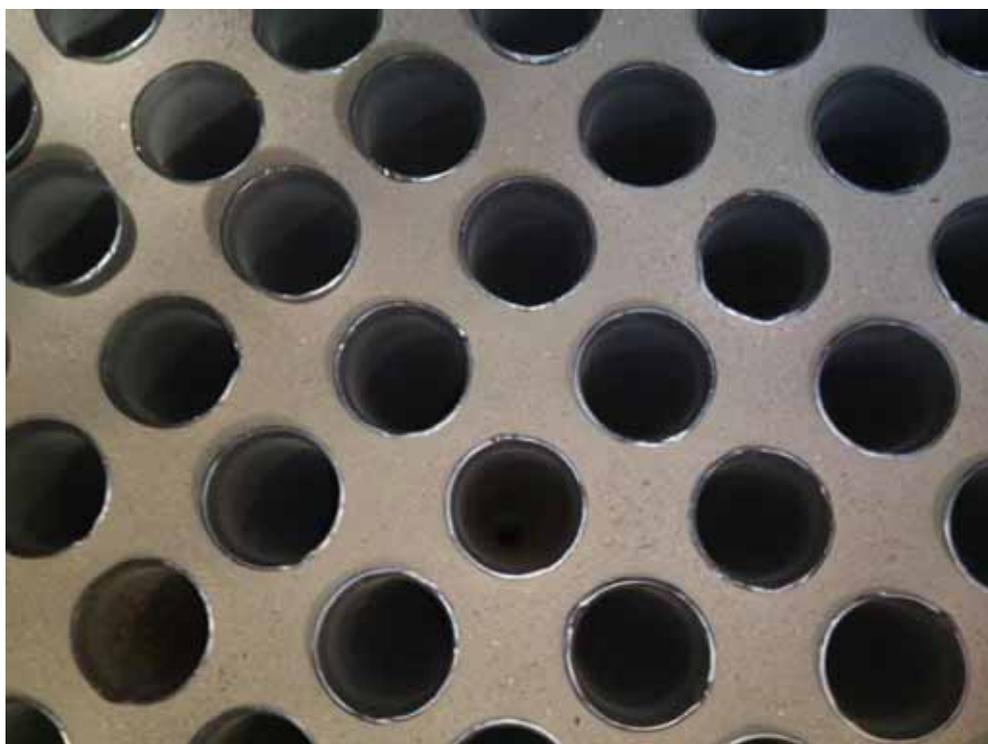
5.3 Análise Visual do Pré-aquecedor de ar

Durante o estudo, além dos dados de processo coletados para fins de análise e cálculos, também a parte visual das condições dos tubos foram observadas para comparar com os valores de desempenho que o sistema apresentava. Em suma, a análise visual foi feita em 3 períodos conforme exposto na sequência:

- **Primeira inspeção visual:** 08.09.2012 (entre dia 24 e 25 efetivos de medição). Exposto na Figura 51;
- **Segunda inspeção visual:** 13.01.2013 (entre dia 114 e 115 efetivos de medição). Exposto na Figura 52;
- **Terceira inspeção visual:** 02.03.2013 (após dia 137 | término da medição efetiva). Exposto na Figura 53 e Figura 54.

A Figura 52 representa a primeira inspeção realizada durante a parada do equipamento para manutenção. Essa parada ocorreu após o grande período de oscilação dos resultados de eficiência térmica do pré-aquecedor de ar (período citado anteriormente como partida). Na figura é possível analisar que o interior dos tubos (por onde os gases de combustão escoam) está com uma ligeira incrustação de particulados, que pelo fato desse acúmulo ser baixo, o sistema não responde de forma perceptível nesse estudo.

Figura 52 - Primeira análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar.



Fonte: O autor.

A Figura 53 mostra o resultado visual de incrustação interna dos tubos do pré-aquecedor de ar com aproximadamente 90 dias após a primeira inspeção visual do equipamento. Da mesma forma como na primeira inspeção, o resultado visual foi proveniente de uma parada para manutenção da caldeira. É possível verificar que a incrustação interna dos tubos se manteve estável desde a primeira análise. Isto é importante para validar o processo de cálculos de desempenho realizados nesse trabalho.

Figura 53 - Segunda análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar.



Fonte: O autor.

A terceira e última análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar ocorreu cerca de 20 dias após a segunda análise. A Figura 54 mostra a condição de incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar. Nesses tubos, é possível analisar que a incrustação da parede não aumentou, ou seja, se manteve constante com baixa variação. A Figura 54 mostra de forma geral a maioria dos tubos do pré-aquecedor de ar (entrada dos gases de combustão).

