

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS**

**Aplicação do método EGM a um recuperador
de calor de sólidos particulados operando com
leito fluidizado raso**

Autor: Juan Harold Sosa Arnao.

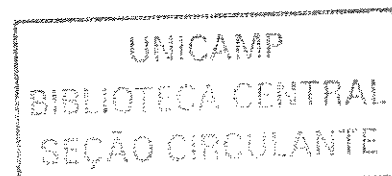
Orientador: Prof. Dra. Arai Augusta Bernárdez Pécora.

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentado à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Campinas, 2003
S.P. – Brasil**



UNIDADE	BC
Nº CHAMADA	H/UNICAMP
	So 71a
V	EX
TOMBO BC/	63487
PROC.	16-P-00086-05
C	☐
D	☒
PREÇO	11,00
DATA	05/05/05
Nº CPD	

BIB ID - 349284

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

So71a Sosa Arnao, Juan Harold
Aplicação do método EGM a um recuperador de calor
de sólidos particulados operando com leito fluidizado
raso / Juan Harold Sosa Arnao.--Campinas, SP: [s.n.],
2003.

Orientador: Araí Augusta Bernárdez Pécora.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Entropia. 2. Recuperação do calor. 3.
Termodinâmica. I. Pécora, Araí Augusta Bernárdez. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

**Aplicação do método EGM a um recuperador
de calor de sólidos particulados operando com
leito fluidizado raso**

Autor: **Juan Harold Sosa Arnao.**
Orientador: Prof. Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora.

Araí Augusta Bernárdez Pécora

Prof. Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora , Presidente
Universidade Estadual de Campinas – Faculdade de Engenharia Mecânica/FEM.

Jorge Isaias Llagostera Beltran

Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran
Universidade Estadual de Campinas – Faculdade de Engenharia Mecânica/FEM.

José Luz Silveira

Prof. Dr. José Luz Silveira.
Universidade Estadual Paulista – Departamento de Energia

Campinas, 30 de julho de 2003

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais, Juan e Olga, e aos meus irmãos, Ema, Milton e Marysella.

À Delia, pelo amor e dedicação

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A Deus pela vida e todas as coisas que recebo dele.

Aos meus pais e aos meus irmãos pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

A minha orientadora pela amizade, confiança, apoio e dedicação durante todo o desenvolvimento do trabalho.

A todos os professores do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho, de uma forma especial à Prof. Dra. Silvia Nebra e ao Prof. Dr. Jorge Llagostera pelo apoio e amizade.

Aos meus amigos Raúl (peruano), Raúl (cubano), Wilmer, Júlio (brasileiro), Mario, Carlos, Hélio, Fábio, Tânia, Henrique, Rossana, Leandro, Paulo, Fernando, Emerson, Julio (peruano), Severina, Mary, Carla pela inestimável ajuda durante todo este tempo.

Ao técnico Luis Zanaga pela colaboração na montagem do equipamento experimental.

Não to mandei eu? Sê forte e corajoso,; não temas, nem te espantes, porque Jeová teu Deus, é contigo por onde quer que andares.

Josué 1,9

Resumo

SOSA, Juan Harold, *Aplicação do método EGM a um recuperador de calor de sólidos particulados operando com leito fluidizado raso*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 76 p. Dissertação (Mestrado)

Neste trabalho foi realizado o estudo experimental da geração de entropia em um trocador de calor, o qual opera com leito fluidizado raso e recupera o calor contido na areia proveniente de um incinerador. Este trocador de calor é caracterizado por apresentar dois fluidos (ar e água) que ganham energia das partículas sólidas (areia). O objetivo foi analisar a influência dos fatores que afetam o desempenho do trocador de calor, visando determinar as condições operacionais ótimas do mesmo. Para isso foi realizado um planejamento experimental fatorial 2^3 com três pontos centrais, o qual permitiu a identificação dos fatores estatisticamente significativos sobre a variável de resposta. Os fatores estudados foram: a área de transferência de calor (A), analisada em 3 níveis diferentes (0,066 ; 0,104 e 0,130 m²); o número de chicanas (N_c) no casco (0, 3, e 6); e a razão entre as capacidades caloríficas do material sólido e da água (C) que variou também em 3 níveis (0,05; 0,075 e 0,1). A variável de resposta estudada foi o número de unidades de geração de entropia (N_S). Também foram analisadas as seguintes variáveis de resposta: eficiência exergética (N_{exe}), eficiência energética (E_{ene}) e efetividade do trocador de calor (E). A aplicação do método de minimização de geração de entropia (EGM) e da análise exergética nos resultados obtidos experimentalmente, mostrou que a melhor configuração para o trocador de calor estudado ocorreu quando o diâmetro do tubo imerso no leito estava em seu valor médio, enquanto o número de chicanas e a razão entre as capacidades caloríficas estavam em seus valores máximos.

A análise estatística dos resultados mostrou que o número de chicanas e a área de transferência de calor possuem influência significativa sobre o N_s . Verificou-se também que as melhores condições de operação (N_s mínimo e N_{ex} máximo) ocorreram quando a variação da exergia do sólido foi uniformemente distribuída entre os fluxos de ar e de água.

A análise de primeira lei refletida através da eficiência energética do sistema, foi um indicador interessante mas insuficiente para a análise do sistema. Quando esta análise é combinada com a análise exergética e o método de minimização de geração de entropia, os critérios de otimização e a adequada operação do sistema podem ser atingidos. A definição de efetividade do trocador de calor (E), usada tradicionalmente na avaliação deste tipo de equipamento, mostra-se adequada quando só a água é o produto útil, mas quando a intenção é o uso posterior dos fluxos de ar e de água esta definição pode levar a conclusões incompletas.

Palavras Chave

- EGM, Análise de exergia, Trocadores de calor, Leito fluidizado raso, Recuperação de calor.

Abstract

SOSA, Juan Harold, Application of the EGM method to a particulated solids heat recovery equipment operating with shallow fluidized bed, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 76 p. Dissertação (Mestrado)

This work presents an experimental study of the entropy generation in a fluidized bed heat exchanger used for heat recovering of contained sand particles discharged from an incinerator. This heat exchanger is characterized by presenting two fluids (air for fluidization and water flowing inside an immersed tube) that gains energy from solid particles (sand). The objective was to analyze the influence of the factors that affect the heat exchanger performance, being aimed to determine the best operational conditions for the equipment. A factorial experimental planning 2^3 with three central points was developed, in order to obtain the identification of the statistically significant factors about the reply variables. The studied factors were: heat transfer area (A), analyzed in 3 different levels (0.066; 0.104 and 0.130 m²); number of baffles immersed in the fluidized bed ($N_c=0,3$, and 6); and rate between the calorific capacities of solid material and water (C) that also varied in 3 levels (0.05; 0.075 and 0.1). The first studied reply variable was the number of units of entropy generation (N_s). Also the following reply variables had been analyzed: exergetic efficiency (N_{exe}), energy efficiency (E_{ene}) and effectiveness of the heat exchanger (E). The application of the entropy generation minimization method (EGM) and of the exergetic analysis in the experimentally gotten results, showed that the best configuration for the studied heat exchanger occurred when the diameter of the immersed tube in the fluidized bed was in the medium size tested, while, the number of baffles and the rate calorific capacities ratio were in their maximum values.

Statistics analysis of the results showed that the number and baffles and the heat transfer area have significant influence on N_S . It was also verified that the best operational conditions (minimum N_S and maximum N_{ex}) had occurred when the solid exergy variation was uniformly distributed between water and air flows.

The first law analysis reflected through the energetic efficiency of the system was an interesting but insufficient indicator for the system analysis. When this analysis is combined with the exergetic analysis and entropy generation minimization method, the criteria of optimization and an adequate operation of the system can be reached. The definition of effectiveness of the heat exchanger (E), used traditionally to evaluate such equipment, reveals adequate when the water is the only useful product, but when there are more useful products this definition can induce to incomplete conclusions.

Key Words

- EGM, Exergy analysis, Heat exchangers, Shallow fluidized bed, Heat recovery

Índice

Lista de Figuras	xiv
Lista de Tabelas	xviii
Nomenclatura	xix
 Capítulo 1	 1
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivos	3
 Capítulo 2 Revisão da Literatura	 4
2.1 Velocidade de mínima fluidização e queda de pressão no leito fluidizado	5
2.2 Leito fluidizado raso	7
2.3 Análise exergética em trocadores de calor	9
2.3.1 Origens da exergia	9
2.3.2 Definição da exergia	9
2.3.3 Estado de referência	9
2.3.4 Aplicações da análise de exergia	11
2.4 O método de minimização da geração de entropia (EGM)	13
2.4.1 Minimização de geração de entropia em trocadores de calor	14

2.4.2 Número de unidades de geração de entropia	16
2.5 Critério de Chaveunet	17
2.6 Planejamento experimental	18
 Capítulo 3 – Descrição do Sistema Experimental e Metodologia.	
3.1 Descrição do sistema experimental	20
3.1.1 Trocador com leito fluidizado	22
3.1.2 Câmara de combustão	25
3.1.3 Válvula cônica	27
3.1.4 Transportador de parafuso	28
3.1.5 Sistema de suprimento de ar.	29
3.1.6 Linhas de suprimento de água	30
3.1.7 Linha de suprimento de GLP	33
3.1.8 Instrumentação	34
3.1.9 Medida das descargas de sólidos, ar e água.	39
3.2 Metodologia de Cálculo	40
3.2.1 Balanço de primeira lei	40
3.2.2 Balanço de segunda lei	41
3.2.3 Cálculo da efetividade do trocador de calor (E)	42
3.2.4 Eficiência energética do trocador de calor (E_{ene})	44
3.2.5 Eficiência exergética do trocador de calor (N_{ex})	45
3.2.6 Cálculo do número de unidades de geração de entropia (N_S)	45
3.2.7 Cálculo da razão entre a exergia do ar e da água (R_{ex})	45
3.2.8 Cálculo da razão entre a entropia do ar e da água (R_S)	45

3.2.9 Cálculo do parâmetro C (razão entre as capacidades caloríficas)	46
3.3 Planejamento experimental	47
 Capítulo 4 – Resultados e Discussões	
4.1 Tratamento de dados	49
4.2 Interpretação de resultados	52
 Capítulo 5 – Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos.	
5.1 Conclusões	67
5.2 Observações experimentais	69
5.3 Sugestões para trabalhos futuros	70
 Referências Bibliográficas	71
Anexo I – Testes Experimentais e Cálculos	77
Anexo II – Análise da Incerteza Experimental e Processo de marcha do Sistema	92

Lista de Figuras

1.1	O campo interdisciplinar coberto pelo método de otimização termodinâmica ou minimização de geração de entropia (Bejan, 1982). O diagrama inferior é devido a Smith (2000), de acordo com Bejan (2002)	2
2.1	Regimes de fluidização para partículas do grupo B de Geldart (Kunii e Levenspiel 1991)	4
3.1	Sistema experimental	21
3.2	Arranjo geométrico dos tubos imersos no leito	23
3.3	Trocador de calor vista frontal	23
3.4	Detalhe do trocador de calor mostrando a região de entrada de sólidos e as chicanas	24
3.5	Trocador de calor com leito fluidizado raso	24
3.6	Esquema da câmara de combustão	26
3.7	Vista superior do combustor em operação	26
3.8	Detalhes construtivos da válvula cônica de alimentação ao trocador de calor	27
3.9	Válvula cônica que alimenta os sólidos ao trocador de calor	27
3.10	Transportador de parafuso	28
3.11	Soprador de ar	29

3.12	Medidor de placa de orifício da linha de ar para o trocador de calor	30
3.13	Compressor Roots	31
3.14	Regulador com filtro da linha de ar para a válvula cônica	31
3.15	Sistema de alimentação de água ao trocador de calor	32
3.16	Medidor de vazão da água tipo placa de orifício	32
3.17	Bateria de GLP	33
3.18	Indicador de temperatura e pressão do sistema	35
3.19	Pontos de medida de temperatura dos sólidos no tubo de alimentação ao trocador de calor	35
3.20	Instrumentos usados para determinar a temperatura dos sólidos que entram no trocador de calor	36
3.21	Manômetros em U usados no presente estudo	38
3.22	Medidor SMAR TM da queda de pressão da água no tubo imerso	38
3.23	Volume de controle envolvendo o trocador de calor e fluxos considerados	40
4.1	Influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s), para $N_c=3$	53
4.2	Influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a eficiência exergética (N_{ex}), para $N_c=3$	53
4.3	Influência da área de transferência de calor (A) e da razão ente as capacidades Caloríficas do sólido e da água (C) sobre a Efetividade (E), para $N_c=3$	55
4.4	Influência da área de transferência de calor (A), Número de Chicanas (N_c) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a eficiência energética (E_{enc})	56

4.5	Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s), para $C=0,075$	57
4.6	Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre a eficiência exergética (N_{ex}), para $C=0,075$	58
4.7	Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre a efetividade (E), para $C=0,075$	59
4.8	Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s), para $A=0,1041 \text{ m}^2$	60
4.9	Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre a eficiência exergética (N_{ex}), para $A=0,1041 \text{ m}^2$	61
4.10	Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre a efetividade (E), para $A=0,1041 \text{ m}^2$	62
4.11	Distribuição da geração de entropia do ar devido aos efeitos térmicos e de queda de pressão para cada ensaio realizado	64
4.12	Distribuição da geração de entropia da água, devido aos efeitos térmicos e de queda de pressão para cada ensaio realizado	64
4.13	Distribuição da geração de entropia do sólido, devido ao efeito térmico para cada ensaio realizado	65
4.14	Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre a temperatura de saída dos sólidos do trocador de calor ($T_{s,o}$), para $C=0,075$.	66

Lista de Tabelas

2.1	Cr�terio de Chauvenet para rejeitar dados	17
3.1	Níveis dos fatores considerados para o planejamento experimental	46
3.2	Planejamento experimental fatorial 2^3 com três pontos centrais	47
4.1	Resultados experimentais	50
4.2	Resultados obtidos através de Planejamento Experimental fatorial	50
4.3	Resultados obtidos através do Planejamento Experimental fatorial para as variáveis N_{exe} , E , E_{ene} , e $T_{s,o}$	51
II 2.1	Incerteza do número de unidades de geração de entropia (N_s)	94

Nomenclatura

Letras Latinas

A	área de superfície de transferência de calor	[m ²]
Ar	número de Arquimedes: $Ar = \frac{d_p^3 g (\rho_s - \rho_g) \rho_g}{\mu_g^2}$	
b	exergia específica do fluxo	[kJ/kg]
C	razão entre as capacidades caloríficas	
C _{min}	capacidade calorífica mínima	[J/K]
C _{máx}	capacidade calorífica máxima	[J/K]
c	calor específico	[J/kgK]
c _p	calor específico a pressão constante	[J/kgK]
DR	razão do desvio-padrão	
d _p	diâmetro médio das partículas	[m]
d _t	diâmetro externo do tubo	[m]
E _{ene}	eficiência energética	
E	efetividade do trocador de calor	
Fr _t	número de Froude baseado no diâmetro externo do tubo	
	$Fr_t = \left(\frac{\rho_s - \rho_g}{\rho_g} \right) \left(\frac{u_o^2}{gd_t} \right)$	
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]

h_L	coeficiente de transferência de calor suspensão – parede	[W/m ² K]
h	entalpia específica do fluxo	[kJ/kg]
k	condutividade térmica	[W/mK]
L_m	Altura do leito Fixo	[m]
L_{mf}	Altura do Leito em regime de mínima fluidização	[m]
L_f	Altura do leito fluidizado borbulhante	[m]
$\dot{m}$	descarga	[kg/s]
N_c	número de chicanas	
N_{ex}	eficiência exergética	
N_s	número de unidades de geração de entropia	
P	pressão	[Pa]
P_{mon}	pressão a montante da placa de orifício	[Pa]
Pr	número de Prandtl: $Pr = \frac{c\mu}{k}$	
Q_p	calor perdido ao meio ambiente	[W]
$\dot{q}$	taxa de transferência de calor real	[W]
$\dot{q}_{máx}$	taxa de transferência de calor máxima	[W]
Re	número de Reynolds: $Re = \frac{\rho_g u_o d_t}{\mu_g}$	
R_{ex}	razão entre a exergia do ar e da água	
R_s	razão entre a entropia do ar e da água	
u_o	velocidade superficial do gás	[m/s]
u_{mf}	velocidade superficial do gás em condição de mínima fluidização	[m/s]
$\dot{S}_{gen}$	entropia gerada	[kJ/K]
s	entropia específica do fluxo	[kJ/kgK]
T	Temperatura	[K]
V	Volume	[m ³]
y_i	componente da amostra	
$\bar{y}$	média da amostra	

Letras gregas

ϕ_s	esfericidade das partículas	[-]
ε	porosidade do leito	[-]
ρ	densidade	[kg/m ³]
μ	viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
ΔP	queda de pressão	[Pa]
ΔT	diferença de temperatura	[°C]
σ	desvio padrão	

Subscrito

c	relativo ao combustor
D	relativo à exergia destruída
f	fluidização borbulhante
g	relativo ao ar
i	relativo à entrada do trocador de calor
ins	relativo ao insumo
L	relativo ao leito
max	máximo
min	mínimo
mon	montante
mf	relativo à mínima fluidização
o	relativo à saída do trocador de calor
p	relativo à partícula
PO	placa de orifício
per	relativa à perda
pro	relativo ao produto
s	relativo ao sólido

t	relativo ao diâmetro externo do tubo
TC	trocador de calor
w	relativo à água

Capítulo 1

1.1 Introdução

A crise da energia nos anos setenta e a continua ênfase na eficiência energética (conservação dos recursos combustíveis) permitiu uma completa revisão do caminho no qual os sistemas de potência são analisados e termodinamicamente melhorados (Bejan, 2002). Neste contexto a otimização termodinâmica ou minimização da geração de entropia (EGM) surge como uma nova metodologia de análise visando a otimização de processos e equipamentos, conforme ilustra a Fig. 1.

O método EGM está baseado na aplicação simultânea dos princípios de transferência de calor e massa, mecânica dos fluidos, e engenharia termodinâmica, na procura de modelos reais de processos, equipamentos e instalações; entendendo por modelos reais aqueles que consideram a irreversibilidade inerente aos sistemas e processos da engenharia.

O trocador de calor operando com leito fluidizado tem demonstrado ser um equipamento adequado para recuperar a energia contida em sólidos particulados descartados de reatores que operam em temperaturas elevadas. Um exemplo típico é a aplicação desses equipamentos no descarte da areia de fundição recuperada em regeneradores térmicos operando com leito fluidizado.

Embora exista grande aplicabilidade do método EGM em diferentes sistemas, observa-se que a literatura apresenta uma lacuna na aplicação deste método em trocadores de calor em leito fluidizado. Estudos que permitam compreender as características da análise do método nestes equipamentos são cada vez mais necessários, visando a otimização termodinâmica do processo de transferência de calor.

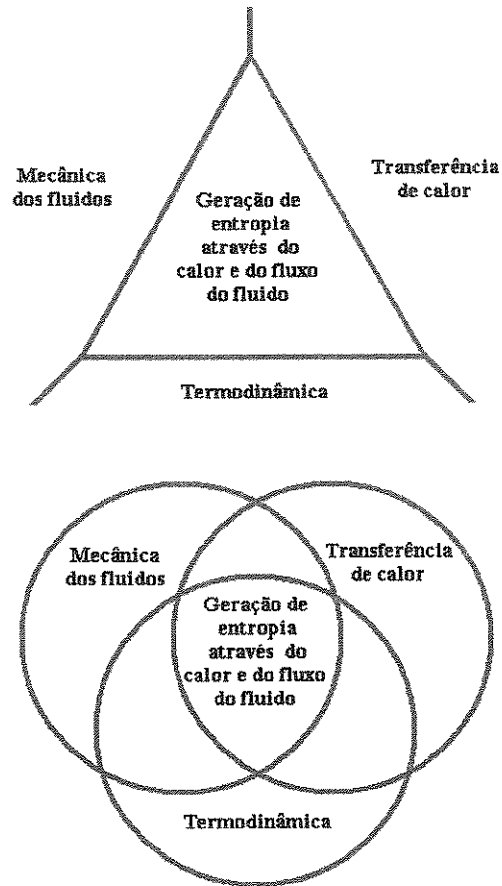


Figura 1.1 - O campo interdisciplinar coberto pelo método de otimização termodinâmica ou minimização de geração de entropia (Bejan,1982). O diagrama inferior é devido a Smith (2000), de acordo com Bejan (2002)

Face à importância da indústria de fundição no Brasil (8º produtor mundial de fundidos) e à problemática suscitada pela areia de fundição a qual produz altos índices de poluição, têm-se proposto diferentes sistemas de regeneração da areia. Dentro destes processos de regeneração da areia está o tratamento térmico em leito fluidizado, ainda pouco difundido

na literatura, mas que tem produzido areias com características bastante adequadas para sua reutilização.

O trocador de calor operando com leito fluidizado que será estudado neste trabalho é um componente do sistema de regeneração térmica da areia de fundição. A função do mesmo é recuperar o calor contido nas partículas sólidas que saem do processo de incineração a uma temperatura aproximada de 750 °C (ABIFA, 1999). Neste trabalho será analisado o processo de recuperação de energia no trocador de calor usando os princípios do método EGM.

1.2 Objetivos

O objetivo principal desta dissertação é estudar a influência dos seguintes fatores: área de transferência de calor (A) do tubo imerso no leito fluidizado; número de chicanas (N_c); e razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos sólido e água (C), sobre a número de unidades de geração de entropia (N_s) produzida em um trocador de calor com leito fluidizado raso. Este trocador está acoplado ao regenerador térmico de areia de fundição que também opera com leito fluidizado.

Visando alcançar esse objetivo as seguintes etapas foram estabelecidas:

- ◆ Revisão da literatura referida à aplicação do método EGM em trocadores de calor;
- ◆ Construção de um sistema experimental em escala laboratorial;
- ◆ Obtenção de dados experimentais envolvendo temperatura das correntes entrando e saindo do trocador, queda de pressão no leito e na linha de água; descargas de ar, material sólido e água.
- ◆ Análise dos resultados experimentais segundo o planejamento experimental fatorial 2^3 com três pontos centrais.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

A fluidização é a operação pela qual as partículas sólidas adquirem comportamento semelhante ao de um fluido, ao entrarem em contato com uma corrente de gás ou de líquido. A Fig. 2.1 ilustra os diversos regimes de fluidização existentes considerando-se partículas sólidas pertencente ao grupo B na classificação de Geldart (1973) em contato com um gás ou líquido, tal como é citado em Kunii e Levenspiel (1991).

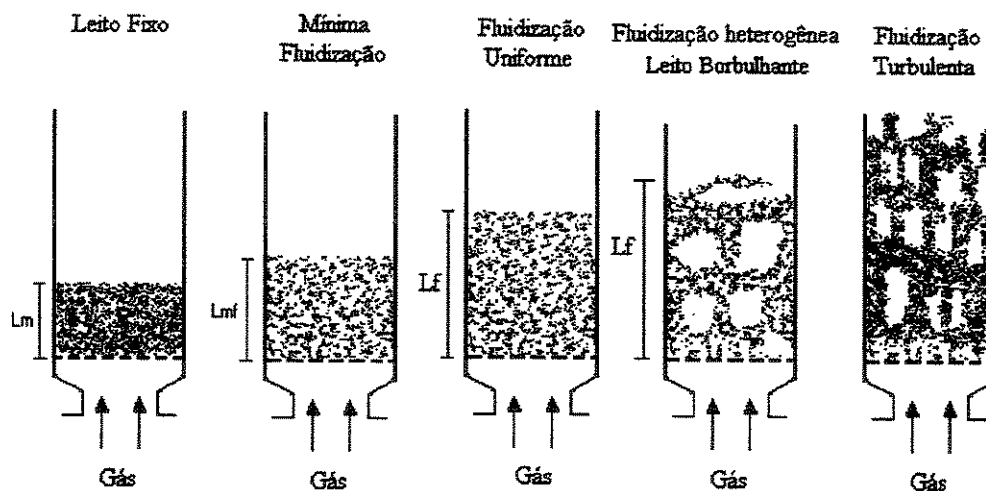


Figura 2.1 – Regimes de fluidização para partículas do grupo B de Geldart (Kunii e Levenspiel, 1991)

Quando o fluxo de gás ascendente com baixa velocidade passa através do distribuidor, ele encontra os sólidos e escoar através dos espaços intersticiais. A velocidade do gás é tão

baixa que ele não exerce força significativa sobre as partículas e o leito permanece imóvel ou fixo.

Aumentando a velocidade do gás, tem-se o aumento da força de arraste sobre as partículas. Em determinado instante, a força de arraste iguala-se à força da gravidade e o leito começa a se expandir. Esse ponto é denominado de condição de mínima fluidização. Um pequeno aumento na velocidade do gás provoca um movimento maior de partículas e expansão do leito, caracterizando-se a fluidização particulada (mais fácil de visualização quando o fluido é um líquido). Isto é, as partículas estão uniformemente distribuídas no leito, não são observados aglomerados de partículas ou bolhas de gás. À medida que a velocidade do gás aumenta inicia-se a formação de bolhas, que sobem através do leito. A maioria dos trabalhos que envolvem sistemas gás - sólidos concentra-se no regime de fluidização borbulhante. Aumentando-se ainda mais a velocidade do gás o leito deixa o clássico regime borbulhante e entra no regime de fluidização turbulenta, seguida da fluidização rápida e, finalmente, transporte pneumático em fase diluída; estes últimos não mostrados na Fig. 2.1

2.1 Velocidade de mínima fluidização e queda de pressão no leito fluidizado

Segundo Kunii e Levenspiel (1991), na condição de mínima fluidização a queda de pressão através do leito fluidizado gás - sólido (ΔP_L) é igual ao peso aparente das partículas, ou seja:

$$\Delta P_L = g(1 - \varepsilon_{mf})(\rho_s - \rho_g)L_{mf} \quad (2.1)$$

A velocidade superficial do gás na condição de mínima fluidização (u_{mf}) é um parâmetro importante em sistemas gás - sólido e pode ser calculada através da combinação da equação de Ergun (1952) citado por Kunii e Levenspiel (1991) e a Eq. (2.1). Assim u_{mf} é obtida através da seguinte relação:

$$\frac{1,75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + \frac{150(1-\varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s^2} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2} \quad (2.2)$$

Ou:

$$\frac{1,75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s} Re_{p,mf}^2 + \frac{150(1-\varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s^2} Re_{p,mf} = Ar \quad (2.3)$$

O número de Arquimedes e o número de Reynolds são definidos respectivamente pelas Eqs. (2.4) e (2.5).

$$Ar = \frac{d_p^3 \rho_s (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2} \quad (2.4)$$

$$Re_{p,mf} = \frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \quad (2.5)$$

Considerando o caso de sólidos finos, $Re_{p,mf} < 20$, a Eq. (2.2) torna-se:

$$u_{mf} = \frac{d_p^2 (\rho_s - \rho_g) g}{150 \mu} \frac{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s^2}{1 - \varepsilon_{mf}} \quad (2.6)$$

No caso de sólidos grossos, $Re_{p,mf} > 1000$, tem-se:

$$u_{mf} = \sqrt{\frac{d_p (\rho_s - \rho_g) g \varepsilon_{mf}^3 \phi_s}{1,75 \rho_g}} \quad (2.7)$$

Adotando o método proposto por Wen e Yu (1966), citado por Kunii e Levenspiel (1991), a Eq. (2.2) é simplificada introduzindo-se um par de constantes ($K_1=33,7$ e $K_2=0,0408$) obtendo-se:

$$Re_{mf} = (K_1^2 - K_2 Ar)^{0.5} - K_1 \quad (2.8)$$

Esta relação torna-se muito importante quando a porosidade, ε_{mf} , e a esfericidade do sólido, ϕ_s , não são conhecidas. No caso em que estes valores são conhecidos é preferível o uso das Eq. (2.2) a (2.7) para o cálculo de u_{mf} .

A relação entre a queda de pressão no leito e a velocidade superficial do gás (u_o) varia de acordo com o regime de fluidização. No leito fixo, há um aumento da queda de pressão com o incremento da velocidade superficial do gás até que a condição de mínima fluidização é atingida. A partir deste ponto, em condição de fluidização borbulhante, a variação da queda de pressão do leito permanece constante com o aumento da velocidade superficial do gás e pode ser calculada através da Eq. (2.9).

$$\Delta p_L = g(1 - \varepsilon_f)(\rho_s - \rho_g)L_f \quad (2.9)$$

2.2 Leito fluidizado raso

A recuperação de calor por meio do leito fluidizado raso foi primeiramente recomendada por Elliot (1976) continuando o trabalho de Petrie et al., (1968) sobre leitos profundos, tal como é citado por Virr e Howard (1985). Esses autores comentaram que o trocador de calor operando com leito fluidizado raso, apresenta queda de pressão no leito relativamente baixa e maiores coeficientes de transferência de calor suspensão – parede em relação a leitos profundos. Leitos fluidizados rasos apresentam bolhas de gás com diâmetro reduzido, o que aumenta a área de contato entre leito fluidizado e superfície imersa.

