



THADEU ALFREDO FARIAS SILVA

**“ATENUAÇÃO TÉRMICA NOS GRUPOS GERADORES DE
ENERGIA UTILIZANDO TROCADORES DE CALOR DE ÁGUA
GELADA CONTROLADA”**

CAMPINAS

2012



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

THADEU ALFREDO FARIAS SILVA

**ATENUAÇÃO TÉRMICA INTERNA NOS GRUPOS GERADORES DE ENERGIA
UTILIZANDO TROCADORES DE CALOR DE ÁGUA GELADA CONTROLADA**

Orientador/Supervisor: Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Química como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, na área de Sistemas de Processos Químicos e Informática.

Este exemplar corresponde à versão final da dissertação de mestrado defendida do aluno Thadeu Alfredo Farias Silva e orientado pelo Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi.

A handwritten signature in black ink, appearing to be "E. Tambourgi", is positioned above the name of the supervisor.

Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi - Orientador

CAMPINAS

2012

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

Si38a Silva, Thadeu Alfredo Farias
Atenuação térmica interna nos grupos geradores de energia utilizando trocadores de calor de água gelada controlada / Thadeu Alfredo Farias Silva. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

Orientador: Elias Basile Tambourgi.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Energia. 2. Calor. 3. Trocadores de calor . I. Tambourgi, Elias Basile, 1957-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Título em Inglês: Attenuation in the internal thermal energy generators, heat exchangers using cold water controlled

Palavras-chave em Inglês: Energy, Heat, Heat exchanger

Área de concentração: Sistemas de Professos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Luiz Carlos Bertevello, José Carlos Curvelo Santana

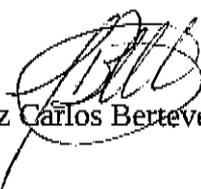
Data da defesa: 30-07-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado defendida por Thadeu Alfredo Farias Silva ,em 30 de julho de 2012 , e aprovada pela banca examinadora composta pelos doutores:



Elias Basile Tambourgi



Luiz Carlos Bertevello



José Carlos Curvelo Santana

A minha mãe Noêmia e ao meu pai Alfredo por terem me ensinado o valor de estudar e pela obstinação de me ensinar o caminho certo da vida

A minha irmã Dra. Tânia que serve de espelho da minha educação, além de me incentivar ao estudo contínuo em busca do aprimoramento.

A todas as pessoas que estiveram ao meu lado durante esta jornada, fornecendo a minha pessoa sentimentos de justiça, paz, amor, amizade e fraternidade.

A estes dedico este trabalho.

AGRADECIMENTOS

A Deus por manter-me com saúde física e mental para chegar ao final desta etapa.

A minha esposa, filho e filha por terem entendido os momentos de ausência e mesmo assim mantiveram o apoio e incentivo moral para que concluísse mais uma etapa da minha jornada.

Ao Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi, pela orientação, compreensão, incentivo, amizade e paciência, durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. José Carlos Curvelo Santana pelas suas preciosas contribuições ao desenvolvimento deste trabalho, além da amizade, incentivo e paciência, pois, sem a sua valiosa contribuição não conseguiria concluir com tamanho êxito esta etapa.

A todos professores, colegas e amigos do DESQ-FEQ-UNICAMP, por toda colaboração, amizade e incentivo a mim prestado.

A todos meus amigos e colaboradores anônimos que foram corresponsáveis para o meu êxito de concluir esta etapa.

RESUMO

Este trabalho apresenta o dimensionamento e cálculos do trocador de calor duplo-tubo de contato indireto e troca direta, aplicado nas instalações dos geradores elétricos a combustão, com o objetivo de analisar a viabilidade de um projeto para tratamento do ar quente gerado dentro das estruturas metálicas ou canópias. Os dados coletados basearam-se no levantamento de registros de temperatura internas e externas dos geradores, velocidade, pressão e vazão do ar quente nos dutos de saída e por último a utilização de equações da termodinâmica para obtenção dos resultados. Acrescentam-se ainda aos cálculos as propriedades dos fluidos, as dimensões dos tubos e as propriedades térmicas da tubulação do aço, materiais estes utilizados na sua construção. Comparadas as curvas de registros levantadas, obteve-se as temperaturas médias de entrada e saída e interna do motor com média de 27,694°C, 40,814°C e 33,383°C, respectivamente. No caso das curvas de registros da vazão e a diferença de pressão apresentaram pouca oscilação, sendo consideradas como constantes e iguais a 20,496 m³/h e 80,138 Pa, respectivamente. Após os balanços energéticos, o trocador de calor de duplo-tubo ficou determinado como sendo: diâmetro do tubo interno 3 ½ polegada e diâmetro do tubo externo de 6 polegadas, ambos de aço carbono com 13,52 pés de comprimento linear de troca de calor. Usando uma vazão de 1,4 m³/h de água a 23°C, obteve-se uma taxa de troca de calor no sistema de 0,4719 Btu/h. A contribuição deste trabalho é possível com a determinação da taxa de calor trocada no sistema do trocador de calor e assim garantir-se que esta opção de instalação pode ser controlada para obter-se a atenuação térmica interna nos grupos geradores de energia.