Figura 54 - Terceira análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar (detalhe).



Fonte: O autor.

Figura 55 - Terceira análise visual da incrustação dos tubos do pré-aquecedor de ar (visão macro).



Fonte: O autor.

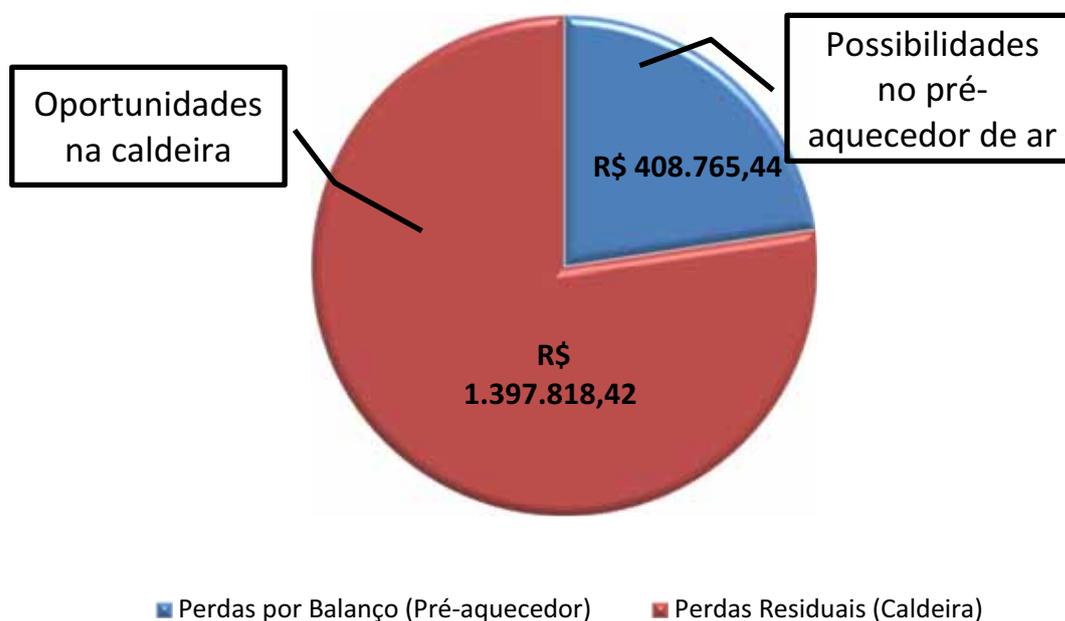
5.4 Análise Econômica

Para qualquer empresa existente no mercado, o foco principal é atingir as metas financeiras. Desta forma, qualquer processo produtivo se resume em redução de custo e maximização dos lucros. Todas as informações de perfil de operação, cálculos de eficiência do pré-aquecedor de ar, ou rendimento térmico da caldeira, realizados anteriormente, podem ser convertidos em valores financeiros, quantificando assim as perdas do processo, que muitas vezes por ser inerente à produção podem se tornar oportunidades de melhoria e com isto obter reduções de custos futura.

Neste período de coleta e análise de dados, foram comparados duas situações para expor os resultados de perdas financeiras que compreenderam tal período. Se considerar somente o tempo de 137 dias que efetivamente a caldeira esteve em operação, ou seja, eliminando as partidas e paradas é possível relacionar as perdas em dois cenários distintos; montante financeiro desperdiçado por perdas de energia quando realizado o balanço com o volume de controle definido no pré-aquecedor de ar, e volume financeiro desperdiçado por perdas de energia quando se calcula o desempenho térmico do pré-aquecedor de ar pelo método convencional. Para ambos os casos, o montante financeiro citado é comparado com o montante global de perdas da caldeira, desta forma pode-se analisar as oportunidades e possibilidades de melhoria que o sistema oferece.

O primeiro levantamento financeiro compara quanto representa o montante das perdas do pré-aquecedor de ar através do balanço de energia realizado para os 137 dias efetivamente utilizados. A Figura 56 exemplifica todos estes valores, e com isto pode-se verificar a oportunidade que o sistema oferece em melhora do rendimento térmico. O custo da tonelada do bagaço de cana foi definido como sendo R\$65,00.

Figura 56 - Comparativo financeiro de perdas global da caldeira x perdas por balanço de energia do pré-aquecedor de ar.