Rodriguez (1998), Parise (2000), e Rodriguez et al. (2002) visando analisar a recuperação de energia das partículas sólidas que saem de um processo de combustão, estudaram experimentalmente um trocador de calor operando com leito fluidizado raso contendo um e cinco tubos imersos onde escoava água de resfriamento. Esses autores

verificaram o aumento no coeficiente de transferência de calor suspensão – tubo imerso quando chicanas eram introduzidas no leito (casco), alterando o escoamento do material sólido através do trocador. Os resultados desses trabalhos também mostraram que o coeficiente de transferência de calor suspensão – parede aumentou consideravelmente com o aumento da vazão de sólidos e com a redução do diâmetro das partículas.

Grewal e Saxena (1980) analisaram o efeito do tamanho e tipo das partículas, velocidade do gás (u_o), diâmetro e material do tubo, altura do leito, (L_t), fluxo de calor trocado entre o tubo e o leito, ($\dot{q}_L$), e tipo de placa distribuidora sobre a transferência de calor entre um tubo horizontal aquecido eletricamente e um leito fluidizado (h_L), em condições de regime permanente. Utilizaram partículas de vidro, dolomita, areia, silício e alumina com diâmetros médios na faixa de 178 a 504 μm e fluidizadas com ar. O leito possuía seção quadrada de (0,305 x 0,305) m^2 . Foram utilizados tubos com diâmetros de 12,7; 19,0 e 28,6 mm. Os autores observaram que h_L decresceu com o aumento do diâmetro de partículas. Segundo eles foi devido à área superficial das partículas por unidade de volume de leito ser maior para partículas pequenas e, portanto essas partículas apresentaram maior eficiência na troca de calor com a superfície. Verificaram também que h_L não variou com os parâmetros tipo de material do tubo e altura do leito, mas sofreu redução com o aumento do diâmetro do tubo, e aumentou com o incremento do fluxo de calor. Segundo os autores, isto ocorreu devido à elevação da condutividade térmica do gás provocado pelo aumento da temperatura do leito. Além disso, eles observaram também que h_L sofreu influência do tipo de placa distribuidora, quando baixas vazões de ar foram empregadas. Esse trabalho resultou na proposição de uma correlação para h_L :

$$Nu_L = 47(1 - \varepsilon) \left(\frac{Re_t}{Ar} \right)^{0,325} \left(\frac{Re_t Pr}{Fr_D} \right)^{0,23} Pr^{0,33} \quad (2.10a)$$

Onde:

$$Nu_L = \frac{h_L d_t}{k_g} \quad (2.10b)$$

$$Pr = \frac{\rho_g C_{p,g}}{\mu_g} \quad (2.10c)$$

2.3 Análise exergetica em trocadores de calor

2.3.1 Origens da exergia

Segundo Rivero et al. (1990) os fundamentos teóricos do conceito da exergia foram expostos por Gibbs em (1875) no trabalho chamado “*On the equilibrium of heterogeneous substances*”. Gibbs definiu exergia como: “Energia disponível do corpo e do meio”.

Embora muitos pesquisadores tenham estudado os princípios e aplicações da análise de exergia há mais de 100 anos, o desenvolvimento acelerou-se a partir da década de 1930, e especialmente a partir do embargo do petróleo na década de 1970. Pesquisadores como F. Bosnjakovic, J. Keenan, Z. Rant, J. Szargut, e R. Gaggioli realizaram trabalhos importantes no tema em questão, contribuindo para o desenvolvimento das pesquisas até o estado atual (Moran e Sciubba, 1994).

2.3.2 Definição da exergia

Segundo Szargut et al. (1988) a exergia é a quantidade disponível de trabalho, quando alguma substância é conduzida a um estado de equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente, por meio de processos reversíveis, envolvendo interação com suas vizinhanças.

2.3.3 Estado de referência

A exergia não é uma propriedade do sistema, embora seja propriedade do sistema e do meio ambiente juntos. O meio ambiente é considerado como o limite até o qual, o sistema termodinâmico tende a atingir em processo espontâneo. Quando um sistema atinge o estado de equilíbrio com o meio ambiente este já não pode produzir mais trabalho, ou seja, o sistema

não tem mais exergia. O estado morto restrito é definido como o estado termodinâmico em equilíbrio de pressão e temperatura com o meio ambiente. Este pode ser usado como estado de referência em situações quando somente a exergia termomecânica será avaliada. O estado morto não restrito é definido como o estado no qual o sistema está em equilíbrio mecânico (pressão), térmico (temperatura) e químico com o meio ambiente.

O meio ambiente não está naturalmente em equilíbrio químico e, já que a exergia depende do estado do meio ambiente, ela muda cada vez que muda o estado do meio ambiente devido à variação na pressão e temperatura atmosférica e à composição.

Gallo e Milanez (1990) estudaram os estados de referência para a análise exérgica e concluíram que deveriam ser evitados métodos baseados no estado morto restrito, e estados de referência especiais semelhantes ao de Primus et al.,(1984), o qual sugeriu que somente a pressão do meio ambiente seja considerada como estado de referência, e Sussman (1980), o qual indicou que para processos em estado estacionário somente a temperatura de referência é necessária. Essa conclusão é justificada pelo fato de que eles não podem ser usados para cálculos de eficiência de segunda lei e isto torna impossível comparar resultados obtidos em diferentes trabalhos. Com referência à simplicidade de utilização e generalidade dos métodos de definição do estado de referência padrão, os autores consideraram que os métodos de Szargut (1980), Morris e Szargut (1986) e Kameyama et al. (1982), são mais adequados. A escolha de um estado de referência apropriado a cada tipo de problema foi sugerida nos trabalhos de Tribus (1966); Gaggioli e Petit (1977); Wepfer e Gaggioli (1980); e Moran (1982); sendo esta uma metodologia interessante, embora Gallo e Milanez (1990) consideraram que seu uso é difícil dependendo da espécie química considerada.

2.3.4 Aplicações da análise de exergia

A revisão da literatura mostra que os princípios da análise exergética estão sendo amplamente aplicados a diferentes processos térmicos e químicos.

O método da análise de exergia é satisfatório para sistemas que usam fontes de energia renováveis e não renováveis. Este método localiza e determina, a verdadeira grandeza e o tipo de perda dos recursos energéticos. Segundo os autores, esta informação pode ser usada para projetar novos sistemas e reduzir a ineficiência de sistemas existentes.

Cornelissen e Hirs (1997) mostraram que, no projeto ótimo de um sistema energético, a análise de exergia e a análise de ciclo de vida poderiam ser combinados pois nesse caso, existe um compromisso entre a exergia economizada durante a operação e a exergia usada durante a construção do sistema de energia. Os autores realizaram a otimização exergética de um trocador de calor com base no método da análise de ciclo de vida. Para isso consideraram os seguintes fatores produtores de irreversibilidade: queda de pressão devido ao atrito; diferença de temperatura entre as correntes fria e quente; produção de materiais; construção do trocador de calor. Eles concluíram que através do estudo do trocador de calor considerando a análise de exergia e a análise de ciclo de vida combinadas pode-se determinar as condições ótimas de projeto do trocador de calor que levariam a menores irreversibilidades do ciclo de vida. A literatura mostra que o número de estudos em que as análises de exergia e ciclo de vida são combinadas é reduzido, sendo que os dois métodos são frequentemente usados separadamente.

Segundo Graveland e Gisolf (1998), a análise exergética tem-se mostrado como uma eficiente ferramenta para a compreensão e otimização dos processos. Esses autores avaliaram exergeticamente uma planta para síntese de substâncias químicas na Holanda. Para isso usaram o software Aspen plus TM, através do qual observaram o diagrama de fluxo de exergia. O diagrama permitiu visualizar graficamente como a exergia é perdida através dos processos. Diversas otimizações foram comparadas com base na redução das perdas de exergia e redução dos custos de operação. Eles concluíram que a implementação da otimização exergética para diferentes processos é frequentemente pouco atraente, pois o custo

de instalação de novas unidades na planta, já existente, é alto comparado à implementação na planta nova. Porém, a análise exergética para otimização é mais bem aplicada durante o desenvolvimento de novos processos. Os autores consideraram que a análise exergética do processo existente mostrou ser uma eficiente ferramenta para examinar criticamente o uso da energia no processo e testar possíveis economias no consumo de energia primária.

Bejan (2002) definiu a análise de exergia como uma metodologia nova, e a sua componente de otimização denominou otimização termodinâmica ou minimização de geração de entropia (EGM).

A eficiência exergética (N_{exe}) definida adequadamente é a melhor variável para avaliar o desempenho de um sistema térmico e dos seus componentes desde o ponto de vista termodinâmico [Tsatsaronis e Bejan (1993), Tsatsaronis (1995)], conforme citado por Tsatsaronis e Park (2002).

$$N_{exe} = \frac{b_{pro}}{b_{ins}} = 1 - \frac{b_D + b_{per}}{b_{ins}} \quad (2.11)$$

A eficiência exergética é definida como a razão entre a exergia associada ao produto (b_{pro}) e a exergia associada ao insumo (b_{ins}) do sistema considerado.

A soma da exergia destruída dentro do sistema (b_D) e a exergia perdida ou cedida ao meio ambiente (b_{per}); representa a ineficiência termodinâmica do sistema. A eficiência exergética é usada para comparar sistemas semelhantes, assim não pode ser usada para comparar o desempenho de sistemas ou de componentes diferentes (como por exemplo comparar o trocador de calor, a turbina, ou a câmara de combustão).

2.4 O método de minimização da geração de entropia (EGM)

A emergência de um novo campo de pesquisa está marcada pelo surgimento de diversos resultados fundamentais que sustentaram uma classe completa de conhecimentos e aplicações futuras. Embora publicações isoladas datam das décadas de 1950 e 1960, a otimização termodinâmica emerge na engenharia como um campo e método reconhecido na década de 1970, sendo as aplicações mais notáveis em refrigeração, transferência de calor, conversão de energia solar, e na educação. Durante as décadas de 1980 e 1990, o método EGM experimentou um crescimento notável (Bejan, 1996).

Segundo Bejan (1996a) o método é também conhecido como otimização termodinâmica, análise de segunda lei e projeto termodinâmico, ou pelos novos nomes como termodinâmica exoirreversível ou endorreversível em tempo finito. O novo aspecto crítico do método EGM (aspecto que faz o uso da termodinâmica insuficiente e diferencia o método EGM da análise exergética) é o cálculo da minimização da taxa de geração de entropia. Para minimizar a irreversibilidade de um projeto proposto, o analista pode usar a relação entre a diferença de temperaturas e taxa de transferência de calor; e entre as diferenças de pressões e taxas de fluxos mássicos. Ele poderia relacionar o grau não ideal termodinâmico do projeto às características físicas do sistema, isto é, às dimensões finitas, às formas, os materiais, as velocidades finitas e os intervalos de operação em tempo finito. Para isto ele pode basear-se na transferência de calor e na mecânica dos fluidos em adição à termodinâmica.

A importância do método EGM é reforçada pelo aparecimento de uma corrente paralela na Física. Isto foi descoberto por Curzon e Ahlborn (1975), os quais maximizaram a potência de saída instantânea de uma máquina térmica com irreversibilidade de transferência de calor (trocador de calor finito) nos fluxos de saída frio e quente. De acordo com o teorema de Gouy-Stodola, a maximização da potência de saída é igual à minimização da taxa de geração de entropia da planta de potência. Os trabalhos de alguns físicos que surgiram na década de 1980 referem-se comumente à termodinâmica de tempo finito, que consiste da aplicação simultânea da engenharia termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos (Bejan, 1995).

2.4.1 Minimização de geração de entropia em trocadores de calor

O uso da irreversibilidade como um critério de análise no projeto de trocadores de calor foi primeiramente utilizado por McClintock (1951) em seu trabalho intitulado: *“O projeto de trocadores de calor para mínima irreversibilidade”*. Esse autor reportou equações claras para o projeto ótimo das passagens do fluido para cada corrente presente no trocador de calor segundo foi citado por Bejan (1978).

O verdadeiro efeito de uma proposta de melhoria sobre o desempenho termodinâmico do equipamento pode ser avaliado pela comparação da taxa de geração de entropia do trocador de calor antes e depois da implementação da alteração proposta, Bejan (1996).

Ogulata e Doba (1998) estudaram a geração de entropia em trocador de calor com arranjo de escoamento cruzado construído em escala de laboratório. Esses autores encontraram uma dependência do número de geração de entropia mínima com os parâmetros definidos como: comprimento adimensional; velocidade máxima adimensional; e área de transferência de calor adimensional.

Lin e Lee (2000) desenvolveram a análise de Segunda Lei sobre um arranjo placa-aleta em fluxo cruzado, a partir do qual avaliaram a taxa de geração de entropia. Eles encontraram que o aumento da velocidade do fluido no escoamento cruzado poderia incrementar a taxa de transferência de calor (ou equivalentemente, reduziria a irreversibilidade da transferência de calor). Entretanto, o aumento na força de arraste exercida sobre o corpo da aleta resulta também no aumento simultâneo da irreversibilidade hidrodinâmica do sistema. Os autores por meio da minimização da geração de entropia calcularam as condições ótimas de operação e de projeto, determinando um número de Reynolds ótimo sobre amplas condições de operação.

Ordóñez e Bejan (2000) mostraram que as características principais da arquitetura do trocador de calor, com arranjo de escoamento em contracorrente, podem ser determinadas baseadas na otimização termodinâmica, sujeita à restrição do volume. Os autores fizeram as hipóteses: os canais foram formados por placas paralelas; os fluidos foram considerados gases

ideais e o escoamento completamente desenvolvido, laminar ou turbulento. Esses autores estudaram a irreversibilidade no centro do trocador de calor e a minimizaram considerando dois fatores: razão de separação entre os dois canais, e área de transferência de calor total entre as duas correntes. Também avaliaram a taxa de geração de entropia que considera a irreversibilidade devido à descarga da corrente quente no meio ambiente, para isso foram considerados os dois fatores anteriores e um novo fator denominado razão da capacidade térmica dos fluidos. Neste caso o sistema foi otimizado em relação aos três fatores descritos. Da análise geral do sistema concluíram que as características otimizadas da geometria não são afetadas se a irreversibilidade da descarga externa for incluída no cálculo da taxa de geração de entropia.

Shiba e Bejan (2001) verificaram que a configuração geométrica interna de um componente de um sistema pode ser deduzida pela otimização do desempenho global da instalação que usa tal componente. O estudo foi realizado em um trocador de calor com arranjo em contracorrente; o qual serve como condensador em um sistema de refrigeração, que opera através de um ciclo de compressão de vapor para resfriamento do ar em aeronaves. Os resultados numéricos mostraram como a configuração ótima responde às mudanças em parâmetros externos especificados tais como carga térmica de resfriamento, eficiência do ventilador, volume e peso do trocador. De acordo com a teoria construtiva e de projeto, os autores verificaram que a configuração ótima permanece constante, ou seja, características principais tais como a razão entre o diâmetro e o comprimento do escoamento é relativamente insensível às mudanças nos parâmetros externos. Esses autores conseguiram a otimização termodinâmica do desempenho global pela minimização da potência total ou taxa de geração de entropia total.

2.4.2 Número de unidades de geração de entropia

Segundo Bejan (1977) um trocador de calor está caracterizado por duas classes de perdas: perdas associadas a diferença de temperatura entre os fluidos (ΔT) e as perdas associadas à queda de pressão no escoamento (ΔP). As perdas associadas com a transferência de calor são devidas à área de transferência de calor de um trocador finito e, geralmente podem ser reduzidas aumentando-se a área de transferência de calor. As perdas associadas à queda de pressão estão relacionadas ao atrito ocasionado pelo escoamento do fluido no trocador e aumentam com o aumento da área de transferência de calor. Assim, as perdas ΔT e ΔP são inter-relacionadas e qualquer mudança no projeto para reduzir um tipo de perda provavelmente terá um efeito oposto sobre o outro tipo de perda. Portanto, é freqüentemente difícil determinar previamente se uma proposta de modificação de projeto produziria uma melhora líquida no desempenho do trocador de calor. Bejan propôs examinar a ligação entre as perdas devido à diferença de temperatura entre os fluidos (ΔT), e as perdas causadas pelo atrito (ΔP) usando o conceito de irreversibilidade do trocador de calor, por meio de um parâmetro básico que descreva o desempenho do trocador de calor. A este parâmetro denominou: Número de unidades de produção de entropia (N_S). Este número adimensional é definido como a taxa de geração de entropia ou taxa de irreversibilidade presente em um trajeto do trocador de calor dividido pela taxa de transferência de calor entre os fluidos nesse trajeto. Assim, quando $N_S \rightarrow 0$ significa uma aproximação ideal no trocador de calor, no qual as perdas ΔT e ΔP , juntas, aproximam-se de zero. Contrariamente um valor elevado de N_S significa uma passagem dissipativa no qual as perdas devem-se à valores excessivos de (ΔT) entre os fluidos ou de atrito no escoamento (ΔP), ou a ambos. O critério N_S é a medida mais adequada da imperfeição termodinâmica e fornece a visão mais completa de como as variáveis influenciam no desempenho térmico do projeto.

Segundo Bejan (1996b), o número de unidades de produção de entropia (N_S) é definido através da Eq. 2.11

$$N_s = \frac{\dot{S}_{gen}}{C_{min}} \quad (2.11)$$

Onde:

$\dot{S}_{gen}$ é a entropia gerada no volume de controle considerado; e

C_{min} é a capacidade térmica mínima.

De acordo com a revisão da literatura feita quanto a recuperação de calor de sólidos particulados quentes, nota-se a necessidade de maior entendimento da influência dos fatores que atuam diretamente no desempenho do trocador de calor. Foi observada também uma lacuna na literatura quanto a estudos de EGM em trocadores de calor com leito fluidizado raso com tubo imerso.

2.5 Critério de Chaveunet

Este critério, usado para eliminar dados duvidosos, é baseado no cálculo da razão do desvio-padrão (Eq. 2.12); o valor obtido através desta equação é comparado com dados já padronizados (Tab. 2.1). Se o valor calculado for maior que o valor padronizado ele deve ser rejeitado e se for menor ele deve ser mantido.

$$DR = \frac{y_i - \bar{y}}{\sigma} \quad (2.12)$$

Este procedimento pode ser aplicado somente uma vez para remover resultados questionáveis.

Tabela 2.1 – Critério de Chaveunet para rejeitar dados (Holman, 1994)

Número de medidas (n)	Razão padrão $d_{\max}/\sigma$
3	1,38
4	1,54
5	1,65
6	1,73
7	1,80
10	1,96

2.6 Planejamento experimental.

Segundo Montgomery (1991), o planejamento experimental consiste no ensaio ou série de ensaios nos quais são estabelecidas as variações dos fatores de um processo ou sistema a fim de poder observar e identificar as razões para as variações das variáveis de resposta.

O planejamento experimental é uma ferramenta importante no mundo da engenharia para melhorar o desempenho dos processos. Também apresenta uma grande aplicação no desenvolvimento de processos novos.

Os objetivos do planejamento experimental são os seguintes:

- ❖ Determinação dos fatores que afetam significativamente a variável de resposta,
- ❖ Determinação dos valores dos fatores para que o valor da variável de saída esteja na faixa desejada,
- ❖ Determinação dos valores dos fatores para que a variabilidade na variável de resposta seja mínima, e

- ❖ Determinação dos valores dos fatores de entrada para que os efeitos das variáveis incontroláveis sejam minimizados.

Os principais benefícios da utilização das técnicas estatísticas do planejamento experimental são:

- ❖ Redução do número de ensaios sem prejuízo da qualidade da informação,
- ❖ Estudo simultâneo de diversas variáveis, separando seus efeitos,
- ❖ Determinação da confiabilidade dos resultados,
- ❖ Seleção das variáveis que influem em um processo com número reduzido de ensaios, e
- ❖ Elaboração de conclusões a partir de resultados qualitativos.

Capítulo 3

Descrição do Sistema Experimental e Metodologia

Neste capítulo serão apresentadas: a descrição do sistema experimental; os cálculos para a obtenção das variáveis: Número de unidades de geração de entropia (N_s), eficiência exergética (N_{exe}), eficiência energética (E_{ene}), efetividade (E), razão entre as exergias do ar e da água (R_{exe}), razão entre as entropias do ar e da água (R_s); e o método do planejamento experimental a ser utilizado.

3.1 Descrição do sistema experimental

O esquema do sistema experimental que foi utilizado nos testes é apresentado na Fig. 3.1. O sistema é composto basicamente por: trocador de calor; combustor; válvula de alimentação tipo cônica; transportador de parafuso; soprador; compressor e instrumentação para a determinação das seguintes medidas: vazão de material sólido, de água e de ar; queda de pressão no leito fluidizado e na tubulação imersa; e temperaturas dos materiais na entrada e na saída do trocador de calor.

Para efeito de melhor entendimento, a instalação foi dividida em três partes: equipamentos (trocador de calor, combustor, válvula cônica e transportador de parafuso), linhas de suprimentos dos fluxos (ar, água, e GLP) e instrumentação.

O procedimento geral de operação da instalação é apresentado no Anexo II, nele são descritos os passos a seguir para o início e parada do sistema.

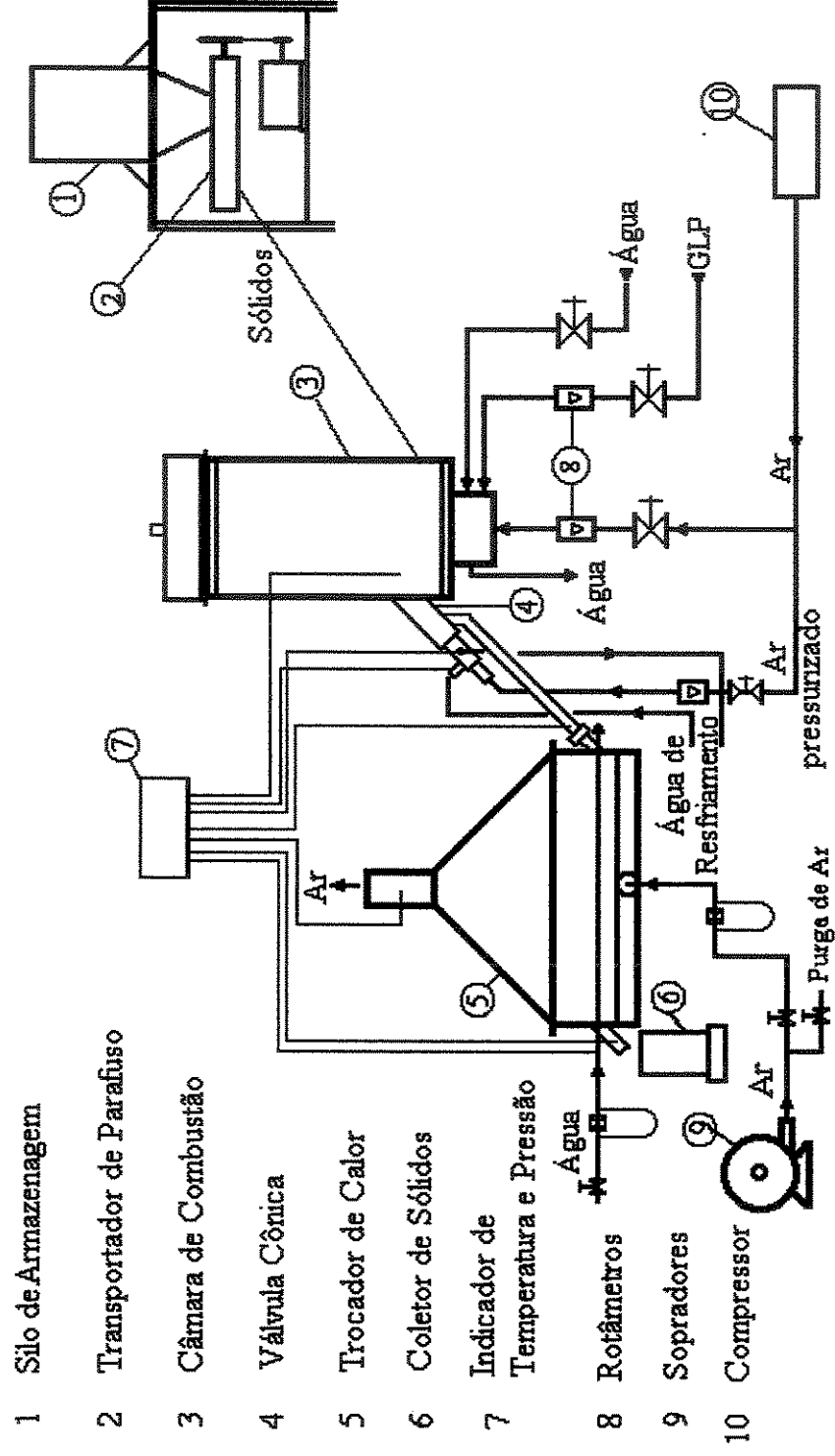


Figura 3.1 Sistema experimental

3.1.1 Trocador de calor com leito fluidizado

O trocador de calor, que é o objeto de estudo deste trabalho, consiste de: câmara de expansão (plenum); placa distribuidora, casco, coifa e tubo imerso no leito fluidizado através do qual escoava água de resfriamento.

Areia com temperatura elevada ($\approx 750^{\circ}\text{C}$) proveniente da câmara de combustão entra no trocador sendo fluidizada pela corrente de ar que atravessa a placa distribuidora. Portanto, no interior do equipamento ocorre transferência de calor entre o material sólido particulado e o ar entre a suspensão gás-sólido e a água escoando no tubo imerso no leito fluidizado.

O trocador foi construído para a dissertação de Rodriguez (1998) com cinco tubos para a passagem da água de resfriamento. Posteriormente foi utilizado na dissertação de Parise (2000), que estudou o sistema com apenas um tubo para a passagem da água, sendo que ambos os sistemas operaram com arranjo de escoamento em contracorrente, considerando-se as correntes de água e material sólido.

No presente trabalho de pesquisa foi modificada a tubulação imersa, através da qual escoava a água de resfriamento. O objetivo foi aumentar a área de transferência de calor sem prejudicar as características de fluidização do sistema. Optou-se por um tubo imerso apresentando três trajetos no casco. Foram testados três tubos com diferentes diâmetros externos (8 ;12,7 e 15,8 mm); com mesmo comprimento (2,60 m), e arranjo geométrico, conforme mostrado na Fig. 3.2. Também foram testados diferentes números de chicanas ($N_c = 0, 3$ e 6), cuja função era alterar o escoamento do material sólido no trocador de calor, Fig. 3.4. O trocador de calor foi construído em aço carbono, apresentando comprimento (L) de 0,90 m e largura (B) de 0,15 m. As Fig. 3.3 e 3.5 mostram a vista frontal do trocador de calor e uma vista expandida do trocador de calor sem chicanas, respectivamente. A seleção dos diâmetros dos tubos foi realizada considerando as limitações na largura do trocador de calor e a manipulação do tubo para efetuar sua dobra. O arranjo geométrico triangular dos tubos tenta aproximar o comportamento do equipamento laboratorial ao de um equipamento industrial padrão.