Palavras chaves: gerador elétrico, canópia, trocador de calor e taxa de troca de calor;

ABSTRACT

This paper presents the design and calculation of the heat exchanger double-tube indirect and direct exchange, applied on the premises of the combustion electric generators, in order to analyze the feasibility of a project for the treatment of hot air generated within the metal structures or canopies. The data collected were based on survey records of internal and external temperature of generators, speed, pressure and flow of hot air in the ducts output and finally the use of equations of thermodynamics to obtain the results. It is further added to the calculations the fluid properties, the dimensions of the pipes and the thermal properties of the steel pipe, these materials used in its construction. Comparing the curves of records raised, there was obtained the average temperatures of the inlet and outlet and the internal engine ° C mean 27.694, 40.814 ° C to 33.383 ° C, respectively. In the case of records of flow curves and pressure difference showed little change, being considered as constant and equal to 20.496 80.138 m³/he Pa, respectively. After the energy balances the heat exchanger double-tube was determined to be: diameter of the inner tube 3 ½ inch diameter and 6 inch outer tube, both made of carbon steel with 13.52 feet long linear heat exchange . Using a flow rate of 1.4 m³ / h of water at 23 ° C, there was obtained a rate of heat exchange in the system of 0.4719 Btu / hr. The contribution of this work it is possible to determine the rate of heat exchanged in the heat exchanger system and ensure that there is attenuation in internal thermal energy generators.

Keywords: electric generator, canopy, heat exchanger and heat exchange rate;

SUMÁRIO

Sumário	ix
Lista de figuras	xi
Lista de tabelas	xiii
Lista de abreviaturas e siglas	xiv
Lista de símbolos	xv
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos	3
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRIA	4
2.1 Gerador	4
2.2 Sistemas e volumes	8
2.3 Transferências de energia por meio de calor	14
2.4 Transferências de energia por meio de trabalho	16
2.5 Termodinâmica	17
2.5.1 Primeira lei da termodinâmica	17
2.5.2 Mecanismo de transferência de calor	21
2.5.3 Calores específicos	21
2.5.4 Energia e entalpia	24
2.5.5 Conservação de massa	26
2.5.6 Vazão mássica e vazão volumétrica	27
2.5.7 Princípio de conservação de massa	28
2.5.8 Balanço de energia	29
2.5.9 Velocidade de escoamento	30
2.6 Perda de carga admissível	31
2.7 Fator sujeira	32
2.8 Critérios nas localizações dos fluidos	34
2.9 Trocadores de calor	36
2.9.1 Classificação de trocadores de calor	36
2.9.1.1 Trocadores de calor tipo caso-tubo	42

2.9.1.2 Trocadores de calor tipo duplo tubo	43
2.9.1.3 Trocadores de calor tipo espiral	44
2.9.1.4 Trocadores de calor tipo casco tubo de placas planas	44
2.9.2 Coeficiente global de troca de calor	45
2.9.3 Projeto do trocador de calor de transferência...	50
2.9.3.1 Média logarítmica das diferenças de temperatura	51
2.9.3.2 Desenvolvimento do cálculo da MTDL	53
3 MATERIAIS E MÉTODOS	57
3.1 Materiais	57
3.2 Métodos	66
3.2.1 Do gerador	66
3.2.2 Da vazão	70
3.2.3 Da temperatura	71
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	73
4.1 Relatórios de coleta de dados	73
4.2 Dimensionamento e cálculos do trocador de calor	81
4.3 Viabilidade econômica de projeto	85
5 CONCLUSÕES SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	94
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96
ANEXO	99