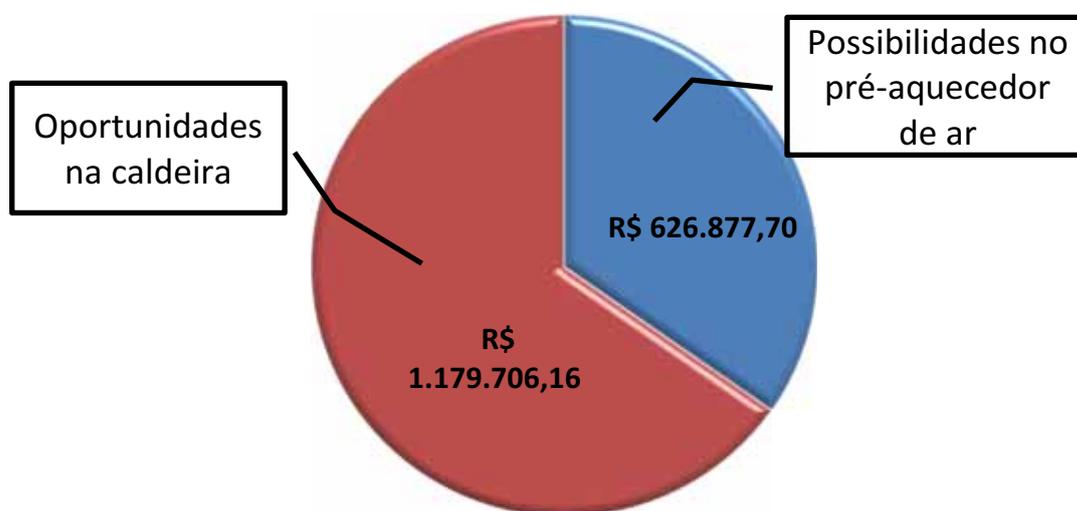


	Perdas Totais da Caldeira	Perdas por Balanço (Pré-aquecedor)	Perdas Residuais (Caldeira)
<i>Bagaço (ton)</i>	27.793,60	6.288,70	21.504,90
<i>Financeiro</i>	R\$ 1.806.583,86	R\$ 408.765,44	R\$ 1.397.818,42
<i>Proporção</i>		22,63%	77,37%

Fonte: O autor.

A segunda análise financeira toma por base as perdas do pré-aquecedor de ar quando calculado a evolução do desempenho térmico do equipamento pelo método convencional desenvolvido neste trabalho. Da mesma forma como realizado na primeira análise termoeconômica, compara-se o montante de perdas do pré-ar em relação ao volume total de perdas da caldeira. Para esta análise, o valor da tonelada do bagaço de cana também foi fixado em R\$65,00. A Figura 57 demonstra os resultados financeiros acumulados.

Figura 57 - Comparativo financeiro de perdas global da caldeira x perdas por eficiência térmica pelo método convencional do pré-aquecedor de ar.



■ Perdas Eficiência Convencional (Pré-aquecedor) ■ Perdas Residuais (Caldeira)

	Perdas Totais da Caldeira		Perdas Eficiência Convencional (Pré-aquecedor)		Perdas Residuais (Caldeira)	
<i>Bagaço (ton)</i>		27.793,60		9.644,27		18.149,33
<i>Financeiro</i>	R\$	1.806.583,86	R\$	626.877,70	R\$	1.179.706,16
<i>Proporção</i>				34,70%		65,30%

Fonte: O autor.

6 – CONCLUSÕES

O trabalho desenvolvido, pautado em monitorar o sistema de troca térmica do pré-aquecedor de ar, determinando os fluxos mássicos de ar secundário, ar primário e gases de combustão. Tendo como principal objetivo o de fornecer dados para a eficiência térmica do pré-aquecedor, é possível concluir que:

- A substituição dos tubos danificados do pré-aquecedor de ar foi de grande valia não somente para a utilização desse trabalho, mas para o sistema térmico. Com sua substituição o sistema não somente apresentou bons resultados em termos de eficiência térmica, como se manteve em regime durante todo o período estudado, apresentando baixa incrustação e de maneira constante. Os resultados de energia líquida absorvida pelo ar antes da substituição dos tubos apresentaram valores na média de $65\% \pm 1,41\%$, enquanto após sua substituição os números apresentaram em média $80\% \pm 1,41\%$;
- Os cálculos de rendimento térmico pelo método aqui chamado de convencional apresentaram resultados consistentes, principalmente pelo fato de contemplar os fluxos mássicos como suas variáveis. Em geral, o perfil de comportamento deste desempenho calculado foi similar ao método ASME PTC 4.3. Na média o método convencional se estabeleceu em $35\% \pm 0,5\%$, enquanto o método ASME ficou em $40\% \pm 0,0207\%$;
- Através dos resultados gráficos apresentados sobre a qualidade do combustível utilizado na caldeira, é possível concluir que o poder calorífico inferior possui uma ação importante sobre a eficiência global do sistema, sendo mais sensível quando apresenta baixo valor (umidade alta). Em contrapartida o efeito da umidade sobre a eficiência térmica global não é diretamente

proporcional, uma vez que outras variáveis também influenciam este processo, como a temperatura do comburente, por exemplo;