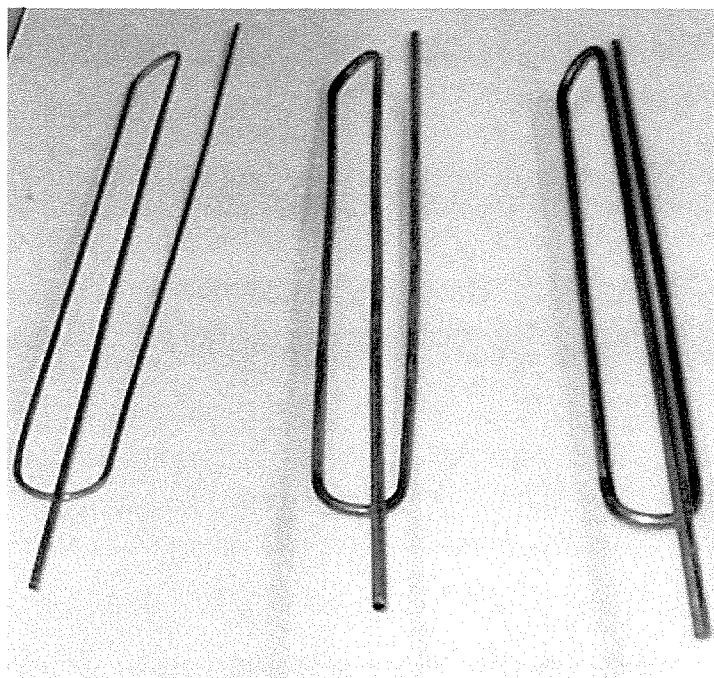


Figura 3.2 Arranjo geométrico dos tubos imersos no leito

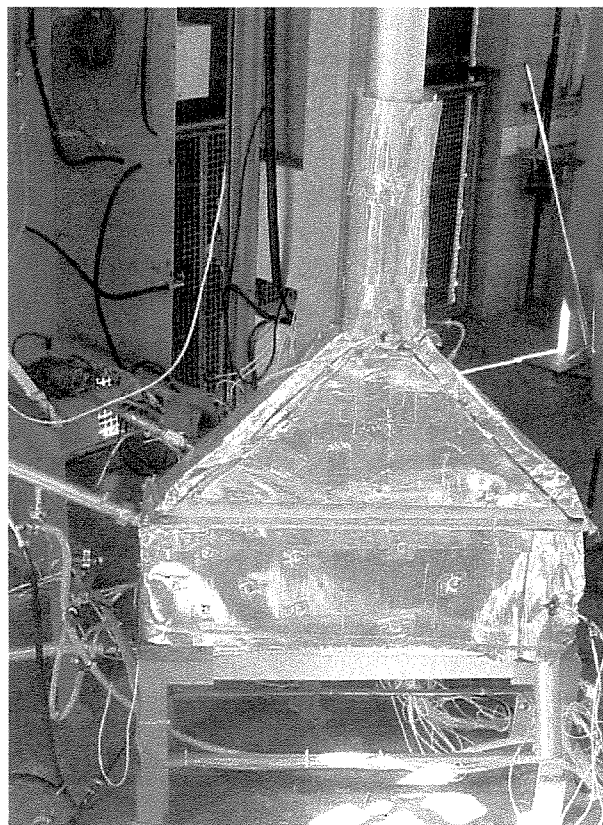


Figura 3.3 Trocador de calor vista frontal

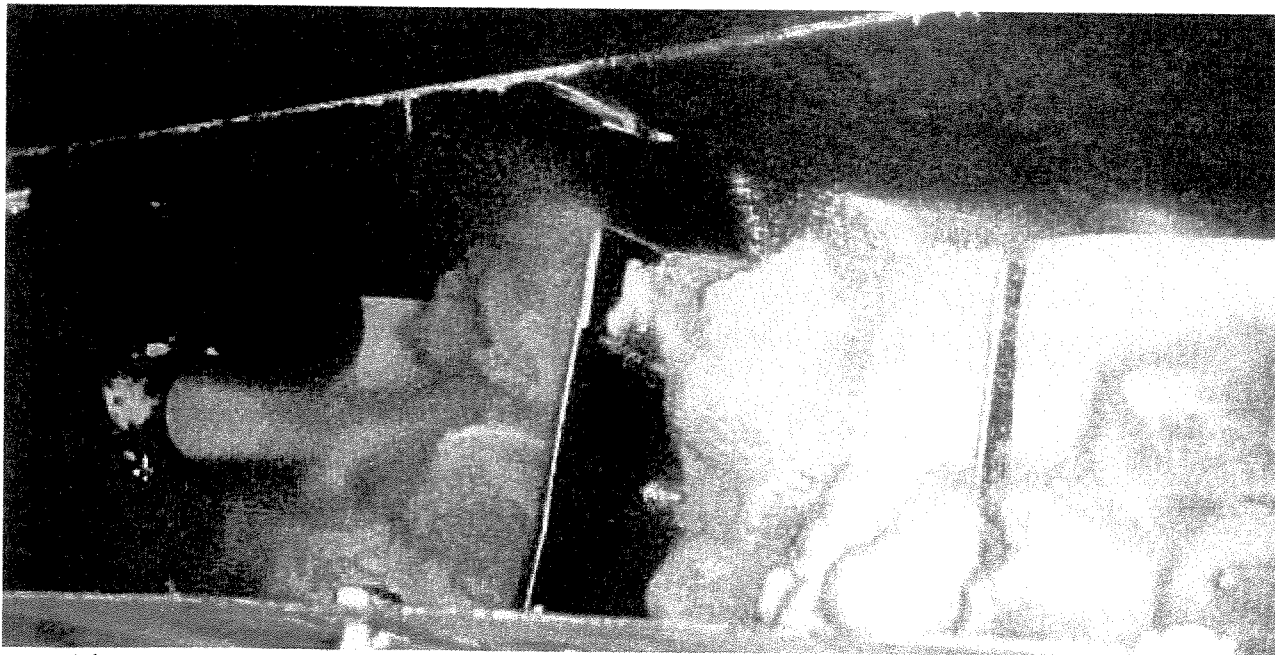


Figura 3.4 – Detalhe do trocador de calor mostrando a região de entrada de sólidos e as chicanas

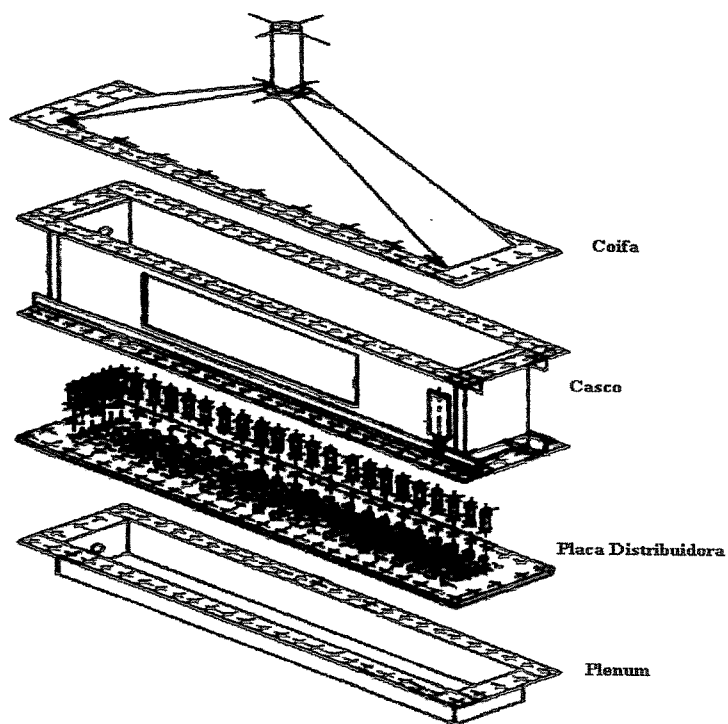


Figura 3.5 - Trocador de calor com leito fluidizado raso

3.1.2 Câmara de combustão

O objetivo da câmara de combustão é aquecer os sólidos particulados em um processo contínuo e desta maneira produzir a incineração da resina contida na areia de fundição. Para isso a câmara opera em regime de leito fluidizado borbulhante, queimando gás liquefeito de petróleo (GLP), elevando assim a temperatura dos sólidos particulados até 750°C.

A câmara de combustão está formada por duas partes: A câmara propriamente dita ou o leito, e a câmara de expansão (*plenum*). A câmara de combustão apresenta uma altura total de 1510 mm sendo o tubo interior de aço inoxidável 304, espessura de 5 mm e diâmetro de 310 mm. Nesta região as partículas sólidas fluidizam. O isolamento térmico até a altura de 850 mm é composto de concreto refratário (Concrepan E, 42% de alumina) de 100 mm de espessura, uma camada de isolante térmico (KAWOOL) de 70 mm, ambos colocados a fim de fornecer resistência mecânica e térmica às altas temperaturas do processo. O fechamento foi feito em aço carbono com espessura de 3,2 mm e 650 mm de diâmetro. A altura restante (660 mm), área onde a temperatura é de menor intensidade, está revestida por uma camada de lã de vidro de 50 mm, conforme mostrado na Fig. 3.6.

O *plenum*, situado na parte inferior da câmara de combustão, é construído em aço inoxidável 304 e possui diâmetro interno de 310 mm. O ar é injetado no leito através de uma placa distribuidora composta de 19 bicos injetores, os quais possuem 6 orifícios com diâmetro de 1,5 mm possuindo internamente tubulação para entrada de GLP. Maiores detalhes com relação da construção do *plenum* e da placa distribuidora podem ser encontrados em Parise (2000). Nas Figuras 3.6 e 3.7 apresentam-se uma vista frontal do combustor e uma vista superior do combustor em operação.

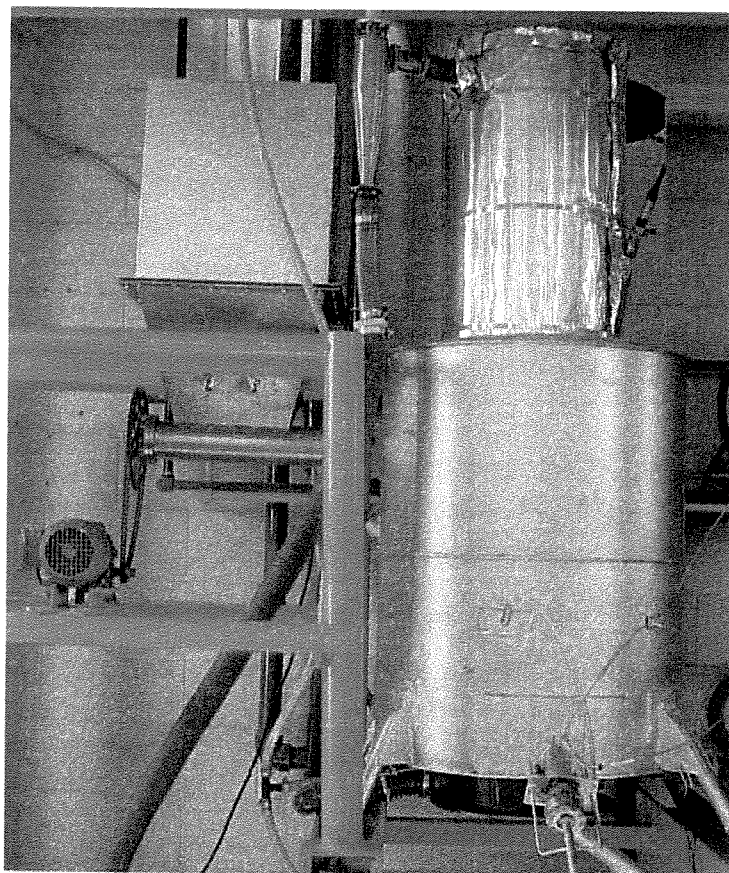


Figura 3.6 - Esquema da câmara de combustão

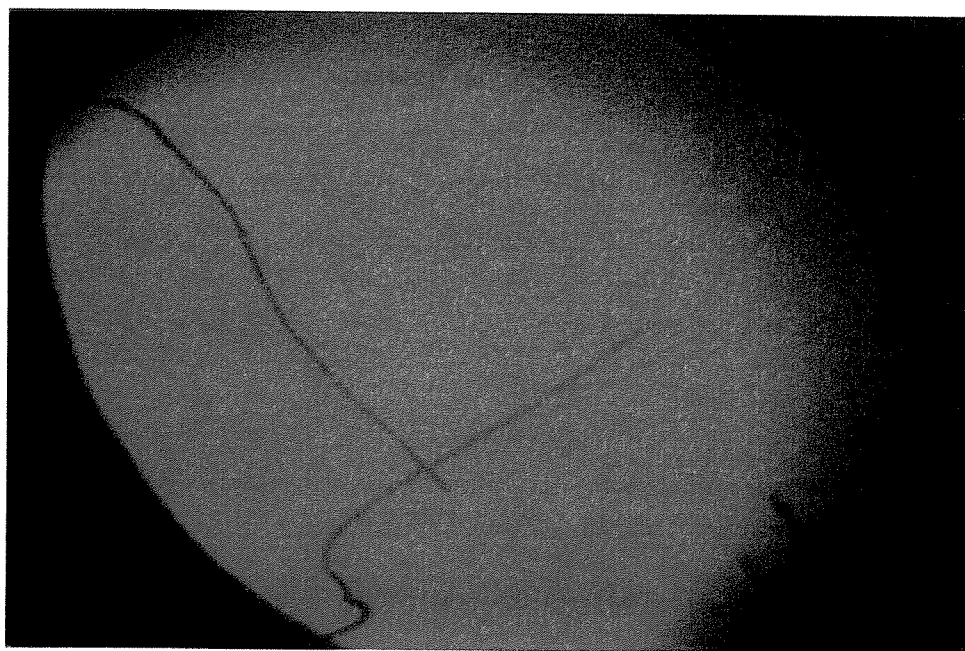


Figura 3.7 - Vista superior do combustor em operação

3.1.3 Válvula cônica

O objetivo da válvula é atender a necessidade de transferir sólidos particulados em temperaturas elevadas ao trocador de calor. A válvula foi construída em aço inox ASTM A 276 T 310, exceto as tubulações para o ingresso de água e de ar na válvula cônica que eram de cobre. Os detalhes construtivos do corpo físico bem como a fotografia da válvula são apresentados nas Fig. 3.7 e 3.8. Maiores detalhes podem ser encontrados na dissertação de Oliveira (2001) que estudou as características construtivas e de projeto dessa válvula.

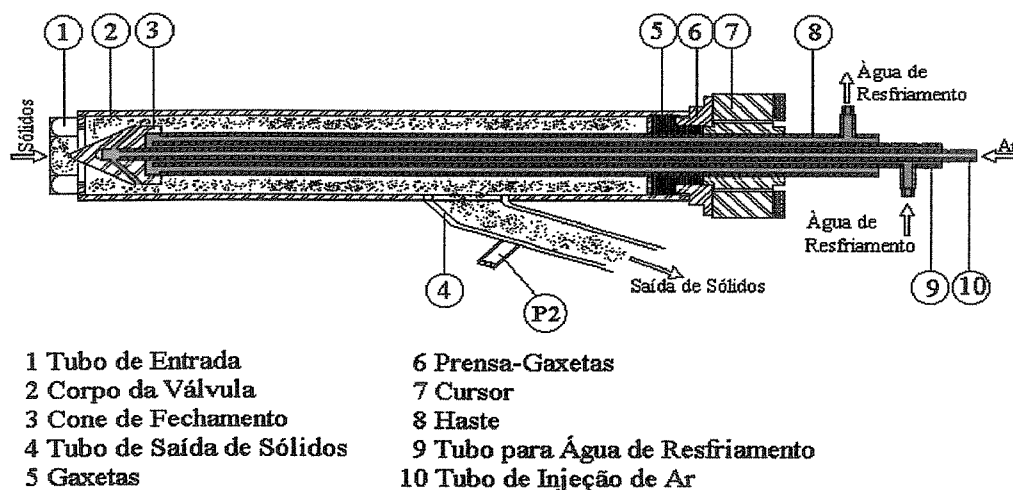


Figura 3.8 - Detalhes construtivos da válvula cônica de alimentação ao trocador de calor

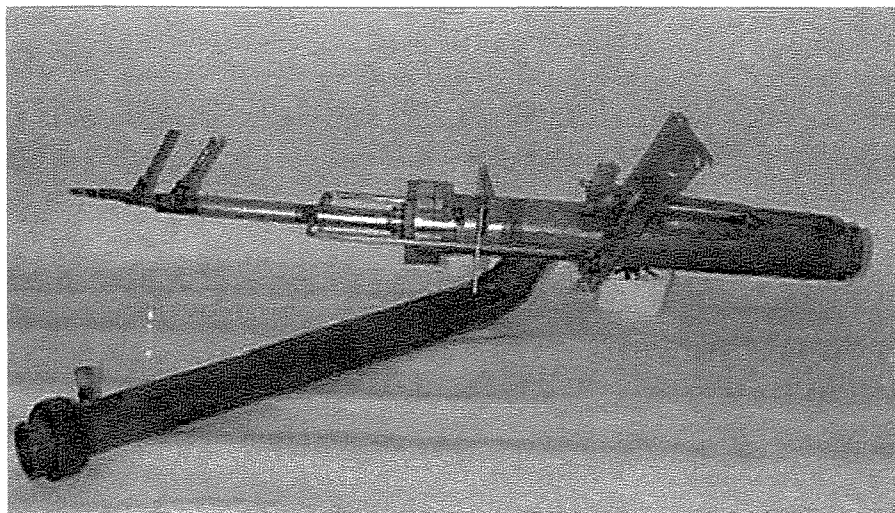


Figura 3.9 - Válvula cônica que alimenta os sólidos ao trocador de calor

3.1.4 Transportador de parafuso

A alimentação de sólidos na câmara de combustão foi feita através do sistema composto pelo silo e pelo transportador de parafuso os quais foram construídos em aço inoxidável. O silo foi projetado visando uma alimentação constante de material. O transportador de parafuso é movimentado por um motoredutor marca WEG com potência de 0,37 kW. O transportador apresenta passos diferentes que crescem desde 15 mm até 25 mm, visando a alimentação uniforme do combustor. Este motoredutor opera com um variador de velocidades marca Motovar que permite variar o fluxo mássico do sólido alimentado na câmara. A partir de testes experimentais verificou-se que a descarga de sólidos pode variar desde 6,88 kg/h até 172,3 kg/h. Na Fig. 3.10 mostra-se a fotografia do sistema de alimentação de sólidos.

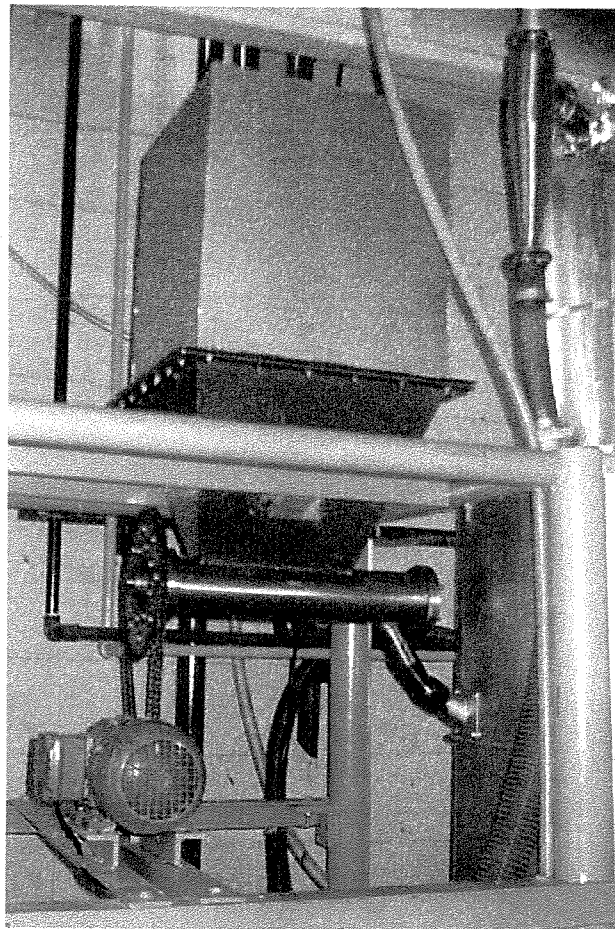


Figura 3.10 - Transportador de parafuso

3.1.5 Sistema de suprimento de Ar.

O sistema de suprimento de ar é composto por dois subsistemas: linha de ar para o trocador de calor; e linha de ar para o combustor e para a válvula cônica.

❖ **Linha de ar para o trocador de calor.**

Este subsistema é composto por um ventilador centrífugo de $60 \text{ m}^3/\text{min}$ e 3700 mmca de capacidade, com motor elétrico acoplado marca WEG, o qual possui uma potência de 5,5 kW; (Fig. 3.11); duas válvulas de 1" (uma de globo e outra de esfera) para controle da vazão do ar, e um medidor de placa de orifício, (Fig. 3.12); o diâmetro da tubulação na saída do ventilador é de 25,4 mm.

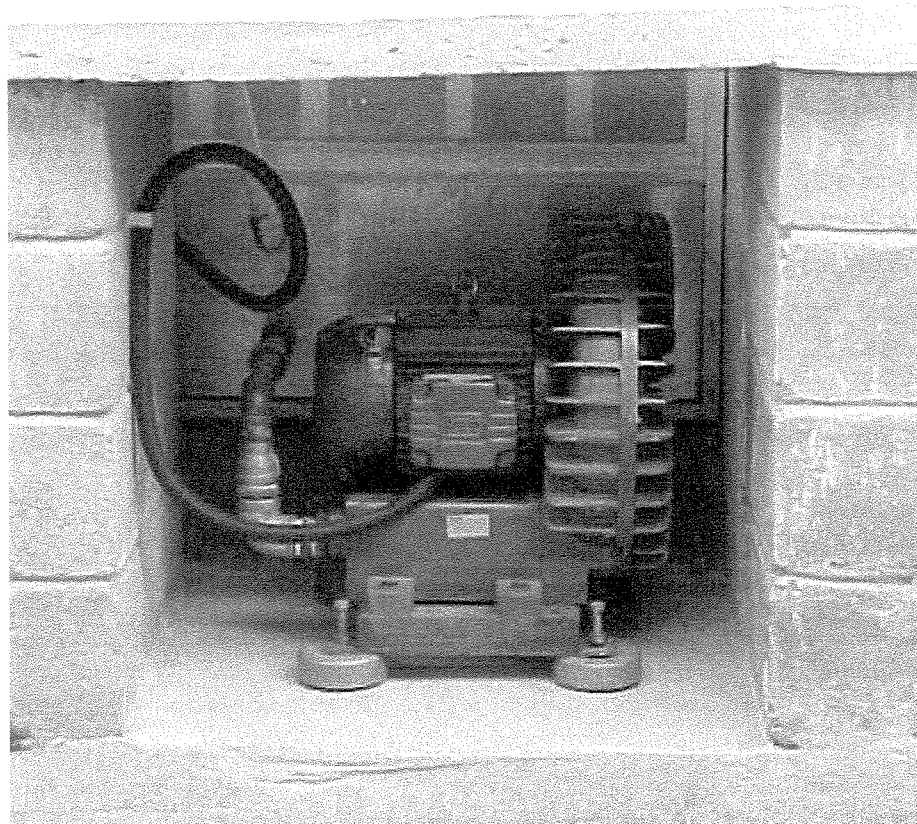


Figura 3.11 – Soprador de Ar

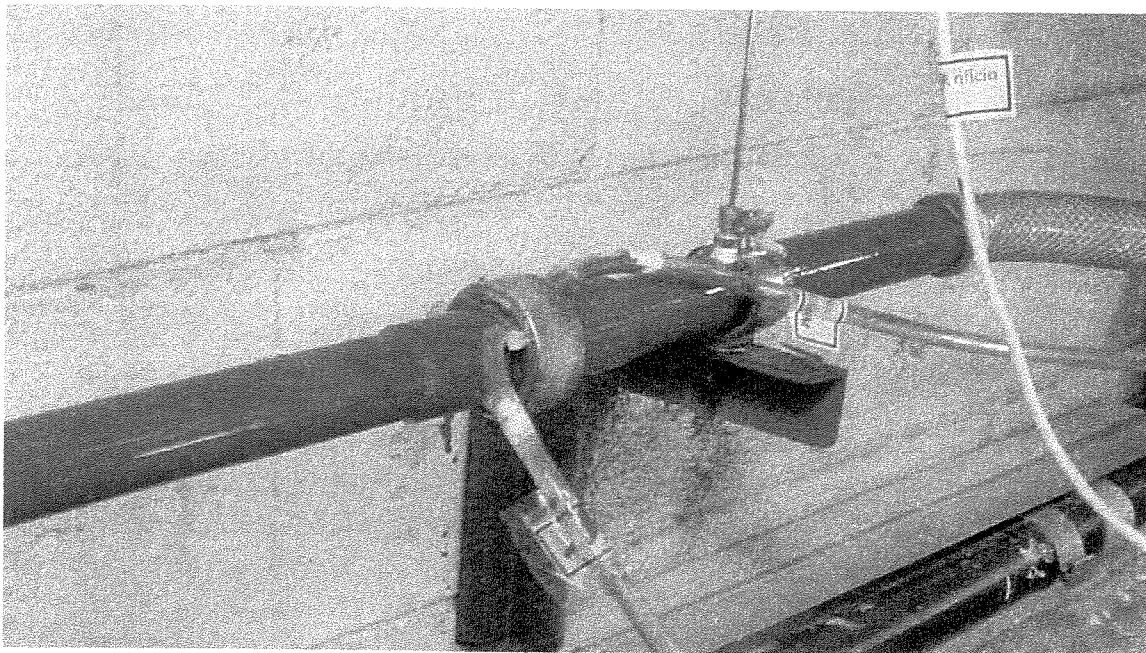


Figura 3.12 - Medidor de placa de orifício da linha de ar para o trocador de calor

❖ **Linha de ar para o combustor e válvula cônica.**

Este subsistema é composto por um compressor tipo Roots com capacidade de 738 m³/h e 0,8 bar, um reservatório de ar, e junta de dilatação. Este compressor usa um motor de 15 kW de potência, mostrado na Fig. 3.13. A linha de alimentação do ar ao combustor apresenta uma válvula de globo de 1 ½" para o ajuste da vazão, e um rotâmetro para o controle da descarga. A linha de ar para a válvula cônica apresenta um regulador de pressão com filtro de ar, e uma válvula de esfera de ¼" (Fig. 3.14).

3.1.6 Linhas de suprimento de água.

O sistema de suprimento de água é formado por dois subsistemas: linha de água para o combustor e para o trocador de calor.

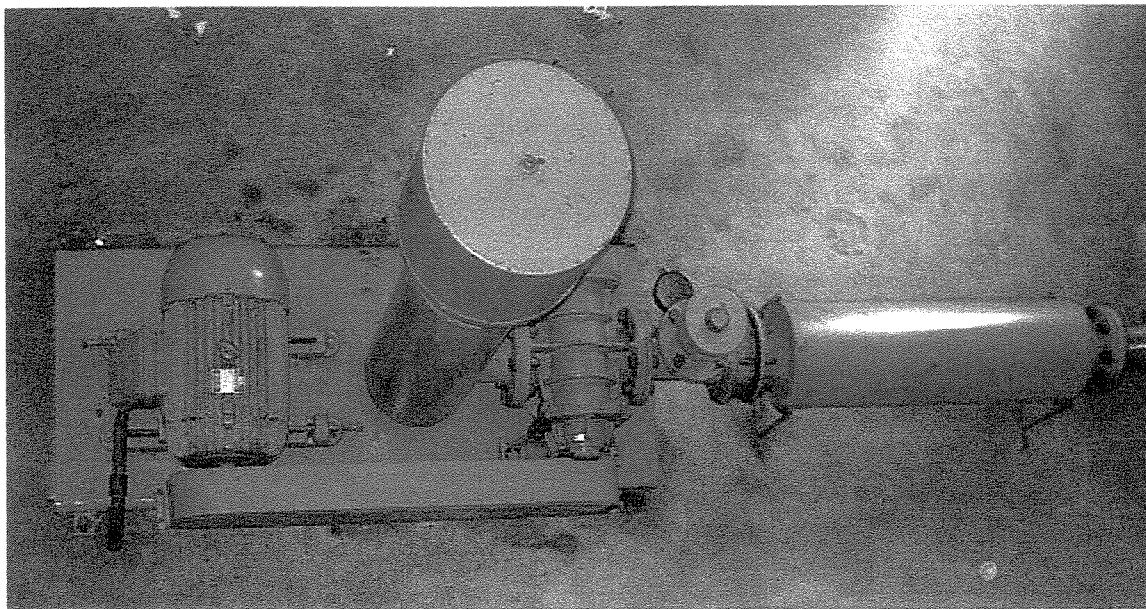


Figura 3.13 - Compressor Roots

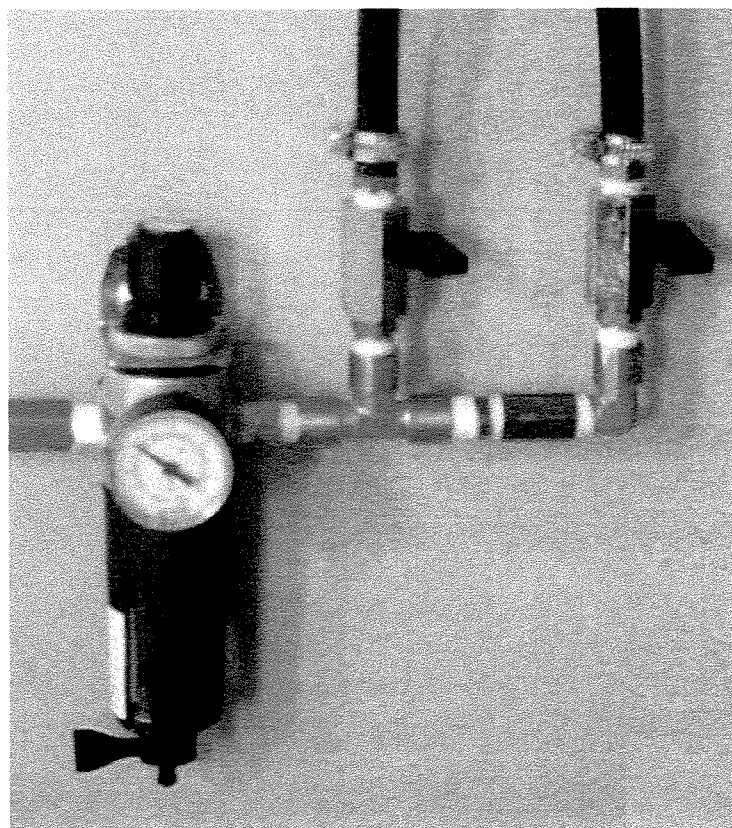


Figura 3.14 - Regulador com filtro da linha de ar para a válvula cônica

❖ **Linha de água ao trocador de calor.**

O subsistema de suprimento é composto por uma torre de resfriamento de água, uma bomba centrífuga (Fig. 3.15); uma válvula de agulha de ¼" para o ajuste fino e controle da vazão da água e um medidor de vazão tipo placa de orifício (Fig. 3.16).