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Armadura giratória do gerador	6
Figura 2	Esquema da armadura girante de um gerador elementar	6
Figura 3	Ligação dos fios no sistema tripolar	7
Figura 4	Diagrama de classificação dos trocadores de calor	35
Figura 5	Diagrama de classificação dos trocadores de calor	36
Figura 6	Diagrama de classificação dos trocadores de calor	36
Figura 7	Figura do trocador de transferência direta	37
Figura 8	Figura do trocador de armazenamento	37
Figura 9	Figura do trocador de contato direto	38
Figura 10	Tipo de construção dos trocadores de calor	39
Figura 11	Tipo de construção dos trocadores de calor casco tubo	40
Figura 12	Tipo de construção dos trocadores de calor duplo-tubo	40
Figura 13	Tipo de construção dos trocadores de calor tipo espiral	41
Figura 14	Tipo de construção dos trocadores de calor tipo placa	42
Figura 15	Representação da fronteira divisória plana	43
Figura 16	Direção relativa do escoamento	47
Figura 17	Modelo casco tubo	48
Figura 18	Passes do fluido	48
Figura 19	Escoamento do fluido	49
Figura 20	Diagrama do escoamento dos fluidos	50
Figura 21	Croqui representativo da ligações dos medidores	63
Figura 22	Ilustração da composição do gerador	64
Figura 23	Grupo Motor-Gerador	64
Figura 24	Distribuição do aquecimento	66
Figura 25	Diagrama do escoamento dos fluidos	67
Figura 26	Comportamento da temperatura ambiente	74
Figura 27	Comportamento da temperatura saída	75
Figura 28	Comportamento da temperatura do motor	76

Figura 29	Comportamento da variação de pressão e vazão	77
Figura 30	Tela do software HOROSAZONAL valores de tarifas	82
Figura 31	Croqui ilustrativo do local de instalação	81
Figura 32	Diagrama do sistema	85
Figura 33	Tela do software HOROSAZONAL tarifas das concessionárias	87
Figura 34	Tela do software HOROSAZONAL gastos de manutenção	88
Figura 35	Tela do software HOROSAZONAL custos de consumo	89
Figura 36	Tela do software HOROSAZONAL custos de com o gerador	90
Figura 37	Simulação dos custos de financiamento Leasing	91
Figura 38	Simulação dos custos de financiamento FINAME	92
Figura 39	Certificados de calibração de instrumentos	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Velocidade de escoamento recomendadas	31
Tabela 2	Valores de orientação usuais de perda de carga admissíveis	32
Tabela 3	Partes aquecidas do Gerador	68
Tabela 4	Medições iniciais das temperaturas	73
Tabela 5	Valores calculados para variação da pressão e vazão	73
Tabela 6	Propriedades dos fluidos	82
Tabela 7	Dimensões e propriedades térmicas das tubulações de aço	82
Tabela 8	Dimensões de tubos Abnt	99

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Abnt	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Normas Técnicas Brasileiras
EPI	Equipamentos de Proteção Individual
NR	Normas Regulamentadoras do MTE
MTE	Ministério do Trabalho e Emprego
IEC	International Electrotechnical Commission
Enasse	Encontro Nacional de Segurança e Saúde no Setor Elétrico
CA	Corrente alternada
CC	Corrente contínua
BT	Baixa tensão
AT	Alta tensão
EBT	Extrabaixa tensão
SEP	Sistema Elétrico de Potência
SI	Sistema Internacional

LISTA DE SÍMBOLOS

Sistema Internacional - SI

Hz	hertz – unidade de frequência elétrica
V	volt – unidade de tensão elétrica
Ω	ohm – unidade de resistência elétrica
A	ampere – unidade de corrente elétrica
M	mega – índice de multiplicação da unidade por 1.000.000 ou 10^6
k	quilo – fator multiplicativo da unidade por 1.000 ou 10
m	mili – fator multiplicativo de divisão da unidade por 1.000 ou por 10^3
s	segundo – unidade de tempo
J	joule – unidade de energia
W	watt – unidade de potência
W	weber – unidade de fluxo magnético
m^3/s	metros cúbicos por segundo – unidade de vazão
N/m^2	Newton por metro quadrado – unidade de pressão
C°, K°	Celcius, Kelvin – unidade de temperatura
N/m^3	Newton por metro cúbico – unidade de peso específico
kg/m^3	Kilograma por metro cúbico – unidade de massa específica
m	metro – unidade de comprimento
m^2	metro pó segundo ao quadrado – unidade de área
m/s^2	metros por segundo ao quadrado – unidade de aceleração