- O comparativo de salto entálpico (água para vapor) versus rendimento térmico global da caldeira demonstrou que não existe uma relação direta entre ambos os resultados. Em vários momentos o rendimento térmico aumenta conforme o salto entálpico diminui, porém em outros o sistema não responde desta forma. Pode-se concluir que outras variáveis também impactam nesses resultados, como a baixa temperatura de água de alimentação, aliado com combustível de baixo poder calorífico, por exemplo;
- As inspeções visuais dos tubos do pré-aquecedor de ar para a análise de incrustação, apresentaram nos três momentos uma similaridade grande, validando por si só os resultados calculados de rendimento térmico para o sistema, que após o período de partida se mantiveram em regime até o final do período avaliado;
- As análises financeiras demonstraram que existe um enorme potencial de oportunidades de melhoria e estudos que se voltados para atingir resultados superiores de rendimento térmico apresentam grande retorno, não somente para as empresas que atuam com este tipo de fonte de energia térmica, assim como para toda a sociedade.
- Embora o sistema tenha apresentado uma estabilidade de rendimento térmico, tanto para o método ASME PTC 4.3, assim como para o método convencional, é sim possível, através dos métodos aqui apresentados, visualizar em tempo integral o desempenho do equipamento, e determinar o melhor momento para realizar uma parada para fins de manutenção e limpeza do mesmo;

- Mesmo monitorando o pré-aquecedor de ar, verificando suas perdas de energia para o ambiente, este ainda representa aproximadamente 30% das perdas totais da caldeira, existindo uma gama de oportunidades que podem ser levantadas e estudadas por outros pesquisadores que trabalham neste seguimento térmico;
- O método Convencional se torna mais vantajoso em relação ao método ASME, justamente por possibilitar a identificação precoce de vazamento entre os fluidos, uma vez que é calculado em função dos fluxos de massa de ar e gases de combustão.

TRABALHOS PROPOSTOS

- Propor um novo sistema de regulação automática da combustão através do controle de fluxo de ar dos ventiladores de ar primário e secundário;
- Estudar formas de aproveitamento da energia disponível nos gases de combustão da caldeira após o pré-aquecedor de ar, de forma a absorver a energia restante até próximo à temperatura ambiente;
- Estudar outras formas de materiais que suportem alto tempo de trabalho quando em contato com gases ácidos, para recuperar a energia ainda disponível nos gases de combustão antes de enviá-los para a atmosfera;
- Desenvolver através dos modelos matemáticos apresentados um monitoramento em tempo real das condições de eficiência do pré-aquecedor de ar;
- Realizar o incremento teórico via análise exergética do sistema de pré-aquecimento de ar.
- Desenvolver relação da vazão dos ventiladores primário e secundário com a interferência da variação da pressão da fornalha sobre o processo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASME. **Performance Test Code 4.3 Air Heaters**. 1968.

BABCOCK AND WILCOX COMPANY. **Steam Its Generation and Use**. Edition 41. J.B. Kitto and S.C. Stultz, 2005.

BAILEY, S. C. C., HULTMARK, M.; MONTY, J. P.; ALFREDSSON, J. P.; CHONG, M. S.; DUNCAN, R. D.; FRANSSON, R. D. I. Obtaining accurate mean velocity measurements in high Reynolds number turbulent boundary layers using Pitot tubes. **Journal of Fluid Mechanics**, v.715, p. 642–670, 2013.

BARROSO, J.; BARRERAS, F.; AMAVEDA, H.; LOZANO, A. On the optimization of boiler efficiency using bagasse as fuel. **Fuel**, v. 82, p. 1451–1463, 2003.

ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Quinta edição. McGraw-Hill, 2007.

DROBNIC, B.; OMAN, J.; TUMA, M. A numerical model for the analyses of heat transfer and leakages in a rotary air preheater. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 5001–5009, 2006.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Sétima edição. McGraw-Hill, 2011.