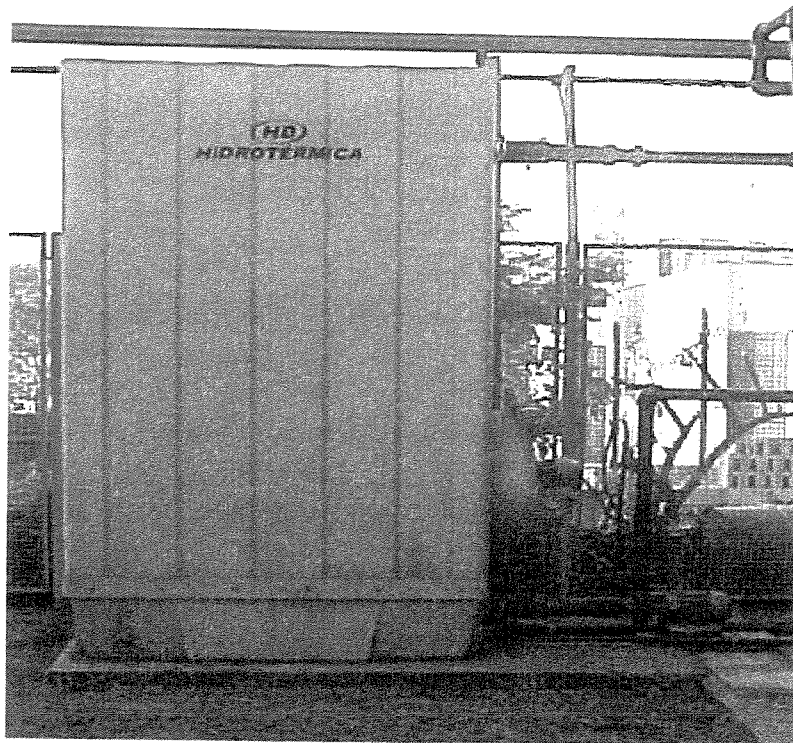


Figura 3.15 – Sistema de Alimentação de água ao trocador de calor

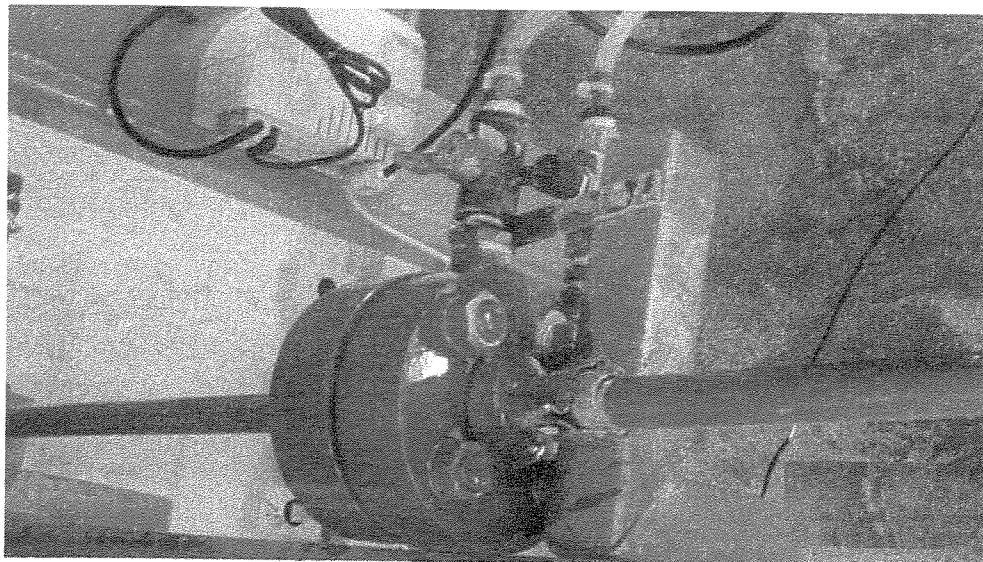


Figura 3.16 - Medidor de vazão da água tipo placa de orifício.

❖ Linha de água ao combustor e à válvula cônica

Ambos sistemas são compostos por duas válvulas de esfera de $\frac{3}{4}$ " e tubulação do mesmo diâmetro. A função dessas linhas de água é resfriar a placa distribuidora do combustor e a válvula cônica, respectivamente, prevenindo deformações.

3.1.7 Linha de suprimento de GLP

O sistema de suprimento de GLP é constituído por uma bateria de botijões de GLP (Fig. 3.17); uma válvula solenóide de $\frac{1}{2}$ ", um regulador de pressão de $\frac{1}{2}$ ", uma válvula de agulha de $\frac{1}{4}$ " para o ajuste fino da descarga de GLP e um rotâmetro para medida da vazão de GLP.

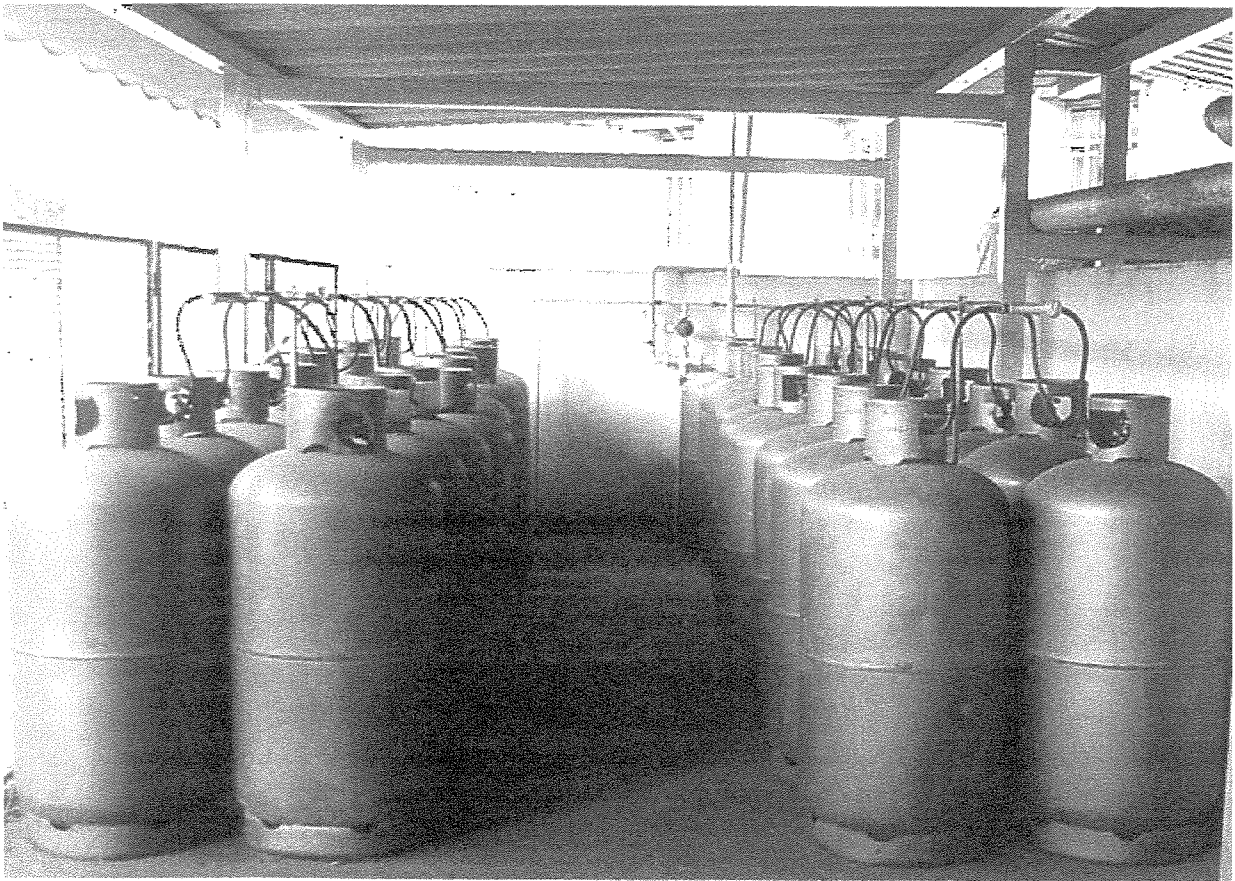


Figura 3.17 - Bateria de GLP

3.1.8 Instrumentação

O sistema experimental foi instrumentado com medidores de pressão, de temperatura, e de vazão. As posições de instalação foram escolhidas segundo a necessidade de estudo dos diferentes parâmetros.

❖ Medida da temperatura

Foram realizados dois procedimentos para a medida das temperaturas, dependendo da faixa de temperatura medida ($T \leq 200^{\circ}\text{C}$ e $T > 200^{\circ}\text{C}$).

➤ Medidas de temperaturas menores ou iguais a 200°C .

Estas temperaturas foram medidas através de PT-100, modelo Markare TR-107

Foram realizadas as seguintes medidas:

- ❑ Temperatura de entrada e saída do ar no trocador de calor ($T_{g,i}$, $T_{g,o}$), as quais foram testadas com dois PT-100 para cada temperatura medida. Adicionalmente foi medida a temperatura do ar depois da placa de orifício ($T_{g,p}$), com PT-100 localizado a uma distância de 5 diâmetros hidráulicos (com relação ao tubo de ar) a partir da placa de orifício,
- ❑ Temperatura de entrada e saída da água no trocador de calor ($T_{w,i}$ e $T_{w,o}$), medidas nas extremidades do tubo imerso no leito, adjacentes às paredes externas do trocador de calor, e
- ❑ Temperatura de saída do sólido ($T_{s,o}$), medida no leito fluidizado adjacente à seção de saída do sólido.

As temperaturas medidas utilizando PT-100 foram apresentadas por meio do Indicador Multicanal MKIM-101 Vr.06, mostrado na Fig. 3.18.

➤ **Medida de temperatura maior que 200°C.**

Nesta faixa de temperatura foi considerada apenas a medida da temperatura de entrada do sólido no trocador de calor ($T_{s,i}$), para a qual foram testados dois métodos.

□ **Medida da temperatura através de termopar tipo K.**

Foram instalados dois termopares tipo K, para a medida da temperatura. Também foi inserido um tampão para obstruir o escoamento do sólido e poder medir a temperatura com o termopar (TK1), ao mesmo tempo em que o segundo termopar (TK2) foi dobrado com a finalidade de obter maior contato com os sólidos. Essas medidas forneceram valores não confiáveis e foram descartadas em função da não uniformidade do escoamento no tubo de entrada de sólidos no trocador (Fig.3.19).

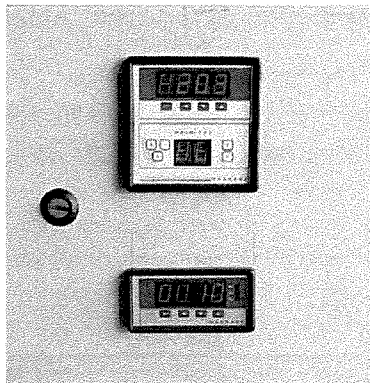


Figura 3.18 - Indicador de temperatura e pressão do sistema

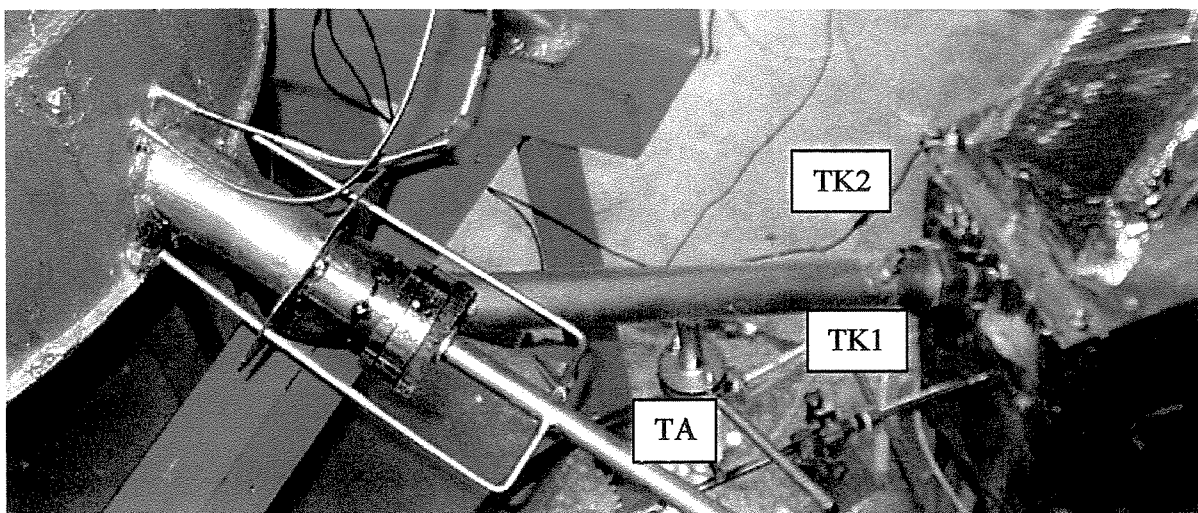


Figura 3.19 – Pontos de medida de temperatura dos sólidos no tubo de alimentação ao trocador de calor

❑ Medida da temperatura através da garrafa térmica

Foi instalada uma tomada de amostra (TA), Fig. 3.19, no tubo de alimentação do sólido ao trocador de calor, com o intuito de retirar sólidos quentes do sistema. Abrindo-se a tampa de abertura da tomada de amostra, uma determinada quantidade de material sólido caía diretamente no interior de uma garrafa térmica que continha água com temperatura e massa previamente determinadas. Após o estabelecimento do novo equilíbrio térmico no interior da garrafa térmica determinava-se a massa de sólido adicionada na garrafa através da pesagem em balança, bem como a temperatura de equilíbrio. Aplicando-se um balanço de energia admitindo sistema isolado termicamente, obteve-se a temperatura do sólido na entrada do trocador. Os instrumentos usados por este método estão mostrados na Fig. 3.20.

Esse método revelou-se bastante confiável, apresentando pequena dispersão entre as medidas realizadas.

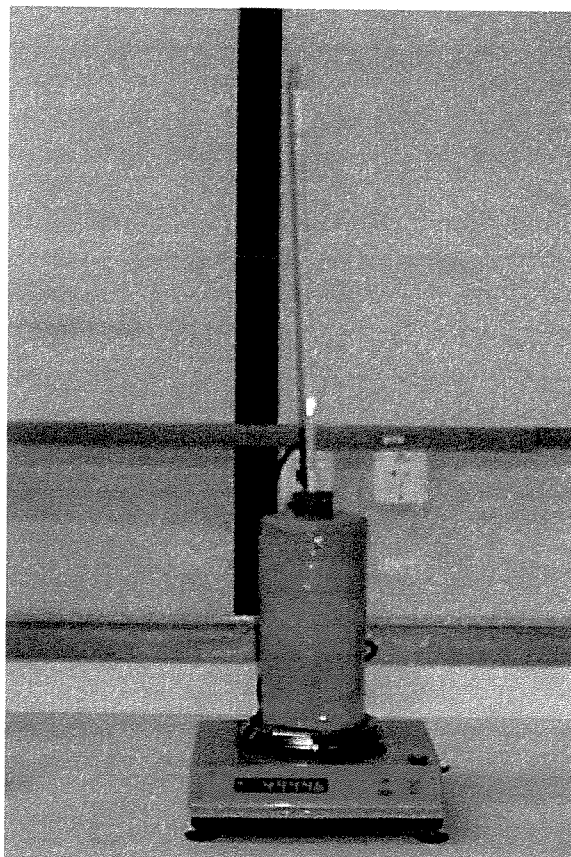


Figura 3.20 - Instrumentos usados para determinar a temperatura dos sólidos que entram no trocador de calor

❖ Medidas de Pressões

As medidas de pressões dos escoamentos de ar e de água foram realizadas usando 08 tubos em U, mostrados na Fig. 3.21. A queda de pressão da água através da tubulação imersa no trocador de calor foi medida através de um medidor de pressão diferencial marca SMARTM, modelo LD301/D1, com faixa de medida de 12,5 a 500 mmca e incerteza de medida fornecida pelo fabricante de $\pm 0,075\%$ de faixa ajustada, $\pm 0,375$ mmca, (Fig. 3.22); e a pressão manométrica da água na entrada do trocador foi obtida por um medidor de pressão estática, o qual foi conectado a um indicador de pressão serie MKIP-101, Fig. (3.18).

Os tubos em U foram usados para medir a pressão em:

- ❑ Pressão montante ($P_{\text{mon,g}}$), e queda de pressão através da placa de orifício ($\Delta P_{l,g}$), utilizada para determinar a descarga do ar que alimenta o trocador de calor,
- ❑ Pressão montante ($P_{g,i}$), e queda de pressão do ar ($\Delta P_{l,g}$) no trocador de calor,
- ❑ Queda de pressão através da placa de orifício ($\Delta P_{l,w}$), utilizado para determinar a descarga da água que escoar no tubo imerso no leito do trocador de calor. O manômetro usado foi um tubo em U invertido,
- ❑ Queda de pressão da água no tubo imerso no leito ($\Delta P_{t,w}$), o qual será realizado através de um tubo em U invertido,
- ❑ Queda de pressão dos sólidos no trocador de calor ($\Delta P_{t,s}$), e
- ❑ Queda de pressão do leito no combustor ($\Delta P_{c,b}$).

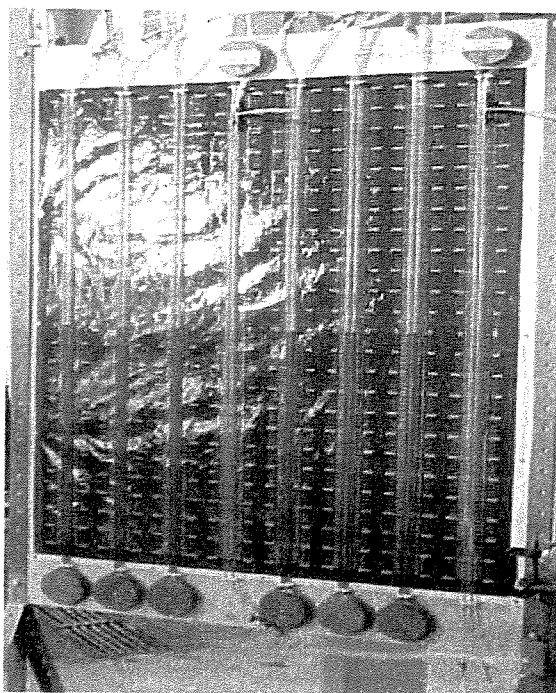


Figura 3.21 - Manômetros em U usados no presente estudo

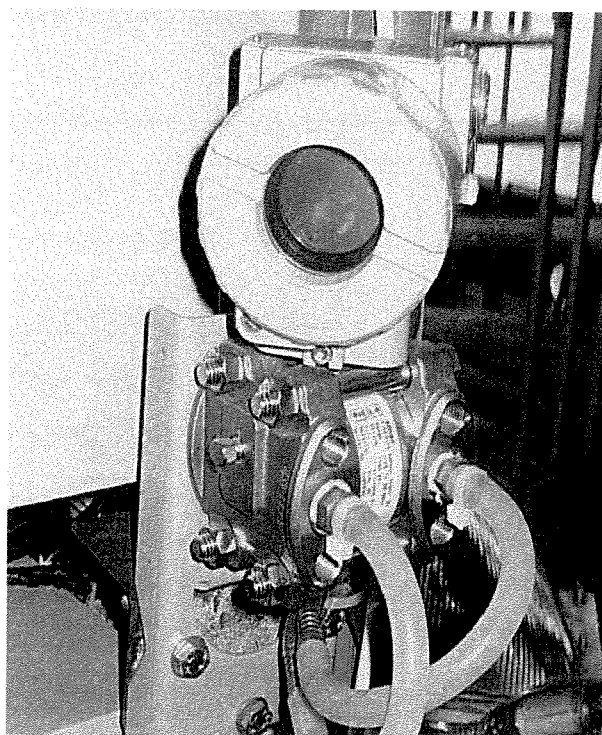


Figura 3.22 - Medidor SMARTM da queda de pressão da água no tubo imerso

3.1.9 Medidas das descargas de sólidos, ar e água.

- ❖ O controle da descarga de sólidos deixando o trocador foi realizado usando cronômetro e balança eletrônica,
- ❖ A descarga do ar foi calculada através de um medidor de placa de orifício ($\phi_{\text{orifício}} = 19,885 \text{ mm}$). Para isso foram medidas a pressão montante e a queda de pressão na placa de orifício, a temperatura do ar e a pressão barométrica, foram consideradas as propriedades do ar na temperatura jusante à placa de orifício, Fig. 3.12, e
- ❖ A descarga da água foi calculada através de um medidor de placa de orifício ($\phi_{\text{orifício}} = 3,5 \text{ mm}$) instalado na entrada do trocador de calor. Para isso foram medidas a queda de pressão e a temperatura na placa de orifício.

3.2 Metodologia de Cálculo

Nesta seção é descrita a metodologia de cálculo para determinar o valor das variáveis: efetividade (E), eficiência energética (E_{enc}), eficiência exergética (N_{enc}), número de unidades de geração de entropia (N_S), razão entre as exergias do ar e da água (R_{enc}), e razão entre as entropias do ar e da água (R_S).

Para o cálculo das variáveis serão consideradas as seguintes hipóteses:

- ❖ Regime permanente.
- ❖ Não há interação de trabalho com o meio ambiente.
- ❖ As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.
- ❖ Inexistência de gradiente de temperatura no interior das partículas.
- ❖ Não há presença de reações químicas no interior do trocador de calor.

3.2.1 Balanço de Primeira Lei

A análise será aplicada ao seguinte volume de controle envolvendo o trocador de calor considerado:

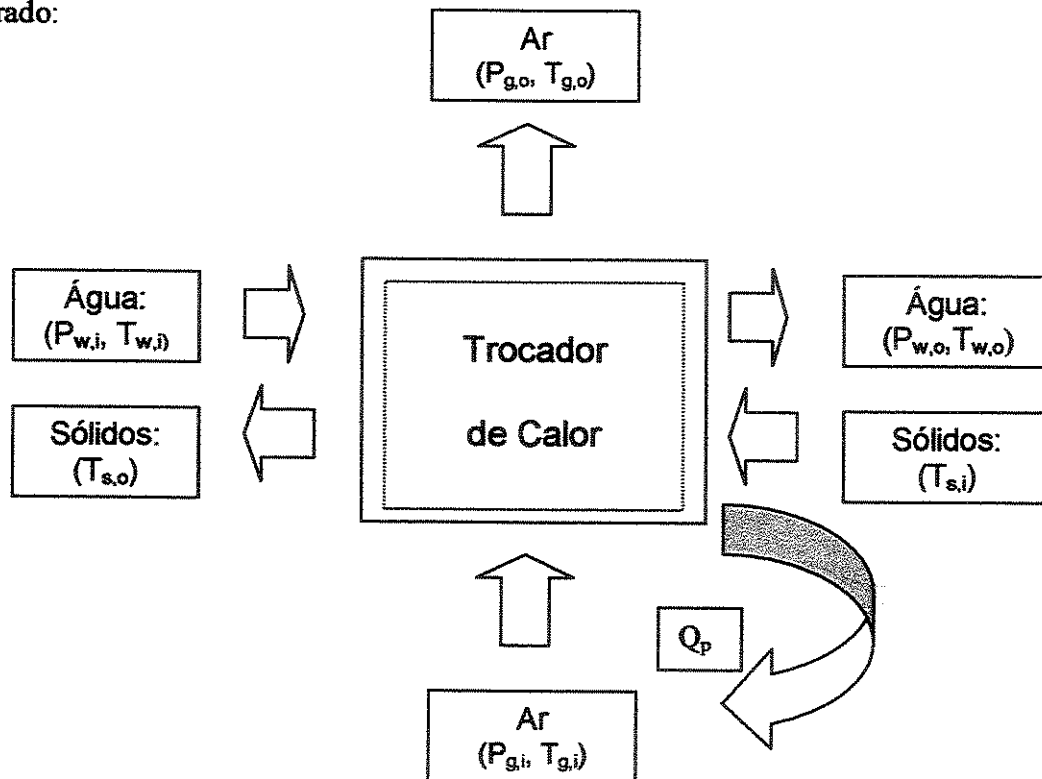


Figura 3.23 Volume de controle envolvendo o trocador de calor e fluxos considerados

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica ao volume de controle mostrado na Fig. 3.23, tem-se:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q_{\sigma}}{\delta t} + \frac{\delta W_{\sigma}}{\delta t} + \sum_i \dot{m}_i \left[h_i + gz_i + \frac{v_i^2}{2} \right] - \sum_o \dot{m}_o \left[h_o + gz_o + \frac{v_o^2}{2} \right] \quad (3.1)$$

Considerando as hipóteses estabelecidas anteriormente, a equação anterior é simplificada para:

$$\dot{m}_s (h_{s,i} - h_{s,o}) + \dot{m}_w (h_{w,i} - h_{w,o}) + \dot{m}_g (h_{g,i} - h_{g,o}) - \dot{Q}_p = 0 \quad (3.2)$$

Onde:

$\dot{Q}_p$ é o calor perdido ao meio ambiente.

3.2.2 Balanço de Segunda Lei

Aplicando-se a Segunda Lei da Termodinâmica ao volume de controle mostrado na Fig. 3.23 tem-se:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_{sc} \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_o \dot{m}_o s_o + S_{gen} \quad (3.3)$$

Levando em conta as hipóteses estabelecidas, a Eq. (3.3) fica:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_s (s_{s,o} - s_{s,i}) + \dot{m}_w (s_{w,o} - s_{w,i}) + \dot{m}_g (s_{g,o} - s_{g,i}) + \frac{\dot{Q}_p}{T_o} \quad (3.4)$$

O primeiro termo do lado direito da (Eq. 3.4) é calculado considerando o calor específico dos sólidos (c_p) constante; de acordo com Wylen (1998) a variação de entropia dos sólidos é obtida através da seguinte relação.

$$s_{s,o} - s_{s,i} = c_{p_s} \ln \left(\frac{T_{s,o}}{T_{s,i}} \right) \quad (3.5)$$

A temperatura em cada ponto do volume de controle foi considerada homogênea e igual a T_0 .

3.2.3 Cálculo da efetividade do trocador de calor (E)

A efetividade “E” é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real ($\dot{q}$), e a taxa de transferência de calor máxima possível ($\dot{q}_{max}$), como discutido em Incropera e DeWitt (1996).

$$E = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (3.6)$$

Analisando esta definição para o caso do trocador de calor em estudo, a troca de calor real ($\dot{q}$) pode ser computada pelo cálculo tanto da energia perdida pelo fluido quente, no caso o leite, quanto pelo cálculo da energia recebida pelo fluido frio, no caso a água no interior dos tubos. Admitindo que não há perdas de calor para o ambiente (trocador de calor adiabático), temos:

$$\dot{q} = \dot{m}_L c_L (T_{L,i} - T_{L,o}) = \dot{m}_w c_w (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (3.7)$$

A situação de máxima troca de calor possível ($\dot{q}_{max}$) deve corresponder para o fluido com a variação máxima de temperatura e o valor mínimo de ($\dot{m} c_{min}$), caso contrário, pelo balanço de energia, ao outro fluido corresponderia um ΔT ainda maior. A máxima taxa de transferência de calor pode ser escrita:

$$\dot{q}_{\max} = \left(\dot{m} c \right)_{\min} (T_{L,i} - T_{w,i}) \quad (3.8)$$

Tratando-se de um trocador de calor operando com leito fluidizado, temos basicamente dois fluidos envolvidos: suspensão gás – sólido (mistura bifásica) e água de resfriamento, de tal forma que as propriedades da suspensão devem ser consideradas.

O calor específico de uma mistura bifásica (c_b) é dado, de acordo com Kubie (1976) e Hoolen e Stermerding (1981) por:

$$c_L = \frac{\rho_s c_{ps} (1 - \varepsilon_f)}{\rho_L} \quad (3.9)$$

Onde:

$$\rho_L = \frac{\dot{m}_s + \dot{m}_g}{V_L} = \frac{\dot{m}_s}{V_L} + \frac{\dot{m}_g}{V_L} \quad (3.10)$$

Resolvendo a equação anterior tem-se:

$$\rho_L = \frac{\rho_s V_s}{V_L} + \frac{\rho_g V_g}{V_L} \quad (3.11)$$

com isso,

$$\rho_L = \rho_s (1 - \varepsilon_f) + \rho_g \varepsilon_f \quad (3.12)$$

Onde ε_f é a porosidade do leito fluidizado.