Nomenclatura

Letras maiúscula

A	Área [m ²]
a, A	Função de Helmholtz específica e total
AC	Relação ar – combustível
B _s	Módulo adiabático
B _T	módulo isotérmico
C	Capacidade térmica [W/ °C]
C _D	Coeficiente de descarga
COP	Coeficiente de desempenho (idem β)
e, E	Energia específica e total
EC	Energia cinética
EP	Energia potencial
F	Força
FEM	Força eletromotriz
H	Entalpia total
HV	Poder específico
i	Corrente elétrica
I	Irreversibilidade
K	Constante de equilíbrio
D _h	Diâmetro hidráulico [m]
L	Comprimento em [m]
M	Massa molecular
N	Número
sN	Geração de entropia adimensional
Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de unidades térmicas
P	Pressão [Pa]

Pb	Potência de bombeamento [W]
Pe	Perímetro [m]
Pr	O número de Prandtl
tPr	O número de Prandtl turbulento
Q	Vazão volumétrica
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
Q _H	Transferência de calor num corpo a alta temperatura
Q _L	Transferência de calor num corpo a baixa temperatura
R	Razão entre as capacidades térmicas ($\min \max R = C / C$)
R	Raio [m]
\dot{S}_g	Taxa de geração de entropia [W/°C]
S	Termo fonte
T	Temperatura [°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² °C]

Letras minúsculas

c	Velocidade do som
c	Fração mássica
cp	Calor específico [J / kg°C]
cv	Calor específico de volume constante
c _{po}	Calor específico a pressão constante e pressão zero
c _{vo}	Calor específico a volume constante e pressão zero
d	Densidade
ex	Exergia [J / kg]
fm	Fator de atrito médio
h	Altura [m]
h	Entalpia específica [J / kg]

hm	Coefficiente convectivo médio de transferência de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
k	Relação entre calor específico
k	Condutividade térmica [$W/m \cdot ^\circ C$], constante de Von Kármán
\dot{m}	Vazão mássica [kg / s]
m	Massa
n	Número de mols
n	Expoente politrópico
q	Taxa de transferência de calor [W]
s	Entropia específica [$J / kg \cdot ^\circ C$]
t	Espessura [m]
t	Tempo
u+	Velocidade adimensional
v	Velocidade média [m/ s]
x +	Posição adimensional
y+	Distância de parede adimensional
z+	Coordenada no eixo Z
w	Largura [m]
w	Velocidade média [m/ s]

Primeiro subscrito

a	Refere-se às aletas
c	Refere-se ao canal
d	Refere-se ao duto
i	Parcial
f	Refere-se ao fluido frio
fr	frontal

m	Médio
máx	Máximo
mín	Mínimo
r	Relativo
q	Refere-se ao fluido quente
t	Total
x	Local

Segundo subscripto

a	Refere-se às aletas
d	Refere-se ao duto
e	Refere-se à entrada
f	Refere-se ao fluido frio
m	Refere-se ao material
q	Refere-se ao fluido quente
s	Refere-se à saída
t	Total

Letras Gregas

α	Razão entre a área da superfície aletada e a área total de troca de calor
α	Volume residual
α	Função de Helmholtz adimensional a/RT
α_p	Razão entre a área da superfície aletada e a área total de troca de calor
β	Coefficiente de expansão térmica
β^1	Coefficiente de expansão térmica
β_s	Coefficiente de expansão térmica
β_T	Coefficiente de expansão térmica
Δ	Varição
ρ	Massa específica [kg /m ³]

ε	Efetividade, taxa de dissipação de energia cinética turbulenta [m^2 / s^3]
η_f	Eficiência de aleta
η_o	Eficiência global de um conjunto de aletas
η_{ex}	Eficiência exergetica
μ_t	Viscosidade turbulenta [kg / ms]
φ	Propriedade a ser conservada
ν	Viscosidade cinemática
κ	Energia cinética turbulenta
Φ	Relação de equivalência
Rh	Umidade relativa
Φ	Disponibilidade de um sistema ou exergia
ψ	Disponibilidade de um processo permanente
ω	umidade absoluta

1 INTRODUÇÃO

Deparar-se com crises sistêmicas de produção de energia distribuída, recai-se na implantação das alternativas convencionais para geração de energética, que são os grupos acoplados de motores e alternadores elétricos. A este conjunto de equipamentos comumente denomina-se de gerador elétrico, podendo ser classificado quanto a opções de montagem, abertos para instalações abrigadas ou fechados para instalações abrigadas e ao tempo. A estrutura dos equipamentos de montagem fechada são também chamadas de canópias e são estruturas metálicas robustas com alta resistência à corrosão.