HOLMAN, J. P. **Experimental Methods For Engineers**. McGraw-Hill, 2001.

HUGOT, E. **Manual da Engenharia Açucareira**. Primeira edição. Editora Mestre Jou, 1977.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Sexta edição. John Wiley & Sons, Inc., 2007.

JITSCHIN, W. Gas Flow Measurement by the Thin Orifice and the Classical Venturi Tube. **Vacuum**, v. 76, p. 89–100, 2004.

KAWAI, K.; YOSHIKAWA, K.; KOBAYASHI, H.; TSAI, J. S.; MATSUO, M.; KATSUSHIMA, H. High temperature air combustion boiler for low BTU gas. **Energy Conversion and Management**, v. 43, p. 1563–1570, 2002.

LI, G.; NIU, P.; LIU, C.; ZHANG, W. Enhanced combination modeling method for combustion efficiency in coal-fired boilers. **Applied Soft Computing**, v. 12, p. 3132–3140, 2012.

LIAO, Z.; DEXTER, A. L. The potential for energy saving in heating systems through improving boiler controls. **Energy and Buildings**, v. 36, p. 261–271.

MAHMOUD, B.; AMINIAN, J.; BAZMI, M.; SHAHHOSSEINI, S.; SHARIFI, K. CFD modeling of fouling in crude oil pre-heaters. **Energy Conversion and Management**, v.64, p. 344–350, 2012.

MBABAZI, J. G.; SHEER, E T. J. Computational prediction of erosion of air heater elements by fly ash particles. **Wear**, v. 261, p. 1322–1336, 2006.

NOGUEIRA, L. A. H.; ROCHA, C. R.; NOGUEIRA, F. J. H. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Primeira edição. Eletrobrás, 2005.

PESARINI, A. J.; BIGOT, R.; MORA, V. J. N.; BERNARDI, C. A.; RINGEGNI, P. J. Theoretical analysis related to aspects of the pitot probe, methodology in flow rate determination for blowers performance tests. **Flow Measurement and Instrumentation**, v. 12, p. 373–377, 2002.

PRONOBIS, M. The influence of biomass co-combustion on boiler fouling and efficiency. **Fuel**, v. 85, p. 474–480, 2005.

RADHAKRISHNAN, V. R.; RAMASAMY, M.; ZABIRI, H.; THANH, D.; TAHIR, N. M.; MUKHTAR, H.; HAMDY, M.R.; RAMLI, N. Heat exchanger fouling model and preventive maintenance scheduling tool. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 2791–2802. 2007.

TAI, L V.; YU, L.; SONG, J. A Research of Simplified Method in Boiler Efficiency Test. **Energy Procedia**, v. 17, p. 1007–1013, 2012.

WANG, H. Y.; ZHAO, L. L.; ZHOU, Q. T.; XU, Z. G.; KIM, H. T. Exergy analysis on the irreversibility of rotary air preheater in thermal power plant. **Energy**, v. 33, p. 647–656, 2007.

XU, L.; ZHOU, W.; LI, X.; TANG, S. Wet Gas Metering Using a Revised Venturi Meter and Soft-Computing Approximation Techniques. **Ieee Transactions on Instrumentation and Measurement**, v. 60, p. 947–956, 2011.

APÊNDICE 1 – ANÁLISE DE PROPAGAÇÃO DE ERROS

A análise de propagação de erros se baseou nos valores médios de cada variável monitorada a fim de determinar o erro da equação. Basicamente, as equações estudadas referem-se ao comparativo de rendimento térmico do pré-aquecedor de ar entre o método já mencionado anteriormente de Convencional, método ASME, assim como o efeito da propagação de erros para a equação de balanço térmico do pré-aquecedor.

Para a equação definida pelo método ASME, temos:

$$\text{Rendimento} = \frac{T_{E \text{ gás}} - \left(\frac{A_L * C_{pA} * (T_{S \text{ gás}} - T_{E \text{ ar}})}{100 * C_{pG}} + T_{S \text{ gás}} \right)}{T_{E \text{ gás}} - T_{E \text{ ar}}} * 100 \quad \text{I.1}$$

Pela exclusão da parcela de vazamento de ar, de forma a equiparar a premissa estabelecida para o método Convencional, temos:

$$\text{Rendimento} = \frac{T_{E \text{ gás}(m)} - T_{S \text{ gás}(m)}}{T_{E \text{ gás}(m)} - T_{E \text{ ar}(m)}} * 100 \quad \text{I.2}$$