Para sistemas gás sólido, é válido considerar:

$$\rho_L \cong \rho_s (1 - \varepsilon_f) \quad (3.13)$$

Assim; substituindo na Eq. (3.9), verifica-se que o calor específico do leito fluidizado é aproximadamente igual ao calor específico do material sólido, ou seja:

$$c_L \equiv c_{ps} \frac{\overbrace{\rho_s (1 - \varepsilon_f)}^1}{\rho_s (1 - \varepsilon_f)} = c_{ps} \quad (3.14)$$

Considerando agora o leito como sendo o fluido do processo do lado do casco (fluido quente), como sugerido por Suo (1976), o fluxo mássico do leito através de uma seção transversal do trocador de calor equivale ao fluxo mássico dos sólidos, ou seja:

$$\dot{m}_L = \dot{m}_s$$

Assim:

$$(\dot{m}c)_{min} = \dot{m}_L c_L \quad (3.15)$$

Substituindo na Eq. (3.5), tem-se:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} = \frac{\dot{m}_L c_L (T_{L,i} - T_{L,o})}{\dot{m}_L c_L (T_{L,i} - T_{w,i})} \quad (3.16)$$

ou seja:

$$E = \frac{T_{L,i} - T_{L,o}}{T_{L,i} - T_{w,i}} \quad (3.17)$$

3.2.4 Eficiência energética do trocador de calor (E_{ene})

Segundo o conceito de produtos/insumos, a eficiência energética pode ser definida como a razão entre as taxas dos fluxos de energia, Moran e Shapiro (1993). Baseado nesta definição a eficiência energética foi definida através da Eq. (3.17).

$$E_{ene} = \frac{\dot{m}_w (h_{w,o} - h_{w,i}) + \dot{m}_g (h_{g,o} - h_{g,i})}{\dot{m}_s (h_{s,i} - h_{s,o})} \quad (3.18)$$

3.2.5 Eficiência exergetica do trocador de calor (N_{ex})

A eficiência exergetica pode ser definida com o conceito (produtos/insumos), Moran e Shapiro (1993); baseado nesse conceito definiu-se a eficiência exergetica N_{ex} através da Eq. (3.19).

$$N_{ex} = \frac{m_w(b_{w,o} - b_{w,i}) + m_g(b_{g,o} - b_{g,i})}{m_s(b_{s,i} - b_{s,o})} \quad (3.19)$$

3.2.6 Cálculo do número de unidades de geração de entropia N_S :

Considerando a Eq. (2.11), tem-se:

$$N_S = \frac{S_{gen}}{m_s c_{p,s}} \quad (3.20)$$

3.2.7 Cálculo da razão entre a exergia do ar e da água (R_{ex})

Esta variável permite relacionar as ordens de grandeza da exergia do ar e da água. Ou seja, permite visualizar como está dividida a variação de exergia do sólido entre os fluxos ar e água. R_{ex} é definida como razão entre a variação de exergia do ar e a variação de exergia da água.

$$R_{ex} = \frac{m_g(b_{g,o} - b_{g,i})}{m_w(b_{w,o} - b_{w,i})} \quad (3.21)$$

3.2.8 Cálculo da razão entre a entropia do ar e da água (R_S)

Esta variável permite analisar a distribuição da variação de entropia entre os fluxos de ar e de água. R_S é definido como a razão entre a variação de entropia do ar e a variação de entropia da água.

$$R_s = \frac{m_s (s_{g,o} - s_{g,i})}{m_w (s_{w,o} - s_{w,i})} \quad (3.22)$$

3.2.9 Cálculo do parâmetro “C” (razão entre as capacidades caloríficas)

Este parâmetro é definido como sendo a razão entre a capacidade calorífica mínima e a capacidade calorífica máxima dos fluidos envolvidos no trocador de calor.

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.23)$$

A capacidade calorífica mínima corresponde à capacidade calorífica dos sólidos, pois é o material que apresenta a maior variação de temperatura no trocador, e pode ser calculado através da Eq. (3.24).

$$C_{\min} = \dot{m}_s c_{p_s} \quad (3.24)$$

Essa consideração envolve a análise descrita na Eq. (3.14).

A capacidade calorífica máxima ($C_{\max}$) está definida como a capacidade calorífica do fluido que sofre a menor variação de temperatura no trocador, e para o trocador de calor considerado, $C_{\max}$ refere-se à capacidade calorífica da água de resfriamento.

$$C_{\max} = \dot{m}_w c_{p_w} \quad (3.25)$$

3.3 Planejamento experimental

Para estabelecer os fatores (variáveis de entrada) que afetam a resposta (variável de saída), foi fundamental a revisão bibliográfica previamente feita. Assim os fatores escolhidos para análise são:

- ✓ Razão das capacidades caloríficas dos fluidos “C”.
- ✓ Área de transferência de calor: “A”
- ✓ Número de Chicanas: N_c .

A variável de resposta foi, primeiramente, o número de unidades de geração de entropia “ N_s ”.

A tabela 3.1 mostra os valores dos níveis estabelecidos para os fatores. Esses valores foram definidos em função das características e das limitações do conjunto experimental.

Tabela 3.1 Níveis dos fatores considerados para o planejamento experimental

VARIÁVEIS	NÍVEIS		
	-1	0	+1
Áreas (A)	A_1	A_2	A_3
Número de chicanas (N_c)	0	3	6
Razão das capacidades térmicas (C)	0.3	0.6	0.9

Desta maneira foi estabelecida a matriz do planejamento experimental, a qual é apresentada na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 Planejamento experimental fatorial 2^3 com três pontos centrais

Ensaio	Fatores			Resposta
	A	Nc	C	Ns
1	A ₁ (-1)	0 (-1)	0.3 (-1)	
2	A ₃ (+1)	0 (-1)	0.3 (-1)	
3	A ₁ (-1)	6 (+1)	0.3 (-1)	
4	A ₃ (+1)	6 (+1)	0.3 (-1)	
5	A ₁ (-1)	0 (-1)	0.9 (+1)	
6	A ₃ (-1)	0 (-1)	0.9 (+1)	
7	A ₁ (-1)	6 (+1)	0.9 (+1)	
8	A ₃ (-1)	6 (+1)	0.9 (+1)	
9	A ₂ (0)	3 (0)	0.6 (0)	
10	A ₂ (0)	3 (0)	0.6 (0)	
11	A ₂ (0)	3 (0)	0.6 (0)	

Onde:

A₁: Área menor, correspondente ao tubo com 8 mm de diâmetro externo (A₁=0,066 m²).

A₂: Área do ponto central, correspondente ao tubo com 12,7 mm de diâmetro externo (A₂=0,104 m²).

A₃: Área maior, correspondente ao tubo com 15,8 mm de diâmetro externo (A₃=0,130 m²).

N_c: Número de chicanas imersas no leito fluidizado (N_c= 0, 3, ou 6).

C: Razão entre as capacidades térmicas (C=0,3; 0,6; ou 0,9).

Embora tenha sido estabelecido mudar a razão das capacidades caloríficas entre (0,3; 0,6; e 0,9); isto não foi possível de ser realizado na prática por limitações do combustor. Finalmente foi estabelecida a faixa de operação do parâmetro C em (0,05; 0,075 e 0,10).

Capítulo 4

Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentadas a discussão dos resultados experimentais e a análise estatística dos dados obtidos a partir do planejamento experimental.

4.1 Tratamento de dados

Para a avaliação dos dados obtidos nos testes experimentais foi usado o critério de Chaveunet. Foram realizados de 5 a 10 repetições para cada um dos ensaios listados na Tab. 4.1.

Nos testes feitos foram fixados os valores de temperatura de entrada dos sólidos ($T_{s,i}=750^{\circ}\text{C}$), da vazão mássica dos sólidos ($\dot{m}_s = 15\text{kg}/\text{h}$) e do ar em ($\dot{m}_g = 55\text{kg}/\text{h}$). Enquanto os valores da temperatura de entrada do ar e da água no trocador de calor mantiveram-se ao redor de 78°C e 22°C respectivamente. A vazão mássica da água variou segundo o parâmetro C analisado e os outros fatores como temperaturas de saída dos fluxos (ar, água e sólidos) e pressões da água mudaram em função das características do ensaio realizado. Os dados usados nos cálculos foram os valores médios de cada variável considerando as repetições de cada ensaio. Os testes experimentais e os cálculos dos mesmos, são apresentados no Anexo I. A incerteza experimental na medida do número de unidades de geração de entropia (N_s) foi de 20%, os cálculos da mesma são mostrados no Anexo II.

As tabelas 4.1 e 4.2, apresentam os resultados dos onze experimentos relativos ao Planejamento Experimental.

Tabela 4.1 – Resultados experimentais

Ensaio	$\dot{m}_s$ (kg/h)	$\dot{m}_g$ (kg/h)	$\dot{m}_w$ (kg/h)	$T_{s,i}$ (°C)	$T_{s,o}$ (°C)	$T_{g,i}$ (°C)	$T_{g,o}$ (°C)	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)
1	15,44	54,66	58,29	769,60	60,12	76,83	92,11	20,53	43,00
2	15,35	55,45	56,52	751,86	64,01	77,27	94,44	21,86	47,99
3	15,21	55,53	57,76	747,1	53,05	76,67	102,15	22,26	45,17
4	15,24	54,73	58,09	751,85	41,63	79,34	95,43	20,87	51,74
5	16,00	55,36	28,65	767,45	68,54	79,28	96,55	21,27	58,05
6	14,80	54,84	27,80	777,09	63,31	78,53	101,41	21,93	71,96
7	15,27	55,12	28,94	761,80	56,51	77,13	111,19	21,76	61,38
8	15,67	55,57	28,03	752,20	47,38	78,18	99,72	21,90	47,38
9	15,77	54,95	39,62	749,00	56,63	76,77	102,56	22,43	55,43
10	15,60	54,88	39,30	741,75	58,85	76,93	110,25	22,85	57,70
11	15,20	55,27	38,55	761,67	61,13	76,68	108,05	22,97	58,15

Tabela 4.2 – Resultados obtidos através do Planejamento Experimental Fatorial

ENSAIO	F A T O R E S			VARIÁVEL DE RESPOSTA
	A	N _c	C	N _s
1	-1	-1	-1	1,206
2	1	-1	-1	1,131
3	-1	1	-1	1,111
4	1	1	-1	1,117
5	-1	-1	1	1,173
6	1	-1	1	1,112
7	-1	1	1	1,095
8	1	1	1	1,077
9	0	0	0	1,094
10	0	0	0	1,096
11	0	0	0	1,098

Embora a variável de resposta no presente trabalho é o Número de unidades de entropia (N_s), analisaram-se também outras variáveis de resposta com a finalidade de comparar e obter maior informação sobre o fenômeno em estudo. Assim foram calculadas também a Efetividade (E), a eficiência energética (E_{ene}) e a Eficiência exergetica (N_{exe}), do trocador de calor. Os valores dessas variáveis são apresentados na Tab. 4.3.

Para a análise dos dados e construção gráfica das superfícies de resposta foi utilizado o programa *Statistic for Windows* 5.0 que apresenta figuras tridimensionais que indicam o efeito de duas variáveis sobre uma variável de resposta.

Tabela 4.3 – Resultados obtidos através do Planejamento Experimental Fatorial para as variáveis E , E_{ene} , $T_{s,o}$ e N_{exe}

ENSAIO	VARIÁVEIS DE RESPOSTA						
	A	N_c	C	E (%)	E_{ene} (%)	$T_{s,o}$ (°C)	N_{exe} (%)
1	-1	-1	-1	94,71	72,11	60,12	1,161
2	1	-1	-1	94,22	84,50	64,01	2,549
3	-1	1	-1	95,75	82,43	53,05	2,870
4	1	1	-1	97,16	96,91	41,62	3,024
5	-1	-1	1	93,67	60,01	68,54	2,327
6	1	-1	1	94,52	83,83	63,31	4,046
7	-1	1	1	95,30	75,88	56,51	4,271
8	1	1	1	96,51	79,44	47,38	4,145
9	0	0	0	95,29	78,95	56,62	3,470
10	0	0	0	95,10	78,52	56,48	3,520
11	0	0	0	95,18	78,10	56,58	3,450

4.2 Interpretação dos resultados.

Na análise da variável de resposta N_s , para um nível de confiança de 95%, constatou-se que os fatores número de chicanas (N_c), área de transferência de calor (A) e razão entre as capacidades caloríficas (C) são estatisticamente significativos.

Inicialmente foi estabelecido o fator C em: 0,3; 0,6 e 0,9; mas não foi possível estabelecer estes valores nos testes devido a problemas de capacidade do equipamento. Ao estabelecer os novos valores de C , foi levado em consideração a capacidade do combustor, sendo assim os novos níveis do parâmetro C foram estabelecidos em 0,05; 0,075 e 0,1.

A Fig. 4.1 apresenta a influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas (C) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s).

A observação da Fig. 4.1, indica que o fator N_s apresenta um valor mínimo para a área maior testada ($d_t=15.8$ mm), e para o maior valor do fator C testado ($C=0.10$). Nesta condição manteve-se fixo o número de chicanas ($N_c=3$). Também foram avaliados os mesmos fatores (A e C) para diferentes números de chicanas ($N_c=0$ e $N_c=6$), observando-se o mesmo comportamento que o apresentado na Fig. 4.1.

Através da análise estatística sobre a variável de resposta eficiência exergética (N_{exe}), determinou-se que os fatores área de transferência de calor (A), razão entre as capacidades caloríficas do ar e da água (C) e número de chicanas (N_c) afetaram significativamente a variável de resposta, quando analisada a um nível de confiança de 95%.

Analisando a eficiência exergética N_{exe} em função dos fatores C e A para um número de chicanas igual a 3 (Figura 4.2), observou-se que a máxima eficiência exergética do sistema é atingida quando o fator A é máximo ($d_t=15,8$ mm) e para o máximo valor do parâmetro C , o qual corresponde à menor vazão de água testada. O mesmo comportamento foi encontrado quando foram variados os valores do número de chicanas (N_c) em 0 e 6.

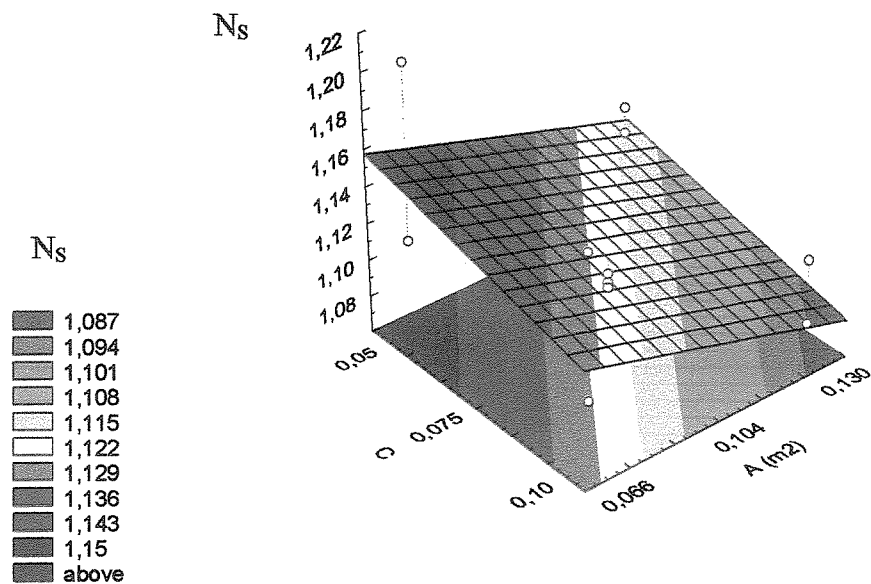


Figura 4.1 – Influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s), para $N_c=3$

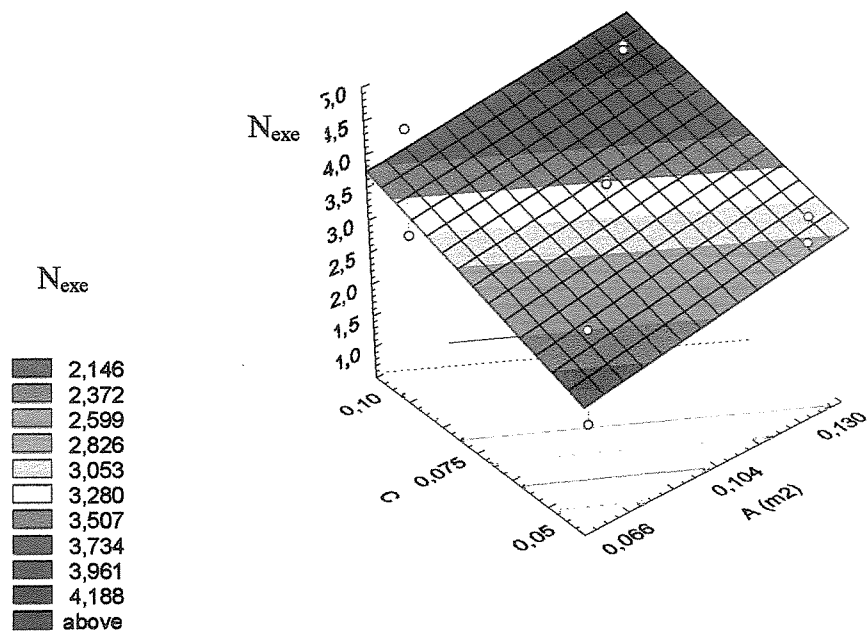


Figura 4.2 - Influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a eficiência exergetica (N_{exe}), para $N_c=3$.

As figuras 4.1 e 4.2 apresentadas anteriormente, mostram que a melhor faixa da eficiência do sistema ocorre na região correspondente à área de transferência de calor ($d_t=15,8$ mm) e ao fator C ($C=0,10$) máximos. A eficiência exergética (N_{exe}) mostrou-se mais sensível ao efeito do parâmetro C, aumentando seu valor quando o valor de C aumenta. Segundo Bejan (1996b) a irreversibilidade gerada pelo atrito do fluido e pela transferência de calor pode ser reduzida através da diminuição da velocidade do fluido escoando através do trocador de calor, esta técnica é sinônimo de usar trocadores de calor maiores, isto é, maior área de transferência de calor e maior volume do trocador de calor. Quando o valor do fator C muda de 0,05 para 0,10 a velocidade da água diminui, observando-se o aumento da eficiência exergética como previsto por Bejan.

Na Fig. 4.3, apresenta-se o comportamento da Efetividade do trocador de calor (E) em função dos fatores C e A mantendo-se fixo o número de chicanas ($N_c=3$). Também foram variados os valores de N_c em 0 e 6, que resultaram em figuras que apresentaram o mesmo comportamento, observado na Fig. 4.3, verifica-se que a efetividade aumenta com o aumento da área, e diminui lentamente com o aumento do parâmetro C

A Eq. 3.17 usada para o cálculo da efetividade, apenas considera a variação de temperatura dos sólidos e a temperatura inicial da água. Portanto, a partir dessa análise a configuração mais eficiente seria a de máxima área de transferência de calor e máximo número de chicanas, o que seria razoável considerando somente a água quente como produto útil. No trocador de calor em questão são dois os produtos principais: a água e o ar, assim é justificado que os resultados obtidos por meio da efetividade não correspondam aos obtidos pelo N_s e pela N_{exe} os quais levam em consideração como produto útil tanto a água como o ar.

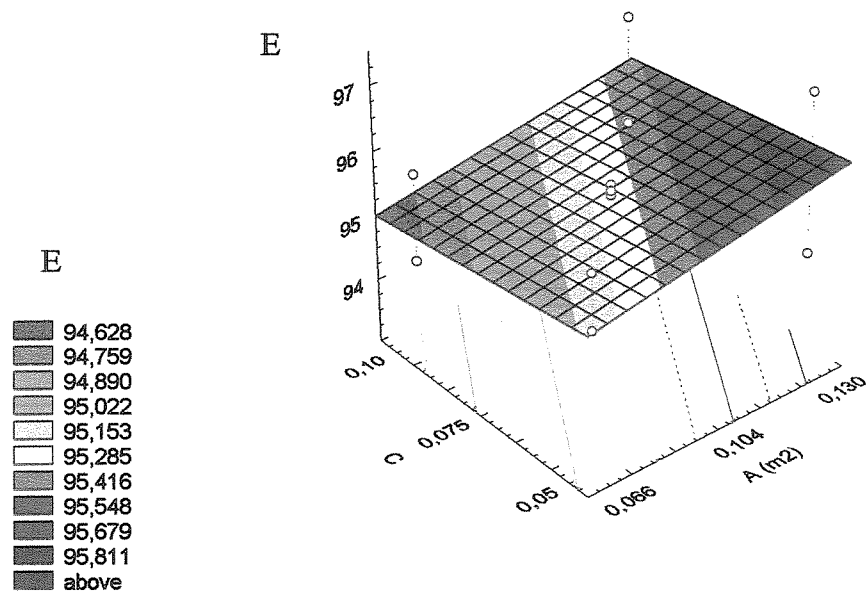


Figura 4.3 - Influência da área de transferência de calor (A) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a Efetividade (E), para $N_c=3$

A Fig. 4.4 apresenta a influência dos fatores A N_c e C sobre a eficiência energética (E_{ene}) onde se observa que a região de máxima eficiência energética do sistema está localizada no máximo valor da área ($A=0,13 \text{ m}^2$) e do número de chicanas ($N_c=6$), e no mínimo valor da razão entre as capacidades caloríficas ($C=0,05$). A um nível de confiança de 95%, podemos dizer que os efeitos dos fatores Área, número de chicanas e razão entre as capacidades caloríficas, são estatisticamente significativos.

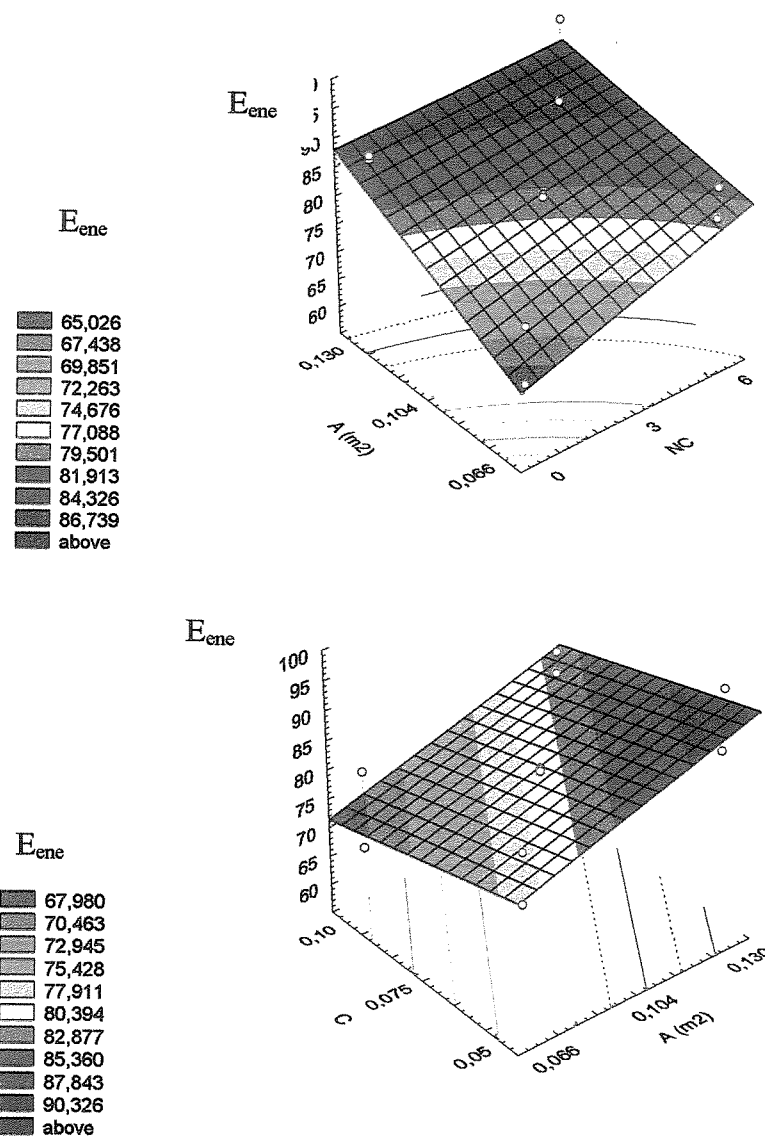


Figura 4.4 – Influência da área de transferência de calor (A), Número de chicanas (N_c) e da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a eficiência energética (E_{ene}), para $N_c=3$ e $C=0,075$ respectivamente

Da análise dos fatores A e N_c , pode-se salientar o fato de que a eficiência da primeira lei oferece uma faixa de trabalho tentativa com relação à área e ao número de chicanas, para as condições de operação do sistema, enquanto a eficiência exergética N_{exe} e a análise de geração de entropia N_s (análises de segunda lei), permitem o ajuste fino nas condições de trabalho ótimas. Este fato foi verificado por Moran e Sciubba (1994), segundo o qual com o uso dos princípios da análise exergética consegue-se a compreensão dos processos térmicos e químicos, permitindo que as fontes de ineficiência sejam quantificadas. Bejan (2002), destacou também que a análise exergética está baseada na aplicação da primeira e segunda lei da termodinâmica em análises e projetos, permitindo a otimização do sistema em estudo através da complementação dos resultados obtidos pela primeira lei da termodinâmica.

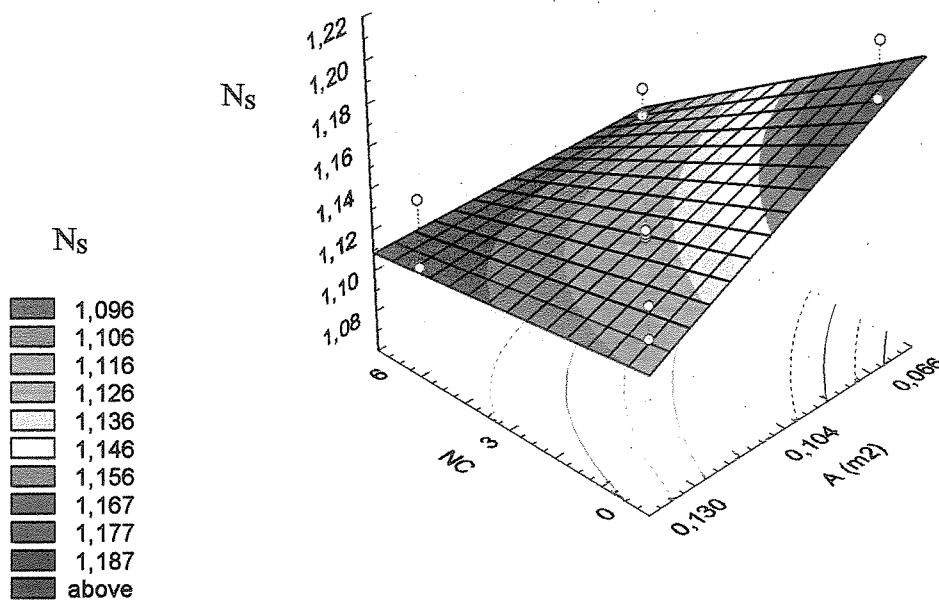


Figura 4.5 - Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s), para $C=0,075$

A Figura 4.5 apresenta a variação do Número de unidades de geração de entropia (N_s) em função dos fatores número de chicanas (N_c) e área de transferência de calor (A) mantendo fixo o valor de C em 0,075. Observou-se que o menor valor de N_s é obtido quando a área do trocador de calor e o número de chicanas é máximo. O mesmo comportamento foi observado

quando foram variados os valores de C em 0,05 e 0,1. A análise da presente figura coincide com a da Fig. 4.1, quando avaliada em relação ao fator A , ou seja oferece a menor geração de entropia na área máxima. Analisando o fator N_c , observa-se a redução do N_s com o aumento do N_c . Este fato foi verificado por Parise (2000), quem observou um aumento na taxa de transferência de calor ao longo do comprimento do trocador de calor quando o sistema operava com chicanas. O efeito do N_c no trocador de calor, pode ser justificado pelo aumento do tempo de residência dos sólidos dentro do trocador em função da alteração do trajeto do material sólido devido à presença de chicanas.

A Fig. 4.6 mostra o comportamento da eficiência exergética (N_{exe}) em função dos fatores número de chicanas (N_c) e área de transferência de calor (A), mantendo fixo o valor de C em 0,075. Nestas condições a eficiência exergética é máxima quando a área de transferência de calor e o número de chicanas estão em seus valores máximos. Comportamento semelhante ao mostrado na Fig. 4.6 foi obtido para valores de C igual a 0,05 e 0,1.