Os dados a seguir descrevem os valores médios obtidos durante o monitoramento realizado para o estudo:

$$T_{E \text{ gás}} = 529,04\text{K} \pm 0,80315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

$$T_{S \text{ gás}} = 434,47\text{K} \pm 0,52315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

$$T_{E \text{ ar}} = 300,45\text{K} \pm 0,52315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

Em substituição dos valores dentro da Equação (I.2), obtêm-se o valor de 41,37% para a Rendimento. A metodologia aplica por Holman (2001), calcula um valor RMS para tais incertezas, expressa na forma:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \text{rend}}{\partial T_{E \text{ gás}}} * w_{T_{E \text{ gás}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{rend}}{\partial T_{S \text{ gás}}} * w_{T_{S \text{ gás}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{rend}}{\partial T_{E \text{ ar}}} * w_{T_{E \text{ ar}}} \right)^2} \quad \text{I.3}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.1 foi estimado em 0,0207%.

O balanço de energia do pré-aquecedor de ar é definido sobre a equação a seguir:

$$\text{Balanço Térmico} = \frac{\dot{Q}_{ar\ pri} + \dot{Q}_{ar\ sec}}{\dot{Q}_{gás}} \quad \text{I.4}$$

Por se tratar de uma constituição de várias equações para determinação da Equação I.4, a seguir são demonstrados o restante das equações e seus valores:

$$\dot{Q}_{gás} = \dot{m}_{(m)gás} * C_{Pgás} * (T_{E\ gás(m)} - T_{S\ gás(m)}) \quad \text{I.4.1}$$

$$\dot{m}_{(m)gás} = \left\{ (0,0324 * (D_P^{0,5})) * \left(\frac{A_{Duto}}{A_{Venturi}} \right) \right\} * \rho_{gás} \quad \text{I.4.1.1}$$

Os dados a seguir descrevem os valores médios obtidos durante o monitoramento realizado para o estudo para a equação I.4.1.1:

$$D_P = 8,16\text{mmH}_2\text{O} \pm 0.10595\text{mmH}_2\text{O} \text{ (pelo instrumento)}$$

$$A_{Duto} = 10,2\text{m} \pm 0,0602\text{m} \text{ (propagação de erros)}$$

$$A_{Venturi} = 0,0081\text{m} \pm 0,0000635\text{m} \text{ (propagação de erros)}$$

$$\rho_{gás} = 0,79\text{kg/m}^3 \text{ (valor exato)}$$

Aplicando os valores médios sobre a Equação I.4.1.1 obtêm-se um resultado médio 92,07kg/s o fluxo de massa. Calculando o resultado RMS pela metodologia de Holman (2001), têm-se:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial D_P} * w_{D_P} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial A_{Duto}} * w_{A_{Duto}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial A_{Venturi}} * w_{A_{Venturi}} \right)^2} \quad \text{I.4.1.2}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4.1.1 foi estimado em 0,808kg/s.

Com os dados médios descritos na sequência inseridos na Equação I.4.1, obtém-se o valor de 11.667,46kW para o fluxo de calor fluido gás.

$$\dot{m}_{(m)gás} = 92,07\text{kg/s} \pm 0,808\text{kg/s (propagação de erros)}$$

$$C_{P,gás} = 1,34\text{kJ/kg.K (exato)}$$

$$T_{E,gás(m)} = 529,04\text{K} \pm 0,80315\text{K (pelo instrumento)}$$

$$T_{S,gás(m)} = 434,47\text{K} \pm 0,52315\text{K (pelo instrumento)}$$

O cálculo do valor RMS para a Equação I.4.1 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{gás}}{\partial \dot{m}_{(m)gás}} * w_{\dot{m}_{(m)gás}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{gás}}{\partial T_{E(m)}} * w_{T_{E(m)}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{gás}}{\partial T_{S(m)}} * w_{T_{S(m)}}\right)^2} \quad \text{I.4.1.3}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4.1 foi estimado em 156,42kW.