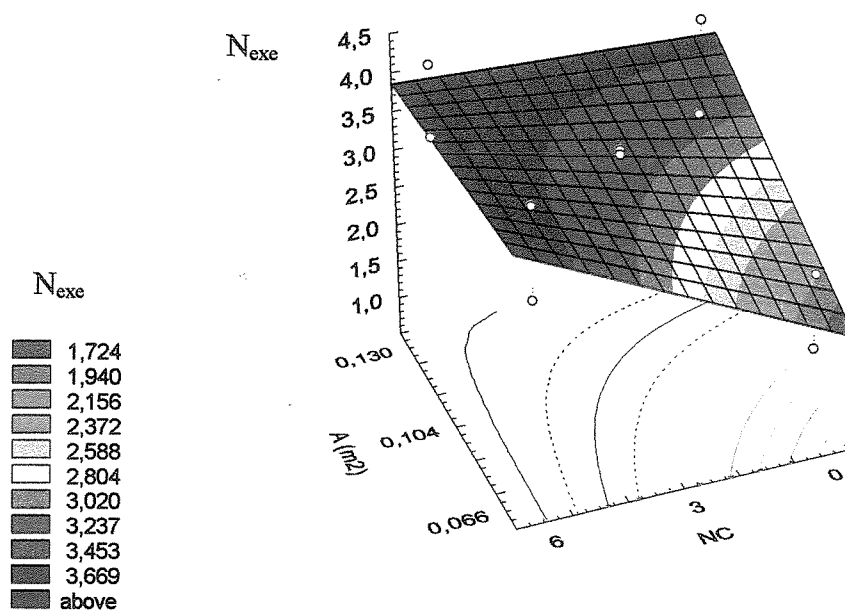


Figura 4.6 - Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre a eficiência exergética (N_{exe}), para $C=0,075$

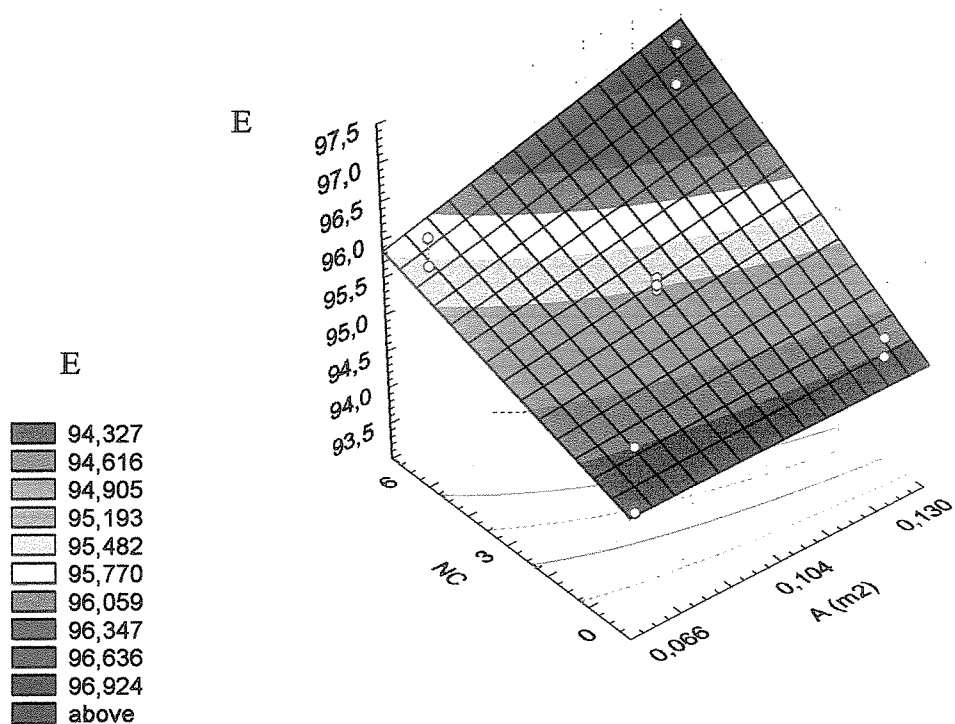


Figura 4.7 - Influência da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c) sobre a Efetividade (E), para $C=0,075$

A Fig. 4.7 apresenta a influência do número de chicanas (N_c) e da área de transferência de calor (A) sobre a efetividade do trocador de calor. Observa-se que o máximo valor da efetividade acontece quando a área e o número de chicanas são máximos, este fato foi comprovado quando se mudaram os valores de C em 0,05 e 0,1. Parise (2000) verificou que o aumento do número de chicanas provocou o aumento da efetividade do trocador. Enquanto que maior área de transferência produz uma maior taxa de transferência de calor, quando a água é considerada como único produto útil, segundo é refletido pela Eq. 3.17.

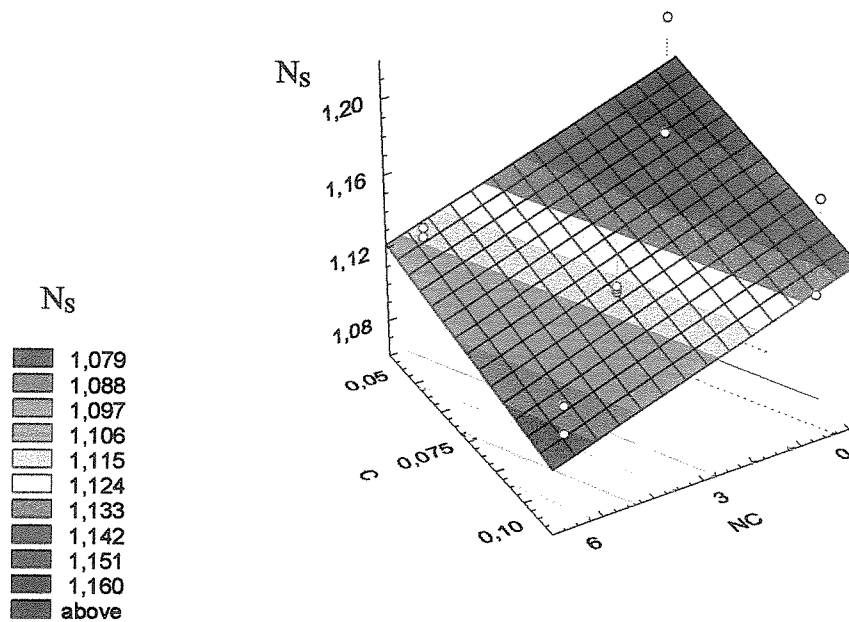


Figura 4.8 - Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre o número de unidades de geração de entropia (N_s),
para $A=0,1041 \text{ m}^2$

A Figura 4.8 mostra o comportamento do número de unidades de geração de entropia (N_s) em função do número de chicanas (N_c) e da razão entre as capacidades caloríficas (C) para uma área de transferência de calor fixa ($A=0,1041 \text{ m}^2$). Observa-se que o N_s é afetado significativamente pelos fatores C e N_c , diminuindo seu valor a medida que N_c e C aumentam. O mesmo comportamento foi observado para as outras áreas de transferências de calor testadas ($A=0,104$ e $0,130 \text{ m}^2$).

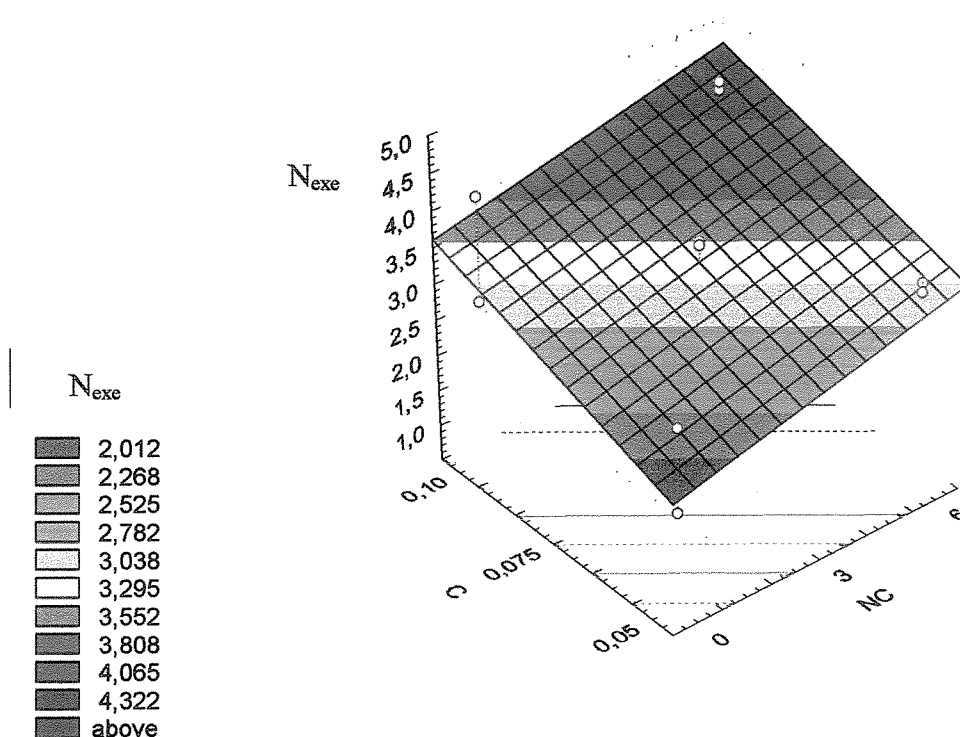


Figura 4.9 - Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre a eficiência exergetica (N_{exe}), para $A=0,1041 \text{ m}^2$

A Fig. 4.9 apresenta o comportamento da eficiência exergetica (N_{exe}) em função do número de chicanas (N_c) e da razão entre as capacidades caloríficas dos sólidos e da água (C).

Observa-se que os fatores N_c e C afetam a variável N_{exe} , considerando um nível de confiança de 95%. Verificou-se que N_{exe} aumenta com o aumento de C e N_c , apresentado um valor máximo quando $C=0,1$ e $N_c=6$. O mesmo comportamento foi observado para as outras áreas de transferência de calor testadas ($A=0,104$ e $0,130 \text{ m}^2$).

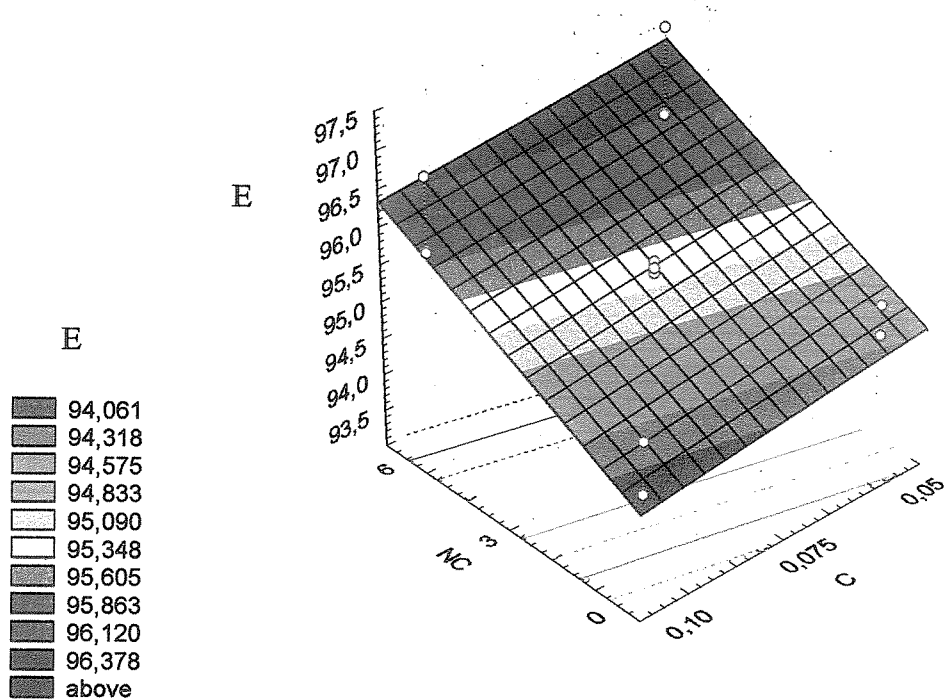


Figura 4.10 - Influência da razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) e do número de chicanas (N_c) sobre a Efetividade (E), para $A=0,1041 \text{ m}^2$

A Fig. 4.10 apresenta a influência dos fatores número de chicanas (N_c) e razão entre as capacidades caloríficas do sólido e da água (C) sobre a efetividade do trocador de calor. Verificou-se que a efetividade é significativamente afetada pelo N_c , conforme já havia sido observado na Fig. 4.7. O fator C afetou significativamente a variável de resposta E , diminuindo o valor da mesma a medida que o valor de C aumenta.

As irreversibilidades geradas em qualquer trocador de calor são provocadas por dois fatores: a transferência de calor através da diferença de temperaturas entre os fluidos e a queda de pressão ligada à circulação do fluido através do trocador (Bejan, 1996). Com a finalidade de analisar os efeitos térmicos e de queda de pressão, na geração de entropia dos fluxos ar, água e sólidos, estes efeitos foram isolados e são apresentados nas Figuras 4.11, 4.12 e 4.13 respectivamente.

O efeito térmico e de queda de pressão foi isolado para cada escoamento no sistema (ar, água e sólido) considerando-se, em cada caso, um estado termodinâmico intermediário (E_{int}) entre os estados termodinâmicos inicial (E_{ini}) e final (E_{fin}) do escoamento. O primeiro processo ($E_{ini} - E_{int}$) foi considerado à pressão constante e o segundo processo ($E_{int} - E_{fin}$) à temperatura constante, desta maneira foram avaliados o efeito térmico e o efeito de queda de pressão respectivamente.

Esta análise está baseada no fato de que ao ser a entropia uma propriedade, a variação da mesma entre dois estados termodinâmicos, não depende do caminho que percorre o sistema em estudo, dependendo apenas dos estados termodinâmicos inicial e final.

A partir da Fig.4.11 observa-se que a geração de entropia total do ar é dominada pelo efeito térmico quando comparada ao efeito de queda de pressão. Esse fato foi verificado em todos os ensaios realizados.

A Fig. 4.12 apresenta os efeitos térmicos e de queda de pressão considerando-se o fluxo de água. Como no caso da geração de entropia do ar, verifica-se a predominância do efeito térmico em comparação com o efeito de queda de pressão, o qual se resume a uma linha na base da coluna. Este comportamento foi observado em todos os testes experimentais realizados.

A Fig. 4.13 mostra que a geração de entropia total do sólido é dominada pelo efeito térmico, pois a variação de pressão no escoamento do sólido ao longo do processo foi

desprezível. Isso foi verificado através de um indicador de pressão diferencial instalado na entrada e na saída do sólido no trocador de calor.

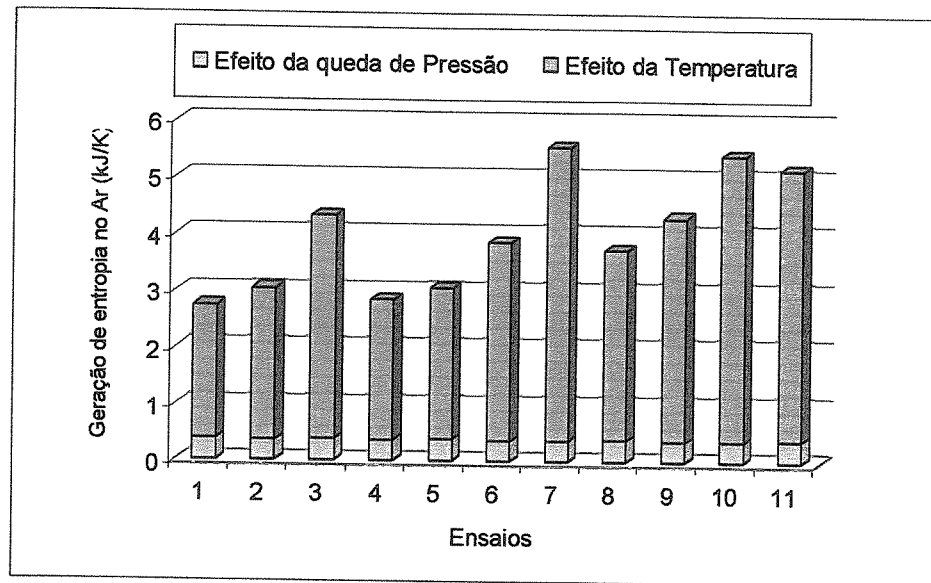


Figura 4.11 - Distribuição da geração de entropia do ar devido aos efeitos térmicos e de queda de pressão para cada ensaio realizado

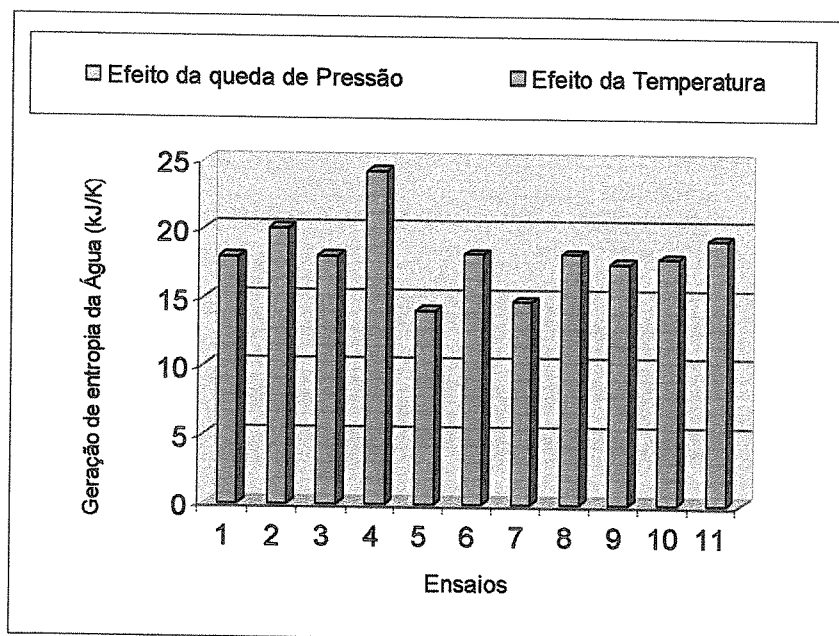


Figura 4.12 - Distribuição da geração de entropia da água, devido aos efeitos térmicos e de queda de pressão para cada ensaio realizado

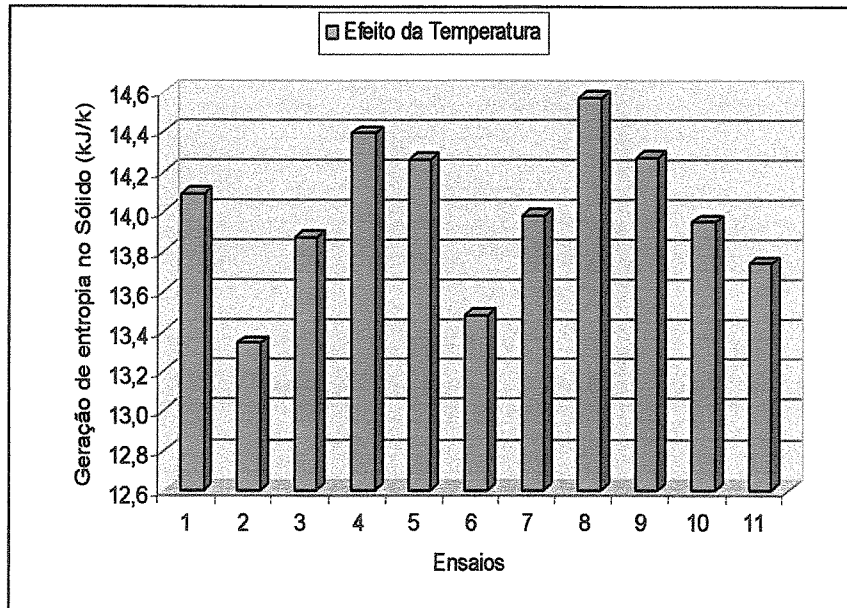


Figura 4.13 - Distribuição da geração de entropia do sólido, devido ao efeito térmico para cada ensaio realizado

Observou-se que para todos os escoamentos (ar, água e sólido) o efeito térmico dominou a geração de entropia no sistema estudado.

Analisando a influência dos três fatores (A , N_c e C) em relação à temperatura de saída dos sólidos ($T_{s,o}$), encontrou-se que as variáveis N_c e A são estatisticamente significativas quando avaliadas a um nível de confiança de 95%. O comportamento da temperatura de saída dos sólidos do trocador de calor, em função da área de transferência de calor (A) e do número de chicanas (N_c), mantendo fixo o valor de C em 0,0 é apresentado na Fig. 4.14. O mesmo comportamento também foi observado para os outros valores de C (0,05 e 0,10).

Observou-se o efeito importante do N_c e da área de transferência de calor na temperatura de saída do sólido, a qual diminui seu valor a medida que os valores do número de chicanas e da área de transferência de calor aumentam.

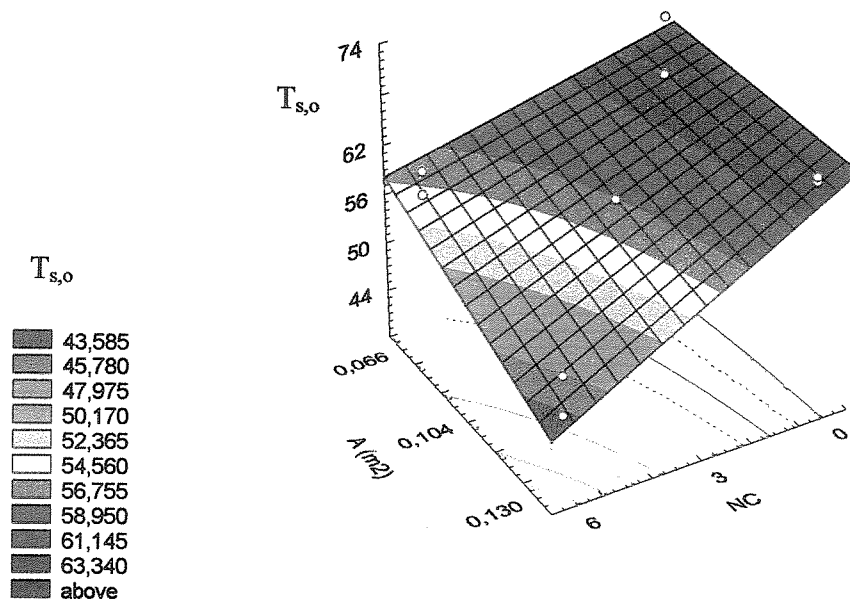


Figura 4.14 - Influência da área de transferência de calor (A) e do Número de chicanas (N_c) sobre a temperatura de saída dos sólidos do trocador de calor ($T_{s,o}$), para $C=0,05$

Capítulo 5

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

Neste capítulo são apresentadas as conclusões sobre os estudos realizados, as observações experimentais e as recomendações para trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

O presente trabalho abordou o estudo experimental de um trocador de calor que opera com leito fluidizado raso, onde partículas sólidas provenientes de um combustor transferem energia para o gás fluidizante e para a água escoando em tubo imerso no leito.

A revisão da literatura permitiu a identificação de três variáveis de influência sobre o Número de unidades de geração de entropia (N_s): área de transferência de calor (A), número de chicanas (N_c) e razão entre as capacidades caloríficas dos sólidos e da água (C).

A análise estatística desses fatores sobre as variáveis (N_s), (N_{exe}), (E), (E_{ene}) e ($T_{s,o}$), permitiram as seguintes conclusões:

- ✓ Na análise da variável N_s , os fatores A , N_c e C foram estatisticamente significativos, enquanto da análise da variável N_{exe} resultaram também os fatores A , N_c e C serem estatisticamente significativos quando analisados a um nível de confiança de 95%. Este fato reflete que a análise, de minimização de geração de entropia e a análise exergética fornecem os mesmos resultados. Assim, segundo estas análises as melhores condições de operação do sistema ocorreram quando os valores dos fatores foram: área máxima ($A=0,130 \text{ m}^2$), número de chicanas máximo ($N_c=6$) e razão entre as capacidades caloríficas máxima ($C=0,10$),

- ✓ Quando analisada a geração de entropia no ar, na água e no sólido encontrou-se que em todos os casos os efeitos térmicos dominam a geração de entropia, sendo que no caso do sólido e da água os efeitos pela queda de pressão são desprezíveis.
- ✓ Os fatores A e N_c foram estatisticamente significativos sobre a temperatura dos sólidos na saída do trocador de calor, a qual diminui seu valor a medida que o valor de A e N_c aumentam, e
- ✓ A análise da Primeira Lei da termodinâmica refletida através da eficiência energética do sistema, foi um indicador interessante mas insuficiente para a análise do sistema. Quando esta análise é combinada com a análise exergética e o método de minimização de geração de entropia, os critérios de otimização e a adequada operação do sistema podem ser atingidos. A definição da efetividade do trocador de calor (E), usada tradicionalmente na avaliação de trocadores de calor, mostra-se adequada quando só a água é o produto útil, mas quando a intenção é o uso posterior dos fluxos de ar e de água esta definição pode levar a conclusões incompletas.

5.2 Observações Experimentais

Através das observações experimentais foram percebidos alguns fenômenos produzidos durante o processo de operação do sistema:

- ✓ Observou-se que a altura do leito no combustor aumenta com o aumento da temperatura do mesmo, refletindo a variação da densidade dos gases no leito, produzindo também um aumento na elutriação das partículas de areia,
- ✓ As condições de operação do combustor, devem mudar a medida que a temperatura do leito aumenta, para evitar que a coalescência de bolhas apague a chama no combustor e para manter uma adequada relação ar combustível,
- ✓ A chama do leito no combustor tornou-se mais forte e estável quando uma temperatura aproximada de 450°C no leito, era atingida, enquanto a 300°C a chama foi muito instável,
- ✓ Observou-se o escoamento “pistonado” do leito fluidizado raso no trocador de calor, com o deslocamento dos sólidos na direção horizontal, no sentido da comporta de saída dos sólidos do trocador. A queda de pressão dos sólidos na entrada e na saída do trocador de calor foi desprezível, observando-se uma queda de pressão pequena só quando o sistema possuía chicanas; entanto a descarga de sólidos na saída do trocador manteve-se constante,
- ✓ A instalação de chicanas dentro do trocador de calor assim como a operação de mudança de tubos foi rápida e fácil de ser realizada,
- ✓ A superfície de transferência de calor externa do tubo (lado do leito) sempre manteve-se limpa, comprovando-se experimentalmente esta característica do fenômeno de fluidização reportada na literatura,

- ✓ O transportador de parafuso, projetado e construído como parte do trabalho desta dissertação, forneceu descargas conforme previstas no projeto. Não foram registrados problemas durante sua operação, e
- ✓ O método que utiliza uma garrafa térmica para o cálculo da temperatura dos sólidos na entrada ao trocador de calor (método da mistura), foi satisfatório e apresentou resultados mais confiáveis que os fornecidos pelo termopar inserido no tubo de entrada de sólidos ao trocador de calor.

5.3 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para trabalhos futuros, propõe-se:

- ✓ A ampliação da faixa de operação do parâmetro C , para estudar o efeito desse fator sobre as variáveis N_s e N_{exe} .
- ✓ O aumento da inclinação do tubo de alimentação de sólidos ao trocador de calor, para assim evitar obstruções e acúmulo de material particulado no tubo,
- ✓ O estudo de novas geometrias de tubo da água e verificação da influência das mesmas sobre as variáveis N_s e N_{exe} do sistema,
- ✓ O estudo de um modelo matemático para a previsão da eficiência exergética e do N_s para o trocador de calor em questão,
- ✓ O estudo do EGM e da análise exergética do sistema completo de regeneração térmica da areia de fundição o qual inclui além do trocador de calor, o combustor e a chaminé, e
- ✓ O estudo do aproveitamento do ar aquecido no trocador de calor para ser usado como ar secundário no combustor, reduzindo assim o consumo de combustível do sistema.

Referências Bibliográficas

ABIFA, Comissão de Meio Ambiente. Manual de Regeneração e Reuso de Areias de Fundição. Primeira Edição 1999.

Bejan, A. The concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas – to – Gas Applications. *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, v. 99, pp. 374–380, 1977.

Bejan, A. General criterion for rating heat-exchanger performance. *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 21, pp. 655-658, 1978.

Bejan, A. Theory of heat transfer-irreversible power plants-II. The optimal allocation of heat exchange equipment. *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 38, pp. 433-444, 1995.

Bejan, A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *Applied Physics Reviews*, v. 79, pp. 1191-1218, 1996.

Bejan, A. Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics. *Rev. Gén. Therm*, v. 35, pp. 637-646, 1996a.

- Bejan, A. *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, Inc, 1996b. 362 p.
- Bejan, A. *Entropy Generation through heat and fluid flow*, John Wiley and Sons, 1982. 248p.
- Bejan, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, v. 26, pp. 545-565, 2002.
- Cornelissen, R. L., Hirs, G. G. Exergetic Optimization of a Heat Exchanger. *Energy Conversion Mgmt*, v. 38, No 15-17, pp. 1567-1576, 1997.
- Curzon, F. L., Ahlborn, B. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *American Journal Physics*, v. 43, pp. 22-24, 1995.
- Gaggioli, R. A., Petit, P. J. Use 2ND Law, 1ST. *Chemtech*, v.7, pp. 496-506, 1977.
- Gallo, W. L., Milanez, L. F. Choice of a Reference State for Exergetic Analysis. *Energy*, v. 15, pp. 113-121, 1990.
- Geldart, D. Types of gas fluidization. *Powder Technology*, v. 7, pp. 285-292, 1973.
- Graveland, A. J. G. G., Gisolf E. Exergy analysis: An efficient tool for process optimization and understanding. *Computers & Chemical Engineering*, v. 22, pp. 545-552, 1998.
- Grewal, N. S., Saxena, S. C. Heat Transfer Between a Horizontal Tube and a Gas - Solid Fluidized Bed, *Int. J. Heat Mass Transfer.*, v.23, p. 1505-1519, 1980.
- Holman, J. P. *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, Inc, 1994, 6th edition, 616p.