O mesmo procedimento de propagação de erros é aplicado para as equações a seguir:

$$\dot{Q}_{ar pri} = \dot{m}_{(m)ar pri} * C_{Par} * (T_{E ar pri(m)} - T_{S ar pri(m)}) \quad \text{I.4.2}$$

$$\dot{m}_{ar pri} = \left\{ \left(\frac{2 * D_p}{\rho_{ar}} \right)^{0,5} * (A_{Duto}) * \rho_{ar} \right\} \quad \text{I.4.2.1}$$

Substituindo os valores médios descritos na sequência dentro da Equação I.4.2.1, obtém-se para o fluxo de massa do ar primário o valor de 45,27kg/s.

$$D_p = 61,8\text{N/m}^2 \pm 1,039 \text{ (pelo instrumento)}$$

$$A_{Duto} = b * h = 3,84\text{m}^2 \text{ (propagação de erros diretamente na equação)}$$

$$\rho_{ar\ prim} = 1,1245\text{kg/m}^3 \text{ (valor exato)}$$

O cálculo do valor RMS da Equação I.4.2.1 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{ar\ pri}}{\partial D_P} * w_{D_P}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{ar\ pri}}{\partial b} * w_b\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{ar\ pri}}{\partial h} * w_h\right)^2} \quad \text{I.4.2.2}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4.2.1 foi estimado em 0,42kg/s.

Com os dados médios descritos na sequência inseridos na Equação I.4.2, obtém-se o valor de -8.373,6kW para o fluxo de calor fluido ar primário.

$$\dot{m}_{(m)ar\ pri} = 45,27 \pm 0,42\text{kg/s} \text{ (propagação de erros)}$$

$$C_{Par} = 1,005\text{kJ/kg.K} \text{ (Exato)}$$

$$T_{E\ ar\ pri(m)} = 300,45\text{K} \pm 0,52315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

$$T_{S\ ar\ pri(m)} = 484,5\text{K} \pm 0,52315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

O cálculo do valor RMS para a Equação I.4.2 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar\ pri}}{\partial \dot{m}_{(m)ar\ pri}} * w_{\dot{m}_{(m)ar\ pri}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar\ pri}}{\partial T_{E(m)}} * w_{T_{E(m)}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar\ pri}}{\partial T_{S(m)}} * w_{T_{S(m)}}\right)^2} \quad \text{I.4.2.3}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4.2 se estabelece em 74,61kW.

As equações dadas na sequência ilustram os cálculos realizados para a propagação de erros do fluxo de calor referente o ar secundário.

$$\dot{Q}_{ar\ sec} = \dot{m}_{(m)ar\ sec} * C_{Par} * (T_{E\ ar\ sec(m)} - T_{S\ ar\ sec(m)}) \quad \text{I.4.3}$$

$$\dot{m}_{ar\ sec} = \left\{ \left(\frac{2 * D_p}{\rho_{ar}} \right)^{0,5} * (A_{Duto}) * \rho_{ar} \right\} \quad \text{I.4.3.1}$$

Substituindo os valores médios descritos na sequência dentro da Equação I.4.3.1, obtêm-se para o fluxo de massa do ar secundário o valor de 3,73kg/s.

$$D_p = 4,69\text{N/m}^2 \pm 1,039 \text{ (propagação de erros)}$$

$$A_{Duto} = b * h = 1,15\text{m}^2 \text{ (propagação de erros diretamente na equação)}$$

$$\rho_{ar\ sec} = 1,1245\text{kg/m}^3 \text{ (valor exato)}$$

O cálculo do valor RMS da Equação I.4.3.1 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{ar\ sec}}{\partial D_p} * w_{D_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{ar\ sec}}{\partial b} * w_b \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{ar\ sec}}{\partial h} * w_h \right)^2} \quad \text{I.4.3.2}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4.3.1 foi estimado em 0,42kg/s.

Com os dados médios descritos na sequência inseridos na Equação I.4.3, obtêm-se o valor de -716,92kW para o fluxo de calor fluido ar secundário.

$$\dot{m}_{(m)ar\ sec} = 3,73 \pm 0,42\text{kg/s} \text{ (propagação de erros)}$$

$$C_{par} = 1,005\text{kJ/kg.K} \text{ (valor exato)}$$

$$T_{E\ ar\ sec(m)} = 300,45\text{K} \pm 0,52315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

$$T_{S\ ar\ sec(m)} = 491,7\text{K} \pm 0,52315\text{K} \text{ (pelo instrumento)}$$

O cálculo do valor RMS para a Equação I.4.3 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar\ sec}}{\partial \dot{m}_{(m)ar\ sec}} * w_{\dot{m}_{(m)ar\ sec}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar\ sec}}{\partial T_{E(m)}} * w_{T_{E(m)}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar\ sec}}{\partial T_{S(m)}} * w_{T_{S(m)}} \right)^2} \quad \text{I.4.3.2}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4.3 foi estimado em 80,98kW.