- Hoolen, Q. E. J. J. M., Stermerding, S. Heat Transfer in a Fluidized Bed. Part II. Interpretation of the Heat Transfer Coefficient on the Basis of solids Movement. *Powder Technology*, v.30, pp. 175-184, 1981.
- Incropera, F. P., De Witt, D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, J. Wiley, 1996, 886p.
- International Organization of Standards. ISO 5167-1. Medição de vazão em tubos com secção circular, completamente cheios; com o uso de placas de orifício, Bocais e Tubos-Venturi, 1980.
- Kameyama, H., Yoshida, K., Yamauchi, S., Fueki, K. Evaluation of Reference Exergies for the elements. *Applied Energy*, v.11, pp. 69-83, 1982.
- Kunni, D., Levenspiel, O. *Fluidization Engineering*. Butterworth-Heinemann, 1991. 2nd edition. 491 p.
- Kubie, J. Bubble Induced Heat Transfer in Gas Fluidized Beds. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 19, pp. 1441-1453, 1976.
- Lin, W. W., Lee, D. J. Second-Law analysis on a flat plate-fin array under crossflow. *International Comm. Heat Mass Transfer*, v. 27 No. 2, pp. 179-190, 2000.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Sons, Second edition, 1993.
- Moran, M. J., Sciubba, E. Exergy analysis: Principles and Practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 116, pp. 285-290, 1994.

Moran, M. Availability Analysis - A Guide to Efficient Energy Use. Prentice-Hall Englewood Cliffs, New Jersey, 1982.

Montgomery, D.C. *Design and analysis of experiments*. John Wiley and Sons, 3. edition, 1991.

Morris, DR., Szargut, J. Standard Chemical Exergy of some elements and compounds on the planet earth, *Energy*, v. 11, pp. 733-755, 1986.

Ogulata, R. T., Doba, F. Experiments and entropy generation minimization analysis of a cross-flow heat exchanger. *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 41, pp. 373-381, 1998.

Oliveira, J.C. *Estudo Experimental de uma Válvula Cônica para Controle da Descarga de Sólidos em Leito Fluidizado*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001. 86p. Dissertação (Mestrado).

Ordóñez, J. C., Bejan, A. Entropy generation minimization in parallel-plates counterflow heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, v. 24, pp. 843-864, 2000.

Parise, M.R., *Estudo Experimental de Resfriamento de Partículas Sólidas em Trocador de Calor com Leito Fluidizado Raso*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 120p. Dissertação (Mestrado).

Primus, R. J., Hoag, K. L., Flynn, P. F., Brands, M.C. An appraisal of Advanced Engine Concepts Using Second Law Analysis Techniques. *Society of Automotive Engineers SAE*, paper 841287, 1984.

- Rivero, R. R., Montero, G. A., Pulido R. Terminologia para la aplicación del método de Exergia. *Revista del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos*. A.C. Septiembre-Octubre de 1990.
- Rodríguez, O.M.H., *Estudo da Recuperação de Calor de Sólidos Particulados utilizando Leito Fluidizado Raso*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 153p. Dissertação (Mestrado).
- Rodríguez, O. M. H., Pécora A. A. B., Bizzo, W. A. Heat recovery from hot solid particles in a shallow fluidized bed, *Applied Thermal Engineering*, v.22, pp. 145-160, 2002.
- Shiba, T., Bejan, A. Thermodynamic optimization of geometric structure in the counterflow heat exchanger for an environmental control system. *Energy*, v. 26, pp. 493-511, 2001.
- Suo, M. Calculation Methods for performance of Heat Exchangers Enhanced with Fluidized Bed. *Letters in Heat and Mass Transfer*. v.3, pp. 551-561, 1976.
- Sussman M. V. Steady -Flow availability and the Standard Chemical Availability. *Energy*. v. 5, pp. 793-802, 1980.
- Szargut, J. International Progress in 2ND Law Analysis. *Energy*, v.5, pp. 709-718, 1980.
- Szargut, J., Morris, D., Steward, F. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. Hemisphere Publishing Corporation, 1988. 332 p.
- Tsatsaronis, G., Park, M., On avoidable and unavoidable exergy destruction and investment costs in thermal systems, *Energy Conversion and Management*, v. 43, p. 1259-1270, 2002.

- Tribus, M., Evans, R. B., Crellin, G. L. Thermoeconomic consideration of sea water demineralization/In: Principles of desalination, *Spiegler, E. D. ed., Academic Press, New York*, Chapter 2, pp. 21-76, 1966.
- Virt, M. J., Howard W. W. Heat recovery by shallow fluidized Beds. *Chemical Engineering Progress*, v. 81, pp. 50-56, 1985.
- Wen, C. Y., Yu Y. H. A Generalized Method for predicting minimum fluidization velocity. *Aichi Journal*, v.12, p.610, 1996.
- Wepfer, W. J., Gaggioli, R. A. Reference Datums for Available Energy. *ACS Symposium Series*, v. 122, pp. 77-92, 1980
- Wylen, V., Sonntag, C., Borgnakke, C. *Fundamentals of Thermodynamics*. John Wiley and Sons, 1998, 537p.

A N E X O I

Testes Experimentais e Cálculos

TESTES EXPERIMENTAIS : TESTE 1

Características: A = A1 (-1), Nc = 0 (-1), C=0,05 (-1)

PRESSAO															TEMPERATURA																			
AGUA															AR					AGUA					AR					SOLIDO				
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca	$T_{w,l}$ ° C	$T_{w,o}$ ° C	$T_{g,PO}$ ° C	$T_{g,l}$ ° C	$T_{g,o}$ ° C	$T_{s,o}$ ° C	$T_{s,l}$ ° C	m_s kg/h																			
1	75,00	365,00	0,60	240,00	250,00	250,00	560,00	20,40	46,40	85,50	77,50	99,50	52,30	770,00	14,52																			
2	75,00	365,00	0,60	245,00	250,00	250,00	555,00	20,40	48,80	85,50	77,30	104,40	55,40	785,00	17,25																			
3	75,00	365,00	0,60	240,00	240,00	250,00	550,00	20,40	42,00	85,20	77,10	89,90	64,40	787,00	16,35																			
4	75,00	360,00	0,60	245,00	245,00	250,00	550,00	20,50	40,00	85,20	76,70	86,50	61,60	784,00	15,66																			
5	75,00	360,00	0,60	245,00	245,00	245,00	550,00	20,50	38,40	84,10	76,80	80,70	60,20	776,00	14,20																			
6	75,00	360,00	0,60	240,00	250,00	250,00	550,00	20,50	48,40	85,00	76,70	106,40	57,70	772,00	13,56																			
7	75,00	370,00	0,60	240,00	250,00	250,00	550,00	20,60	41,60	84,70	76,40	90,00	63,20	757,00	17,72																			
8	75,00	370,00	0,60	245,00	245,00	252,00	550,00	20,60	41,50	84,70	76,60	90,80	63,00	758,00	14,48																			
9	75,00	365,00	0,60	250,00	250,00	250,00	550,00	20,70	43,10	84,70	76,90	92,30	62,70	757,00	16,23																			
10	75,00	365,00	0,60	240,00	242,00	250,00	550,00	20,70	39,80	84,80	76,30	80,60	60,70	750,00	14,45																			
Média	75,00	364,50	0,60	243,00	246,70	249,70	551,50	20,53	43,00	84,94	76,83	92,11	60,12	769,60	15,44																			

Valores médios

m_s kg/h	m_{ar} kg/h	m_w kg/h
15,44	54,66	58,29

TESTE 2

Características: A = A3 (+1), Nc = 0 (-1), C=0,05 (-1)

PRESSAO										TEMPERATURA							
AGUA					AR					AGUA		AR			SOLIDO		
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,I}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,I}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{man,PO}$ mmca	$T_{w,I}$ ° C	$T_{w,o}$ ° C	$T_{g,PO}$ ° C	$T_{g,I}$ ° C	$T_{g,o}$ ° C	$T_{s,o}$ ° C	$T_{s,i}$ ° C	m_s kg/h		
1	15,00	360,00	0,51	250,00	240,00	245,00	540,00	21,70	53,70	80,30	73,80	103,70	81,30	766,00	14,51		
2	15,00	355,00	0,45	250,00	240,00	230,00	540,00	22,30	42,20	83,40	77,20	84,40	63,30	756,60	13,87		
3	20,00	360,00	0,44	250,00	240,00	230,00	550,00	21,80	46,20	84,10	77,40	91,70	65,00	758,70	17,36		
4	20,00	360,00	0,44	250,00	240,00	240,00	550,00	21,90	55,50	84,50	77,70	110,90	57,50	732,30	16,35		
5	20,00	350,00	0,44	250,00	240,00	240,00	560,00	21,80	46,80	84,30	77,80	92,00	60,10	757,70	14,75		
6	20,00	350,00	0,44	250,00	240,00	240,00	550,00	21,80	42,30	84,40	77,60	83,20	58,90	740,80	14,52		
7	20,00	360,00	0,44	250,00	240,00	240,00	550,00	21,70	49,20	90,40	79,40	95,20	62,00	750,90	16,65		
Média	18,57	356,43	0,45	250,00	240,00	237,86	548,57	21,86	47,99	84,49	77,27	94,44	64,01	751,86	15,43		

Valores médios

m_s	m_{ar}	m_w
kg/h	kg/h	kg/h
15,35	55,45	56,52

TESTE 3

Características: A = A1 (-1), Nc = 6 (+1), C=0,05 (-1)

PRESSAO										TEMPERATURA														
AGUA					AR					AGUA					AR					SOLIDO				
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,i}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,i}$ mmca	P_{TC} mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca		$T_{w,i}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,i}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,o}$ °C	$T_{s,i}$ °C	m_s kg/h							
1	75,00	360,00	0,57	240,00	250,00	250,00	245,00	550,00		21,80	43,10	84,20	75,90	101,90	58,40	740,00	16,43							
2	75,00	357,00	0,57	250,00	246,00	260,00	250,00	540,00		21,80	41,10	83,70	75,60	84,40	56,90	745,00	13,27							
3	75,00	365,00	0,57	240,00	260,00	260,00	255,00	550,00		22,00	50,10	84,40	76,30	125,30	51,60	746,00	15,96							
4	75,00	353,00	0,57	250,00	250,00	250,00	250,00	550,00		22,20	42,40	84,10	76,10	91,70	54,50	740,00	14,78							
5	75,00	360,00	0,56	250,00	260,00	260,00	255,00	550,00		22,30	49,50	86,50	76,50	114,40	51,40	747,00	14,45							
6	75,00	360,00	0,56	260,00	255,00	255,00	245,00	550,00		22,50	42,80	85,10	77,40	93,20	52,90	736,00	16,87							
7	75,00	350,00	0,57	260,00	250,00	250,00	250,00	570,00		22,50	40,20	85,20	77,60	84,40	52,30	724,00	13,49							
8	75,00	355,00	0,56	250,00	250,00	250,00	250,00	550,00		22,50	47,80	85,10	77,40	108,10	50,80	764,00	14,03							
9	75,00	365,00	0,57	250,00	245,00	245,00	255,00	560,00		22,50	50,00	85,10	77,10	120,30	50,50	775,00	17,05							
10	75,00	360,00	0,57	260,00	250,00	250,00	245,00	560,00		22,50	44,70	84,20	76,80	97,80	51,20	754,00	15,75							
Média	75,00	358,50	0,57	251,00	251,60	250,00	250,00	553,00		22,26	45,17	84,76	76,67	102,15	53,05	747,10	15,21							

Valores médios

m_s	m_{ar}	m_w
kg/h	kg/h	kg/h
15,21	55,53	57,76

TESTE 4

Características: A = A3 (+1), Nc = 6 (+1), C=0,05 (-1)

PRESSÃO										TEMPERATURA							
ÁGUA										AR				SOLIDO			
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,i}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,i}$ mmca	$P_{TC,j}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca		$T_{w,i}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,i}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,i}$ °C	m_s kg/h	
1	10,00	375,00	0,45	240,00	260,00	250,00	255,00	560,00		20,60	49,00	87,00	79,50	92,50	39,50	761,00	13,78
2	10,00	365,00	0,44	240,00	250,00	250,00	250,00	560,00		20,70	50,00	87,00	79,40	95,40	40,20	756,00	13,52
3	10,00	360,00	0,44	240,00	250,00	250,00	250,00	560,00		20,70	57,60	87,20	79,50	109,70	41,10	752,00	18,20
4	10,00	355,00	0,43	240,00	245,00	240,00	240,00	550,00		20,90	57,30	87,10	79,50	105,00	41,50	745,00	15,56
5	15,00	360,00	0,44	240,00	250,00	250,00	250,00	560,00		20,80	50,80	87,20	79,60	92,40	43,10	740,00	15,45
6	15,00	360,00	0,43	260,00	255,00	250,00	250,00	560,00		20,80	49,70	87,00	79,50	89,70	44,30	740,00	14,96
7	18,00	360,00	0,45	255,00	250,00	240,00	240,00	550,00		21,60	47,80	86,20	78,40	83,30	41,70	769,00	17,54
Média	12,57	362,14	0,44	245,00	251,43	247,86	247,86	557,14		20,87	51,74	86,96	79,34	95,43	41,63	751,86	15,24

Valores médios

m_s	m_{ar}	m_w
kg/h	kg/h	kg/h
15,24	54,73	58,09

TESTE 5

Características: A = A1 (-1), Nc = 0 (-1), C=0,1 (+1)

PRESSAO										TEMPERATURA						
Ensaio	AGUA				AR				P _{mon,PO}	AGUA			AR			
	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	P _{TC,I} Bar	ΔP_{PO} mmca	P _{TC,I} mmca	P _{TC,I} mmca	ΔP_{TC} mmca	P _{mon,PO}		T _{w,l} °C	T _{w,o} °C	T _{g,PO} °C	T _{g,l} °C	T _{g,o} °C	T _{s,l} °C	m _g kg/h
1	80,00	85,00	0,48	250,00	252,00	255,00	560,00	570,00	20,90	67,90	85,30	77,10	96,30	56,60	776,00	15,44
2	80,00	85,00	0,48	260,00	250,00	250,00	570,00	570,00	21,10	54,50	87,00	79,30	91,30	65,80	767,00	16,08
3	80,00	85,00	0,49	260,00	250,00	250,00	570,00	570,00	21,30	56,90	87,40	79,30	95,90	67,90	760,00	17,07
4	80,00	85,00	0,49	250,00	250,00	250,00	550,00	550,00	21,30	60,90	87,30	79,70	101,80	68,00	759,00	17,32
5	80,00	85,00	0,49	255,00	250,00	250,00	555,00	555,00	21,40	59,40	87,20	79,80	95,80	68,20	765,00	16,41
6	80,00	85,00	0,49	245,00	245,00	250,00	560,00	560,00	21,40	51,60	87,20	79,70	89,00	67,90	775,00	14,71
7	80,00	85,00	0,49	250,00	250,00	250,00	550,00	550,00	21,40	59,10	87,00	79,50	99,00	67,20	760,00	15,98
8	80,00	85,00	0,49	250,00	250,00	250,00	550,00	550,00	21,40	58,20	87,30	79,50	98,40	67,70	760,00	15,28
9	80,00	82,00	0,49	250,00	250,00	250,00	555,00	555,00	21,30	58,70	87,00	79,50	98,60	67,90	755,00	14,49
10	80,00	90,00	0,50	245,00	240,00	250,00	555,00	555,00	21,30	57,50	87,10	79,40	100,70	79,30	785,00	16,85
11	80,00	90,00	0,50	245,00	242,00	250,00	560,00	560,00	21,20	53,80	87,00	79,30	95,30	77,40	780,00	16,40
Média	80,00	85,64	0,49	250,91	248,09	250,45	557,73	557,73	21,27	58,05	86,98	79,28	96,55	68,54	767,45	16,00

Valores médios

m _g	m _{ar}	m _w
kg/h	kg/h	kg/h
16,00	55,36	28,65

TESTE 6

Características: A = A3 (+1), Nc = 0 (-1), C=0,1 (+1)

PRESSAO										TEMPERATURA									
AGUA					AR					AGUA			AR			SOLIDO			
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ mmca	$P_{TC,i}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca	$T_{w,l}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,l}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,o}$ °C	$T_{s,l}$ °C	m_s kg/h			
1	10,00	85,00	0,46	250,00	240,00	240,00	240,00	550,00	22,00	68,60	86,00	79,20	93,80	67,70	785,50	13,74			
2	10,00	85,00	0,46	250,00	240,00	240,00	235,00	540,00	21,90	79,20	85,70	78,80	108,50	65,70	782,50	15,17			
3	10,00	85,00	0,46	240,00	235,00	240,00	240,00	550,00	21,90	67,20	85,80	79,00	93,00	65,20	779,00	14,50			
4	10,00	70,00	0,48	240,00	240,00	240,00	245,00	550,00	22,00	78,00	85,10	78,30	106,60	62,90	779,50	13,57			
5	15,00	80,00	0,47	230,00	242,00	240,00	250,00	560,00	21,90	74,60	85,30	78,30	106,10	58,20	765,50	14,60			
6	15,00	80,00	0,48	250,00	240,00	240,00	245,00	560,00	21,90	72,50	85,60	78,20	103,50	61,20	770,50	17,06			
7	15,00	80,00	0,46	250,00	240,00	240,00	235,00	560,00	21,90	65,60	85,20	78,20	94,10	63,30	776,30	15,90			
8	15,00	80,00	0,46	250,00	240,00	240,00	235,00	560,00	21,90	70,00	85,20	78,20	105,70	62,30	777,90	13,89			
Média	12,50	80,63	0,47	245,00	239,63	240,63	240,63	553,75	21,93	71,96	85,49	78,53	101,41	63,31	777,09	14,80			

Valores médios

m_s	m_{ar}	m_{vy}
kg/h	kg/h	kg/h
14,80	54,84	27,80

TESTE 7

Características: A = A1 (-1), Nc = 6 (+1), C=0,1 (+1)

PRESSAO										TEMPERATURA											
AGUA					AR					AGUA				AR				SOLIDO			
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,i}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,i}$ mmca	$P_{TC,i}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca		$T_{w,i}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,i}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,o}$ °C	$T_{s,i}$ °C	m_e kg/h				
1	80,00	85,00	0,51	240,00	235,00	235,00	250,00	550,00		21,90	51,30	86,00	78,10	97,50	55,20	760,00	16,14				
2	80,00	85,00	0,50	260,00	235,00	235,00	235,00	560,00		21,60	61,90	86,60	76,50	113,60	55,70	779,00	17,25				
3	80,00	90,00	0,51	240,00	250,00	250,00	240,00	560,00		21,70	81,80	85,70	77,90	141,20	55,30	760,00	17,31				
4	85,00	90,00	0,51	250,00	245,00	245,00	245,00	550,00		21,70	57,40	84,70	76,70	108,40	60,70	756,00	16,41				
5	85,00	85,00	0,51	250,00	245,00	245,00	235,00	540,00		21,70	52,30	85,10	76,70	96,80	59,20	764,00	13,34				
6	70,00	85,00	0,51	240,00	245,00	245,00	240,00	540,00		21,80	55,40	85,40	77,30	97,80	55,90	762,00	13,40				
7	85,00	90,00	0,50	245,00	245,00	245,00	245,00	550,00		21,80	59,50	85,50	77,80	105,30	55,30	758,00	13,79				
8	85,00	90,00	0,50	250,00	250,00	250,00	245,00	550,00		21,80	66,00	84,70	77,20	120,80	55,10	755,00	15,68				
9	90,00	90,00	0,50	250,00	255,00	255,00	250,00	560,00		21,80	69,20	84,40	76,50	127,50	55,50	750,00	15,59				
10	80,00	85,00	0,49	250,00	245,00	245,00	245,00	550,00		21,80	59,00	84,60	76,60	103,00	57,20	774,00	13,80				
Média	82,00	87,50	0,50	247,50	245,00	245,00	243,00	551,00		21,76	61,38	85,27	77,13	111,19	56,51	761,80	15,27				

Valores médios

m_e	m_{ar}	m_w
kg/h	kg/h	kg/h
15,27	55,12	28,94

TESTE 8

Características: A = A3 (+1), Nc = 6 (+1), C=0,1 (+1)

PRESSÃO										TEMPERATURA								
Ensaio	AGUA				AR				AGUA				AR				SOLIDO	
	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,I}$ Bar	$P_{TC,I}$ mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,I}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca	$T_{w,I}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,I}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,o}$ °C	$T_{s,I}$ °C	m_s kg/h		
1	10,00	85,00	0,43	255,00	260,00	255,00	255,00	565,00	21,90	78,00	85,40	78,20	108,00	45,50	750,00	16,46		
2	15,00	85,00	0,44	260,00	250,00	260,00	255,00	560,00	21,90	66,50	85,80	78,30	94,70	49,10	751,00	15,44		
3	15,00	80,00	0,45	260,00	250,00	260,00	255,00	550,00	21,90	69,50	85,90	78,10	100,10	45,50	752,00	13,31		
4	15,00	80,00	0,46	260,00	250,00	260,00	255,00	550,00	21,90	70,20	85,80	78,10	100,20	47,10	758,00	16,59		
5	15,00	80,00	0,45	260,00	250,00	260,00	255,00	550,00	21,90	73,00	85,80	78,20	95,60	49,70	750,00	17,36		
Média	14,00	82,00	0,45	259,00	252,00	259,00	255,00	555,00	21,90	71,44	85,74	78,18	99,72	47,38	752,20	15,83		

Valores médios

m_s	m_{ar}	m_w
kg/h	kg/h	kg/h
15,67	55,57	28,03

TESTE 9 - PONTO CENTRAL

Características: A = A2 (0), Nc = 3 (0), C=0,075 (0)

PRESSAO										TEMPERATURA																			
AGUA										AR					AGUA					AR					SOLIDO				
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca	$T_{w,l}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,l}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,o}$ °C	$T_{s,l}$ °C	m_g kg/h														
1	20	160	0,54	250	240	240	550	22	48,9	87	79,2	96,6	58,9	756	18														
2	20	170	0,52	245	235	245	540	22	67,9	84,2	75,9	126,5	51,6	750	14,4														
3	22	170	0,52	250	240	240	560	22,2	51,9	84,4	76,1	103	58,4	752	19,2														
4	22	165	0,52	240	230	230	555	22,5	44,2	84,7	75,8	86,2	56,1	743	12														
5	23	175	0,51	245	250	245	550	22,6	60,7	85	76,6	116	58,7	750	21,6														
6	20	165	0,52	240	240	242	550	23	51,9	84,8	76,9	97,1	58,2	750	14,4														
7	20	160	0,53	250	235	240	540	22,7	62,5	84,8	76,9	92,5	54,5	742	10,8														
Média	21,00	166,43	0,52	245,71	238,57	240,29	549,29	22,43	55,43	84,99	76,77	102,56	56,63	749,00	15,77														

Valores médios

m_e kg/h	m_{ar} kg/h	m_w kg/h
15,771	54,947	39,62

TESTE 10 - PONTO CENTRAL

Características: A = A2 (0), Nc = 3 (0), C=0,075 (0)

PRESSAO										TEMPERATURA																			
AGUA										AR					AGUA					AR					SOLIDO				
Ensaio	ΔP T. C.	ΔP P.O	P. In T.C.	ΔP P.O	In T.C	ΔP T.C	Mon. P.O	In T. C.	ΔP T.C	Mon. P.O	In T. C.	Out T. C.	Out T. C.	Out T. C.	In T. C.	Out T. C.	Out T. C.	Out T. C.	In T. C.	Out T. C.	Out T. C.	In T. C.	Out T. C.	m _g					
	mmca	mmca	Bar	mmca	mmca	mmca	mmca	mmca	mmca	mmca	mmca	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg/h					
1	22	170	0,52	240	240	240	545	22,8	50,4	85,7	77,6	98,2	59,4	744	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8					
2	30	160	0,53	250	245	240	550	22,9	65,7	84,7	76,6	123,2	61,1	745	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2					
3	22	160	0,53	250	245	245	550	22,6	61,5	84,3	76,5	116,3	55,6	736	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6					
4	25	165	0,53	240	240	240	550	23,1	53,2	84,7	77	103,3	59,3	742	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8					
Média	24,75	163,75	0,53	245,00	242,50	241,25	548,75	22,85	57,70	84,85	76,93	110,25	58,85	741,75	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60	15,60					

Valores médios

m _s	m _{ar}	m _w
kg/h	kg/h	kg/h
15,60	54,88	39,30

TESTE 11 - PONTO CENTRAL

Características: A = A2 (0), Nc = 3 (0), C=0,075 (0)

PRESSAO										TEMPERATURA																			
AGUA										AR					AGUA					AR					SOLIDO				
Ensaio	ΔP_{TC} mmca	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ Bar	ΔP_{PO} mmca	$P_{TC,l}$ mmca	ΔP_{TC} mmca	$P_{mon,PO}$ mmca	$T_{w,l}$ °C	$T_{w,o}$ °C	$T_{g,PO}$ °C	$T_{g,l}$ °C	$T_{g,o}$ °C	$T_{s,o}$ °C	$T_{s,l}$ °C	m_g kg/h														
1	25,00	145,00	0,53	250,00	240,00	240,00	560,00	22,80	71,20	83,70	75,60	124,60	58,50	755,00	8,40														
4	30,00	160,00	0,53	250,00	245,00	245,00	550,00	22,90	61,30	85,10	76,90	122,30	61,70	760,00	18,00														
5	30,00	160,00	0,53	250,00	240,00	240,00	550,00	23,10	69,90	85,00	77,40	109,10	63,40	768,00	14,40														
6	30,00	160,00	0,52	240,00	240,00	240,00	550,00	23,00	54,50	85,20	77,60	98,00	61,10	765,00	16,80														
9	35,00	160,00	0,54	250,00	250,00	255,00	550,00	23,00	53,10	83,60	76,10	97,80	61,40	762,00	16,80														
10	35,00	160,00	0,54	250,00	250,00	255,00	550,00	23,00	53,40	84,40	76,50	96,50	60,70	760,00	16,80														
Média	30,83	157,50	0,53	248,33	244,17	245,83	551,67	22,97	60,57	84,50	76,68	108,05	61,13	761,67	15,20														

Valores médios

m_e kg/h	m_{ar} kg/h	m_w kg/h
15,20	55,27	38,55

*Balanço de Primeira e Segunda Lei**1) Análise de Primeira Lei**Considerações:*

1. Regime permanente.
2. Variações de Energia Cinética e Potencial desprezíveis.
3. Não há interação de calor nem de trabalho com o sistema exterior.
4. Não há presença de reações químicas no volume de controle.

1. Sólidos

$$cp_s = 0,8$$

$$\Delta s = cp_s \cdot \ln \left[\frac{T_{s20}}{T_{s21}} \right]$$

Cálculo da energia dos sólidos: Q_s

$$Q_s = m_s \cdot cp_s \cdot [T_{s21} - T_{s20}]$$

2. Água:

$$Tm_w = \frac{T_{w21} + T_{w20}}{2}$$

$$Pm_w = \frac{P_{w21} + P_{w20}}{2}$$

$$cp_w = Cp ['Water'; T=Tm_w; P=Pm_w]$$

$$P_{w20} = P_{w21} - \Delta P_w$$

$$h_{w21} = h ['Water'; T=T_{w21}; P=P_{w21}]$$

$$h_{w20} = h ['Water'; T=T_{w20}; P=P_{w20}]$$

$$s_{w21} = s ['Water'; T=T_{w21}; P=P_{w21}]$$

$$s_{w20} = s ['Water'; T=T_{w20}; P=P_{w20}]$$

Cálculo da energia obtida pela água:

$$Q_w = m_w \cdot [h_{w20} - h_{w21}]$$

3. Ar

$$T_{m_g} = \frac{T_{g,i} + T_{g,o}}{2}$$

$$P_{g,o} = P_{g,i} - \Delta P_g$$

$$h_{g,i} = h[\text{'Air'}; T=T_{g,i}]$$

$$h_{g,o} = h[\text{'Air'}; T=T_{g,o}]$$

$$s_{g,i} = s[\text{'Air'}; T=T_{g,i}; P=P_{g,i}]$$

$$s_{g,o} = s[\text{'Air'}; T=T_{g,o}; P=P_{g,o}]$$

$$c_{p_g} = c_p[\text{'Air'}; T=T_{m_g}]$$

Calor ganho pelo Ar: Q_{ar}

$$Q_g = m_g \cdot [h_{g,o} - h_{g,i}]$$

Da equação de primeira lei tem-se:

$$dE/dt = dQ/dt + dW/dt + \text{Sum}(m_{in} \cdot (h_{in} + (v_{in}^2)/2 + gz_{in})) - \text{Sum}((m_{out} \cdot (h_{out} + (v_{out}^2)/2 + gz_{out})))$$

A equação anterior fica:

$$Q_p = m_s \cdot c_{p_s} \cdot [T_{s,i} - T_{s,o}] - m_w \cdot [h_{w,o} - h_{w,i}] - m_g \cdot [h_{g,o} - h_{g,i}]$$

Cálculo da Efetividade: E_{fe}

$$E_{fe} = q_{real} / q_{máx}$$

Onde:

q_{real} = energia entregue pelos sólidos.

$q_{máx}$ = energia máxima obtida no sistema.

$$E_{fe} = Q_s / Q_{max}$$

$$E_{fe} = \left[\frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{s,i} - T_{w,i}} \right] \cdot 100$$

Eficiência Energética

$$E_{ene} = \left[\frac{Q_w + Q_g}{Q_s} \right] \cdot 100$$

II) Análise de Segunda Lei

$$ds/dt = \text{Sum}(dq/dt) + \text{Sum}(m_{in} \cdot s_{in}) - \text{Sum}(m_{out} \cdot s_{out}) + S_{gen}$$

Considerando as hipóteses anteriores tem-se:

$$T_o = 295,15 \quad \text{Temperatura ambiente}$$

$$S_{gen} = m_s \cdot \Delta s + m_g \cdot [s_{g,p} - s_{g,i}] + m_w \cdot [s_{w,p} - s_{w,i}] + \frac{Q_p}{T_o}$$

III) METODO DE MINIMIZAÇÃO DE GERAÇÃO DE ENTROPIA EGM

Cálculo do Número de unidades de Geração de Entropia: N_S

$$C_{min} = m_s \cdot c_{p,s} \quad \text{Capacidade calorífica dos sólidos que estão sendo resfriados}$$

$$C_{max} = m_w \cdot c_{p,w} \quad \text{Capacidade calórica do fluido que está sendo aquecido}$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$N_S = \frac{S_{gen}}{C_{min}}$$

IV) METODO DA ANÁLISE EXERGÉTICA

Cálculo da Eficiência Exergética - Eficiência Racional

Varição da Exergia da Água: $DELTA B_w$

$$\Delta b_w = h_{w,p} - h_{w,i} - T_o \cdot [s_{w,p} - s_{w,i}]$$

Varição da Exergia do Ar: $DELTA B_g$

$$\Delta b_g = h_{g,p} - h_{g,i} - T_o \cdot [s_{g,p} - s_{g,i}]$$

Varição de Exergia dos Sólidos: $DELTA B_s$

$$\Delta b_s = c_{p,s} \cdot [T_{s,i} - T_{s,p}] - T_o \cdot \Delta s$$

Eficiência Exergética: N_{exe}

$$N_{exe} = \left[\frac{m_w \cdot \Delta b_w + m_g \cdot \Delta b_g}{m_s \cdot \Delta b_s} \right] \cdot 100$$

A N E X O I I

Análise da Incerteza Experimental e Processo de marcha do Sistema

1. Análise da Incerteza Experimental

O cálculo da incerteza experimental na determinação do Número de unidades de geração de entropia (N_s) foi realizado segundo Holman (1994). Para isso foram feitas as seguintes considerações.

- ❖ Os cálculos das incertezas das vazões do ar e da água foram calculados segundo a norma ISO 5167 – 1980.
- ❖ A incerteza do PT-100 foi assumida em 0,11 para temperaturas de 0-100°C e de 101-200°C em 0,23°C, segundo informação do fabricante.

Foi desenvolvido no software Mathematica 4.0, um programa para o cálculo da incerteza do número de unidades de geração de entropia (N_s), através do qual foi determinado o valor da incerteza média em 20,41%.

Os resultados obtidos do cálculo do N_s são apresentados na Tab 2.1. Esta tabela mostra as variações do valor do N_s para cada experimento, assim como a incerteza em percentagem.

O cálculo da incerteza do N_s , considerou todos os experimentos realizados como mostrado no programa para o cálculo da incerteza.

Tabela 1.1 – Incerteza do número de unidades de geração de entropia (N_s)

ΔN_s	N_s	$\Delta N_s/N_s$ (%)
0,226572	1,206	18,787
0,226856	1,131	20,058
0,226951	1,111	20,428
0,226913	1,117	20,315
0,226437	1,173	19,304
0,226326	1,112	20,353
0,226547	1,095	20,689
0,226791	1,077	21,058
0,226713	1,094	20,273
0,22692	1,043	21,756
0,226594	1,077	21,039

(*Programa para calcular incertezas*)

$$Ns := \frac{ms * cps * \log\left[\frac{Tso}{Tsi}\right] + mw * (swo - swi) + ma * (sao - sai) + \frac{Qo}{To}}{ms * cps}$$

$$NNs[ms_, mw_, ma_, To_, Tso_, Tsi_, Qo_, sai_, sao_, swi_, swo_] := \frac{ms * cps * \log\left[\frac{Tso}{Tsi}\right] + mw * (swo - swi) + ma * (sao - sai) + \frac{Qo}{To}}{ms * cps}$$

$$\Delta NNs := \sqrt{(\partial_{ms} Ns * \Delta ms)^2 + (\partial_{mw} Ns * \Delta mw)^2 + (\partial_{ma} Ns * \Delta ma)^2 + (\partial_{Tsi} Ns * \Delta Tsi)^2 + (\partial_{Tso} Ns * \Delta Tso)^2 + (\partial_{To} Ns * \Delta To)^2 + (\partial_{Qo} Ns * \Delta Qo)^2}$$

ΔNNs

$$\sqrt{\left(\frac{(-sai + sao)^2 \Delta ma^2}{cps^2 ms^2} + \frac{(-swi + swo)^2 \Delta mw^2}{cps^2 ms^2} + \frac{\Delta Qo^2}{cps^2 ms^2 To^2} + \frac{Qo^2 \Delta To^2}{cps^2 ms^2 To^4} + \frac{\Delta Tsi^2}{Tsi^2} + \frac{\Delta Tso^2}{Tso^2} + \Delta ms^2 \left(\frac{\log\left[\frac{Tso}{Tsi}\right]}{ms} - \frac{1}{cps ms^2} (ma (-sai + sao) + mw (-swi + swo) + \frac{Qo}{To} + cps ms \log\left[\frac{Tso}{Tsi}\right]) \right)^2\right)}$$

$\Delta Ns[ms_, mw_, ma_, To_, Tso_, Tsi_, \Delta Tsi_,$

$$\Delta ms_, Qo_, \Delta Qo_, sai_, sao_, swi_, swo_] := \sqrt{\left(\frac{(-sai + sao)^2 \Delta ma^2}{cps^2 ms^2} + \frac{(-swi + swo)^2 \Delta mw^2}{cps^2 ms^2} + \frac{\Delta Qo^2}{cps^2 ms^2 To^2} + \frac{Qo^2 \Delta To^2}{cps^2 ms^2 To^4} + \frac{\Delta Tsi^2}{Tsi^2} + \frac{\Delta Tso^2}{Tso^2} + \Delta ms^2 \left(\frac{\log\left[\frac{Tso}{Tsi}\right]}{ms} - \frac{1}{cps ms^2} (ma (-sai + sao) + mw (-swi + swo) + \frac{Qo}{To} + cps ms \log\left[\frac{Tso}{Tsi}\right]) \right)^2\right)}$$

$qqo[ms_, mw_, ma_, Tsi_, Tso_, Twi_, Two_, Tai_, Tao_] :=$

$$ms * cps * (Tsi - Tso) - mw * cpw * (Two - Twi) - ma * cpa * (Tao - Tai)$$

$$qo := ms * cps * (Tsi - Tso) - mw * cpw * (Two - Twi) - ma * cpa * (Tao - Tai)$$

$$\Delta qqo := \sqrt{(\partial_{ms} qo * \Delta ms)^2 + (\partial_{mw} qo * \Delta mw)^2 + (\partial_{ma} qo * \Delta ma)^2 + (\partial_{Tsi} qo * \Delta Tsi)^2 + (\partial_{Tso} qo * \Delta Tso)^2 + (\partial_{Tao} qo * \Delta Tao)^2 + (\partial_{Twi} qo * \Delta Twi)^2 + (\partial_{Two} qo * \Delta Two)^2}$$

Δqqo

$$\sqrt{(cpa^2 (-Tai + Tao)^2 \Delta ma^2 + cps^2 (Tsi - Tso)^2 \Delta ms^2 + cpw^2 (-Twi + Two)^2 \Delta mw^2 + cpa^2 ma^2 \Delta Tai^2 + cpa^2 ma^2 \Delta Tao^2 + cps^2 ms^2 \Delta Tsi^2 + cps^2 ms^2 \Delta Tso^2 + cpw^2 mw^2 \Delta Twi^2 + cpw^2 mw^2 \Delta Two^2)}$$

$\Delta qo[ms_, mw_, ma_, Tsi_, Tso_, Twi_, Two_, Tai_, Tao_, \Delta Tsi_, \Delta ms_] :=$

$$\sqrt{(cpa^2 (-Tai + Tao)^2 \Delta ma^2 + cps^2 (Tsi - Tso)^2 \Delta ms^2 + cpw^2 (-Twi + Two)^2 \Delta mw^2 + cpa^2 ma^2 \Delta Tai^2 + cpa^2 ma^2 \Delta Tao^2 + cps^2 ms^2 \Delta Tsi^2 + cps^2 ms^2 \Delta Tso^2 + cpw^2 mw^2 \Delta Twi^2 + cpw^2 mw^2 \Delta Two^2)}$$

$$Tsig := \frac{mwg * cpw * (Twog - Twig)}{msg * cps} + Twog$$

$$Tsig[msg_, msg_, Twog_, Twig_] := \frac{mwg * cpw * (Twog - Twig)}{msg * cps} + Twog$$

$$\Delta Tsig := \sqrt{((\partial_{msg} Tsig) * \Delta msg)^2 + ((\partial_{mwg} Tsig) * \Delta mwg)^2 + ((\partial_{Twog} Tsig) * \Delta Twog)^2 + ((\partial_{Twig} Tsig) * \Delta Twig)^2}$$

ATTsi

$$\sqrt{\left(\frac{\text{cpw}^2 \text{mwg}^2 (-\text{Twig} + \text{Twog})^2 \Delta \text{msg}^2}{\text{cps}^2 \text{msg}^4} + \frac{\text{cpw}^2 (-\text{Twig} + \text{Twog})^2 \Delta \text{mwg}^2}{\text{cps}^2 \text{msg}^2} + \frac{\text{cpw}^2 \text{mwg}^2 \Delta \text{Twig}^2}{\text{cps}^2 \text{msg}^2} + \left(1 + \frac{\text{cpw} \text{mwg}}{\text{cps} \text{msg}}\right)^2 \Delta \text{Twog}^2 \right)}$$

$$\Delta \text{Tsig}[\text{mwg}_-, \text{msg}_-, \text{Twog}_-, \text{Twig}_-] := \sqrt{\left(\frac{\text{cpw}^2 \text{mwg}^2 (-\text{Twig} + \text{Twog})^2 \Delta \text{msg}^2}{\text{cps}^2 \text{msg}^4} + \frac{\text{cpw}^2 (-\text{Twig} + \text{Twog})^2 \Delta \text{mwg}^2}{\text{cps}^2 \text{msg}^2} + \frac{\text{cpw}^2 \text{mwg}^2 \Delta \text{Twig}^2}{\text{cps}^2 \text{msg}^2} + \left(1 + \frac{\text{cpw} \text{mwg}}{\text{cps} \text{msg}}\right)^2 \Delta \text{Twog}^2 \right)}$$

$$\text{msf} := \frac{\text{msk}}{t}$$

$$\text{mssf}[\text{msk}_-, t_-] := \frac{\text{msk}}{t}$$

$$\Delta \text{msif} := \sqrt{((\partial_{\text{msk}} \text{msf}) * \Delta \text{msk})^2 + ((\partial_t \text{msf}) * \Delta t)^2}$$

Δmsif

$$\sqrt{\frac{\text{msk}^2 \Delta t^2}{t^4}}$$

$$\Delta \text{msi}[\text{msk}_-, t_-] := \sqrt{\frac{\text{msk}^2 \Delta t^2}{t^4}}$$

```
mss = {{0.242, 0.28743, 0.27243,
  0.26096, 0.23664, 0.226, 0.29541, 0.24136, 0.27042, 0.24081},
{0.24176, 0.23115, 0.28937, 0.27248, 0.24590, 0.24202, 0.27755}, {0.27390, 0.22115,
  0.26607, 0.24638, 0.24075, 0.28122, 0.22482, 0.23384, 0.28416, 0.26252},
{0.22966, 0.22537, 0.30325, 0.25925, 0.25754, 0.24931, 0.29231}, {0.25734, 0.26804,
  0.28452, 0.28870, 0.27345, 0.24518, 0.26636, 0.25469, 0.24156, 0.28079, 0.27327},
{0.22897, 0.25287, 0.24167, 0.22624, 0.24336, 0.2844, 0.26499, 0.23146},
{0.269, 0.28744, 0.28857, 0.27357, 0.22240, 0.22338, 0.22976,
  0.26140, 0.25991, 0.23007}, {0.27431, 0.25740, 0.22180, 0.27642, 0.28938},
{0.300, 0.240, 0.320, 0.200, 0.360, 0.240, 0.180}, {0.280, 0.220, 0.260, 0.280},
{0.140, 0.300, 0.240, 0.280, 0.280, 0.280}};
```

mss[[4]]

```
{0.22966, 0.22537, 0.30325, 0.25925, 0.25754, 0.24931, 0.29231 }
```

mss[[4, 1]]

```
0.22966
```

```

Length[mss]

11

t = {1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60, 1/60};

ATwog = 0.05; ATwig = 0.05; cpw = 4.183;

ATao = 0.23; ATai = 0.11; cpa = 1.008;

ATso = 0.11;

ATwi = 0.11; ATwo = 0.11;

Amsg = 0.005; Amsg = 0.005; Amsk = 0.005; Ama = 0.019;

Amw = 0.06516; At = 0.005/3600;

cps = 0.8;

mwg = {0.46556, 0.46744, 0.45818, 0.45517, 0.44494, 0.46535, 0.45041, 0.451, 0.44577};

mag = {0.0335, 0.0413, 0.04929, 0.05873, 0.08296, 0.0544, 0.06692, 0.0713, 0.08346};

Twog = {21.7, 24.5, 28.2, 31.3, 38.0, 27.6, 32.8, 34.8, 38.6};

Twig = {11.3, 12.5, 13.5, 14.7, 13.3, 12.4, 13.5, 13.6, 14.4};

AmsiC = Table[Amsi[mss[[i]], t[[i]]], {i, 1, 10}]

{{0.00121, 0.00143715, 0.00136215, 0.0013048, 0.0011832, 0.00113, 0.00147705,
  0.0012068, 0.0013521, 0.00120405}, {0.0012088, 0.00115575, 0.00144685, 0.0013624,
  0.0012295, 0.0012101, 0.00138775}, {0.0013695, 0.00110575, 0.00133035,
  0.0012319, 0.00120375, 0.0014061, 0.0011241, 0.0011692, 0.0014208, 0.0013126},
{0.0011483, 0.00112685, 0.00151625, 0.00129625, 0.0012877, 0.00124655, 0.00146155},
{0.0012867, 0.0013402, 0.0014226, 0.0014435, 0.00136725, 0.0012259, 0.0013318,
  0.00127345, 0.0012078, 0.00140395, 0.00136635}, {0.00114485, 0.00126435,
  0.00120835, 0.0011312, 0.0012168, 0.001422, 0.00132495, 0.0011573},
{0.001345, 0.0014372, 0.00144285, 0.00136785,
  0.001112, 0.0011169, 0.0011488, 0.001307, 0.00129955, 0.00115035},
{0.00137155, 0.001287, 0.001109, 0.0013821, 0.0014469},
{0.0015, 0.0012, 0.0016, 0.001, 0.0018, 0.0012, 0.0009},
{0.0014, 0.0011, 0.0013, 0.0014}}

```

```

ΔmsC =
  Table[Sum[Amsi[mss[[j, 1]], t[[1]]]/Length[mss[[j]]], {1, 1, Length[mss[[j]]}],
    {j, 1, 11}]

{0.00128673, 0.00128588, 0.00126741, 0.00129764, 0.00133359, 0.00123373,
  0.00127275, 0.00131931, 0.00131429, 0.0013, 0.00126667}

ΔTsig[mwg[[3]], msg[[3]], Twog[[3]], Twig[[3]]]

72.9784

ΔTsigC = Table[ΔTsig[mwg[[i]], msg[[i]], Twog[[i]], Twig[[i]]], {1, 1, 9}]

{113.204, 86.4136, 72.9784, 57.8179, 42.5148, 62.9943, 51.3674, 49.8374, 41.2416}

Join[{{ΔT, Percentagem}}, Table[{ΔTsig[mwg[[i]], msg[[i]], Twog[[i]], Twig[[i]]},
  ΔTsig[mwg[[i]], msg[[i]], Twog[[i]], Twig[[i]]]/
  Tsif[mwg[[i]], msg[[i]], Twog[[i]], Twig[[i]]*100},
  {1, 1, 9}]] //
  TableForm

ΔT      Percentagem
113.204  14.5615
86.4136  11.7624
72.9784  9.82631
57.8179  8.2128
42.5148  5.81858
62.9943  8.90424
51.3674  7.21437
49.8374  6.7717
41.2416  5.77255


$$\Delta T_{siC} = \sum_{i=1}^9 \Delta T_{sig}[mwg[[i]], msg[[i]], Twog[[i]], Twig[[i]]] / 9$$


64.2633

```

```

TsiC =  $\sum_{i=1}^9 \text{TsiF}[mwp[[i]], msp[[i]], Twog[[i]], Twig[[i]]] / 9$ 

728.813

msp = {15.4408, 15.4305, 15.20886,
       15.2438, 16.0031, 14.8047, 15.273, 15.832, 15.771, 15.6, 15.2};

map = {54.659, 55.446, 55.531,
       54.732, 55.362, 54.84, 55.119, 55.567, 54.947, 54.88, 55.265};

mwp =
{58.287, 56.52, 57.755, 58.09, 28.645, 27.8, 28.938, 28.031, 39.62, 39.295, 38.55};

TsiP = {769.6, 751.8571, 747.1,
       750.0, 767.4545, 777.09, 761.8, 752.2, 749, 741.75, 761.6667};

Tsop = {60.12, 64.0143, 53.05,
       41.6286, 68.5364, 63.3125, 56.51, 47.38, 56.6286, 58.85, 61.1333};

Twip =
{20.53, 21.86, 22.26, 20.871, 21.273, 21.925, 21.76, 21.9, 22.429, 22.85, 22.967};

Twop =
{43, 47.9857, 45.17, 51.7429, 58.0455, 71.9625, 61.38, 71.44, 55.4286, 57.7, 60.5667};

Taip = {84.94, 84.48571, 84.76,
       86.95714, 86.98182, 85.4875, 85.27, 85.74, 84.98571, 84.85, 84.5};

Taop = {92.11, 94.4429, 102.15, 95.4286, 96.5545, 101.413, 111.19, 99.72,
       102.557, 110.25, 108.05};

Tsop = Tsop + 273
{333.12, 337.014, 326.05, 314.629, 341.536, 336.313, 329.51, 320.38, 329.629,
 331.85, 334.133 }

TsiP = TsiP + 273
{1042.6, 1024.86, 1020.1, 1023., 1040.45, 1050.09, 1034.8, 1025.2, 1022,
 1014.75, 1034.67 }

Aqop = Table[Aqo[msp[[i]], mwp[[i]], map[[i]], TsiP[[i]],
             Tsop[[i]], Twip[[i]], Twop[[i]], Taip[[i]], Taop[[i]], ATsiC, AmsC[[i]]],
             {i, 1, 11}]

{794.876, 794.305, 782.956, 784.777, 823.126, 761.588, 785.624, 814.376,
 811.381, 802.595, 782.042 }

```

```

qop = Table[qgo[msp[[i]], mwp[[i]], map[[i]],
  Tsip[[i]], Tsop[[i]], Twip[[i]], Twop[[i]], Taip[[i]], Taop[[i]]],
  {i, 1, 11}]

{2890.4, 1757.78, 1936.35, 669.671, 4007.53, 1754.74, 2381.49, 2335.18,
  2293.26, 1389.16, 1143.46}

swop = {0.6127, 0.6775, 0.6407,
  0.7262, 0.8065, 0.9787, 0.8484, 0.9725, 0.7733, 0.7926, 0.8382};

swip = {0.3037, 0.3226, 0.3283,
  0.3083, 0.3143, 0.3236, 0.3212, 0.3232, 0.3307, 0.337, 0.3383};

saop = {5.9, 5.906, 5.927, 5.909, 5.912, 5.925, 5.951, 5.921, 5.928, 5.949, 5.943};

saip = {5.85, 5.851, 5.849, 5.857, 5.857, 5.855, 5.851, 5.854, 5.85, 5.85, 5.85};

qop1 = {2444, 1309, 1484, 268, 3578, 1367, 2079, 1816, 1839, 1079, 710.3};

Toc = 295.15; ΔTo = 0.05;

a1 = Table[ΔNs[msp[[i]], mwp[[i]], map[[i]], Toc, Tsop[[i]], Tsip[[i]], ΔTsiC,
  ΔmsC[[i]], qop1[[i]], Δqop[[i]], saip[[i]], saop[[i]], swip[[i]], swop[[i]]],
  {i, 1, 11}]

{0.226572, 0.226856, 0.226951, 0.226913, 0.226437, 0.226326, 0.226547,
  0.226713, 0.226791, 0.22692, 0.226594}

a2 = Table[Ns[msp[[i]], mwp[[i]], map[[i]], Toc, Tsop[[i]],
  Tsip[[i]], qop1[[i]], saip[[i]], saop[[i]], swip[[i]], swop[[i]]],
  {i, 1, 11}]

{1.20866, 1.11907, 1.11154, 1.11936, 1.17205, 1.11425, 1.13187, 1.0536,
  1.09187, 1.04508, 1.07508}

a3 = Table[a1[[i]] / a2[[i]] * 100, {i, 1, 11}]

{18.7457, 20.2718, 20.4178, 20.2715, 19.3197, 20.3119, 20.0152, 21.5179,
  20.771, 21.7132, 21.0769}

sol = Join[{{ΔNS, NS, Percentagem}}, Table[{a1[[i]], a2[[i]], a3[[i]]}, {i, 1, 11}]]

{{ΔNS, NS, Percentagem}, {0.226572, 1.20866, 18.7457},
  {0.226856, 1.11907, 20.2718}, {0.226951, 1.11154, 20.4178},
  {0.226913, 1.11936, 20.2715}, {0.226437, 1.17205, 19.3197},
  {0.226326, 1.11425, 20.3119}, {0.226547, 1.13187, 20.0152},
  {0.226713, 1.0536, 21.5179}, {0.226791, 1.09187, 20.771},
  {0.22692, 1.04508, 21.7132}, {0.226594, 1.07508, 21.0769}}

```

```
sol // TableForm
```

ΔNS	NS	Percentagem
0.226572	1.20866	18.7457
0.226856	1.11907	20.2718
0.226951	1.11154	20.4178
0.226913	1.11936	20.2715
0.226437	1.17205	19.3197
0.226326	1.11425	20.3119
0.226547	1.13187	20.0152
0.226713	1.0536	21.5179
0.226791	1.09187	20.771
0.22692	1.04508	21.7132
0.226594	1.07508	21.0769

```
 $\Delta NS[m_{sp}[[1]], m_{wp}[[1]], m_{ap}[[1]], T_{oc}, T_{sop}[[1]], T_{sip}[[1]], \Delta T_{siC}, \Delta m_{sC}[[1]],$   

 $q_{op}[[1]], \Delta q_{op}[[1]], s_{aip}[[1]], s_{aop}[[1]], s_{wip}[[1]], s_{wop}[[1]]]$ 
```

```
0.226572
```

```
 $NNs[m_{sp}[[1]], m_{wp}[[1]], m_{ap}[[1]], T_{oc}, T_{sop}[[1]], T_{sip}[[1]], q_{op}[[1]],$   

 $s_{aip}[[1]], s_{aop}[[1]], s_{wip}[[1]], s_{wop}[[1]]]$ 
```

```
1.3311
```

```

$$\left( m_{sp}[[1]] * cps * \log\left[\frac{T_{sop}[[1]]}{T_{sip}[[1]]}\right] + \right.$$


$$\left. m_{wp}[[1]] * (s_{wop}[[1]] - s_{wip}[[1]]) + m_{ap}[[1]] * (s_{aop}[[1]] - s_{aip}[[1]]) + \frac{q_{op1}[[1]]}{T_{oc}} \right) /$$


$$(m_{sp}[[1]] * cps)$$

```

```
1.20866
```

```
 $\log\left[\frac{T_{sop}[[1]]}{T_{sip}[[1]]}\right]$ 
```

```
-1.14097
```

```
 $m_{sp}[[1]] * cps$ 
```

```
12.3526
```

2. Procedimento Geral de Operação da Instalação

Neste item é apresentado o procedimento geral de partida e parada da instalação, cujo desenho foi mostrado na Figura 2.2.

2.1 Partida da instalação

Na partida da instalação os equipamentos dos sistemas de suprimento de ar, de água e de gás, os equipamentos auxiliares e a instrumentação são ligados numa sequência adequada para o normal funcionamento do sistema.

O primeiro passo é colocar areia no combustor por meio do transportador de parafuso (verificando-se posteriormente que a altura do leito dentro do combustor gere uma queda de pressão no manômetro de 150 mmca).

O segundo passo é iniciar o processo de suprimento de água, verificando-se previamente o nível de água do reservatório. Abrir as válvulas de alimentação de água à placa distribuidora do combustor, à válvula cônica (que alimenta o trocador de calor que opera com leito fluidizado) e ao trocador de calor que está localizado na saída do ciclone.

O terceiro passo é a partida do sistema de alimentação de ar, para o qual são abertas as duas válvulas de purga da linha, e fechada a válvula de alimentação do ar que alimenta outros equipamentos do laboratório que também usam o ar gerado pelo compressor. Posteriormente o compressor é ligado e sua velocidade é fixada em 2000 RPM. A pressão do ar na entrada do combustor é mantida inicialmente em 100 mmHg, a regulagem é feita através de uma válvula de globo de 3" que purga o ar do sistema. A vazão do ar que ingressa ao combustor é controlada através de uma válvula de globo, a qual é regulada inicialmente a uma vazão de 4.5 l/s. A linha de ar que alimenta a válvula cônica, é regulada também por meio de uma válvula de esfera de 1/4". Esta válvula é aberta inicialmente para limpar o tubo de alimentação de sólidos e desta maneira, evitar obstruções de sólidos no tubo.

O quarto passo é abrir a válvula de alimentação geral do gás localizada no banco de gás, para o qual é verificado previamente que a válvula solenóide que alimenta o combustor esteja desligada, enquanto a válvula localizada após o ponto de consumo do combustor esteja fechada e a válvula de alimentação geral do gás ao laboratório aberta. É colocada dentro do combustor uma chama piloto no início da combustão, assim as válvulas do ar e do gás são abertas, o processo de aquecimento da areia dura aproximadamente 4 horas, nas quais os sólidos atingem uma temperatura de 750 °C.

O quinto passo é ligar a chave geral de energia elétrica da instalação e em seguida os equipamentos elétricos como: o compressor, o qual alimenta com ar o trocador de calor), a bomba de água (a qual alimenta de água o trocador de calor), e o sistema de instrumentação (indicador de temperatura e pressão). O ar que ingressa ao trocador de calor tem sua temperatura elevada até aproximadamente 78°C, na qual fica estabilizado, isto demora aproximadamente 30 minutos. A descarga de ar que alimenta ao trocador de calor é regulada por meio de uma válvula de globo e uma válvula de esfera a qual purga o ar do sistema, ambas de 1". Nos testes feitos a descarga foi mantida constante em (55 kg/h), o controle da descarga foi feito por meio dos indicadores de queda de pressão e da pressão montante na placa de orifício. A água é regulada através de uma válvula de agulha, segundo o fator C requerido, o controle também é feito através de indicadores de pressão diferencial de tubo em U invertido. Após esses passos a instalação está pronta para o início dos testes.

2.2 Parada da Instalação

A parada da instalação é feita fechando completamente as válvulas de gás e de ar do combustor, em seguida são desligados o compressor de ar (que alimenta ao combustor), a bomba de água e o compressor de ar que alimentam o trocador de calor. O equipamento elétrico em geral, fontes de alimentação dos instrumentos, balança, e depois os estabilizadores e chave geral da instalação são desligados. Só fica acesa a linha de água que resfria a placa do combustor e a válvula cônica.