Retomando o cálculo de propagação de erros para a Equação I.4, obtém-se com os dados abaixo o valor de 77,91%.

$$\dot{Q}_{gás} = 11.667kW \pm 156,42kW \text{ (propagação de erros)}$$

$$\dot{Q}_{ar\ pri} = -8.373,6kW \pm 74,61kW \text{ (propagação de erros)}$$

$$\dot{Q}_{ar\ sec} = -716,92kW \pm 80,98kW \text{ (propagação de erros)}$$

O cálculo do valor RMS da Equação I.4 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial bal}{\partial \dot{Q}_{ar\ pri}} * w_{\dot{Q}_{ar\ pri}}\right)^2 + \left(\frac{\partial bal}{\partial \dot{Q}_{ar\ sec}} * w_{\dot{Q}_{ar\ sec}}\right)^2 + \left(\frac{\partial bal}{\partial \dot{Q}_{gás}} * w_{\dot{Q}_{gás}}\right)^2} \quad 1.4.4$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.4 foi estimado em 1,41%.

O rendimento térmico pelo método Convencional do pré-aquecedor de ar é definido sobre a equação a seguir:

$$\text{Rendimento Térmico} = \frac{\dot{Q}_{ar\ pri} + \dot{Q}_{ar\ sec}}{\dot{Q}_{gás}} \quad 1.5$$

Conforme mencionado anteriormente, nesse cálculo, a temperatura de saída do gás foi tida como ambiente. Dessa forma, faz-se necessário calcular novamente o fluxo de calor fluido gás conforme a equação a seguir:

$$\dot{Q}_{gás} = \dot{m}_{(m)gás} * C_{P\ gás} * (T_{E\ gás(m)} - T_{S\ gás(m)}) \quad 1.5.1$$

Inserindo os dados a seguir na Equação I.5.1, obtém-se o valor de 28202,02kW.

$$\dot{m}_{(m)gás} = 92,07\text{kg/s} \pm 0,808\text{kg/s (propagação de erros)}$$

$$C_{P,gás} = 1,34\text{kJ/kg.K (valor exato)}$$

$$T_{E,gás(m)} = 529,04\text{K} \pm 0,80315\text{K (pelo instrumento)}$$

$$T_{S,gás(m)} = 300,45\text{K} \pm 0,52315\text{K (pelo instrumento)}$$

O cálculo do valor RMS da Equação I.5.1 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{gás}}{\partial \dot{m}_{(m)gás}} * w_{\dot{m}_{(m)gás}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{gás}}{\partial T_{E(m)}} * w_{T_{E(m)}}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.5.1, foi estimado em 274,3kW.

Retomando os cálculos para a Equação I.5, inserindo os dados médios na sequência obtém-se o valor de 77,91%.

$$\dot{Q}_{gás} = 28.202,02\text{kW} \pm 274,3\text{kW (0,97\%)}$$

$$\dot{Q}_{ar\ pri} = -8.373,6\text{kW} \pm 74,61\text{kW (0,68\%)}$$

$$\dot{Q}_{ar\ sec} = -716,92\text{kW} \pm 80,98\text{kW (11,3\%)}$$

O cálculo do valor RMS da Equação I.5 é dado por:

$$w_r = \sqrt{\left(\frac{\partial \text{rend}}{\partial \dot{Q}_{ar\ pri}} * w_{\dot{Q}_{ar\ pri}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{rend}}{\partial \dot{Q}_{ar\ sec}} * w_{\dot{Q}_{ar\ sec}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \text{rend}}{\partial \dot{Q}_{gás}} * w_{\dot{Q}_{gás}}\right)^2} \quad \text{I.5.3}$$

Assim, o valor determinado de erro médio para a Equação I.5 foi estimado em 0,5%.

Resumindo os valores de propagação de erros para as equações estudadas, tem-se:

$$\text{Rendimento (ASME)} = \frac{T_{E \text{ gás}(m)} - T_{S \text{ gás}(m)}}{T_{E \text{ gás}(m)} - T_{E \text{ ar}(m)}} * 100 \quad \pm 0,0207\% \quad \text{I.2}$$

$$\text{Balanço Térmico} = \frac{\dot{Q}_{ar \text{ pri}} + \dot{Q}_{ar \text{ sec}}}{\dot{Q}_{gás}} \quad \pm 1,41\% \quad \text{I.4}$$

$$\text{Rendimento Térmico (Conv.)} = \frac{\dot{Q}_{ar \text{ pri}} + \dot{Q}_{ar \text{ sec}}}{\dot{Q}_{gás}} \quad \pm 0,5\% \quad \text{I.5}$$