Nos projetos de infraestrutura das instalações dos geradores elétricos, em qualquer das montagens, faz necessário prever-se o tratamento do ar quente dissipado das partes consideradas emissores de calor dos equipamentos em funcionamento, que são o motor à combustão de combustível fóssil ou qualquer outro tipo, o alternador elétrico e o escapamento. Neste trabalho aborda-se a montagem em canópias, considerando-se os equipamentos geradores em funcionamento, a estrutura possui aberturas laterais aonde capta-se o ar do meio externo e faz-se fluir pelas partes quentes internas mencionadas, garantindo-se o funcionamento por resfriamento, sendo este o sistema de arrefecimento próprio do equipamento. O ar aquecido é devolvido para fora do equipamento e segundo os fabricantes dos geradores de energia, deve-se conduzi-lo para o meio externo ao da instalação e assim evita-se o desenvolvimento de um ciclo de captação sem troca de ar, prejudicial para o seu funcionamento e rendimento ou ainda passível de interrupção do funcionamento por atuação do sensor de temperatura alta, próprios dos equipamentos deste tipo. Instalações abrigadas cobertas, como exemplo em subsolos, se faz necessário definir o expurgo da demanda deste ar quente através da análise térmica da troca de calor requerida, dadas as condições de escoamento e temperatura dos fluidos.

Em função da relevância de controlar-se o nível de temperatura interna dos geradores elétricos para garantir o funcionamento contínuo dos equipamentos, tem-se como o objetivo deste trabalho a análise da viabilidade de um projeto para tratamento do ar quente gerado dentro da canópia, utilizando-se um trocador de calor de contato indireto e transferência indireta, escolhido o tipo duplo-tubo. O estudo fundamenta-se nas considerações sobre pressões e temperaturas de operação e características dos fluidos e

materiais como viscosidades, corrosão, incrustação, fator de sujeira, erosão e outros, justificados para obter-se parâmetros para o projeto de fabricação do trocador de calor, a definição das características e dimensões físicas para sua construção a um baixo custo.

No desenvolvimento do trabalho a metodologia é basear-se na instalação do gerador elétrico em uma sala de no 2º subsolo de um prédio, com área de 30 metros quadrados, baixa ventilação e com altura de pé direito de 2,90m. No projeto para trocador de calor duplo-tubo, considera-se que o fluido ar quente que sai do gerador, escoar-se no tubo interno e o fluido de água no tubo externo, sendo que utilizaria neste último uma bomba de vazão e 5,5cv, com sucção de até 40m para fazer a troca no reservatório de aproximadamente 25.000 litros colocado no topo do prédio, com previsão de acionamento somente quando o gerador estiver funcionando. Na sequência, instala-se um conjunto de registradores para obtenção da leitura de dados das temperaturas internas e externas dos geradores elétricos, velocidade, pressão e vazão nos dutos de ar quente na saída, e por último, a determinação através de equações da termodinâmica da taxa de calor trocada pelo sistema. Entende-se que com este plano de trabalho, obtém-se o perfil de resultados necessários para concluir-se sobre a viabilidade deste projeto de implantação dos trocadores de calor como alternativas técnicas às instalações atuais com dutos metálicos para captação de ar externo e expurgo do ar quente para fora das instalações.

Faz-se necessário propor e analisar a viabilidade econômica financeira de avaliação de implantação da co-geração de energia nos horários de maior tarifa utilizando-se a previsão de gastos de manutenção dos trocadores de calor.

1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é analisar-se a viabilidade de um projeto para tratamento do ar quente gerado pelo grupo gerador de energia montados em uma canópia, utilizando-se um trocador de calor de contato indireto e transferência indireta, instalados como retro-alimentadores.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Gerador

A energia elétrica pode ser transmitida e controlada com confiabilidade, simplicidade e eficiência, sendo outras formas de energia, freqüentemente convertidas para e a partir da forma elétrica. Para todos os dispositivos deve-se considerar como conversores de energia e dentre eles encontram-se aqueles que convergem energia mecânica em elétrica, os geradores de energia. Como característica principal de um gerador elétrico transforma-se energia eletromecânica em energia elétrica. O acoplamento entre os sistemas elétrico e mecânico garante-se por meio de campos geradores elétricos e cargas elétricas, ou seja, depende-se da existência, na natureza, de fenômenos que relacione, e um lado, campos elétricos e magnéticos e, do outro lado, movimento e forças mecânicas.

Como os três fenômenos principais relevantes tem-se a geração de tensão induzida por uma bobina, pela variação do fluxo que enlaça-se e provocada pelo movimento relativo entre o fluxo e a bobina. Neste caso as tensões de velocidade e de transformação, dá-se pela Lei de Faraday descrita na Equação 1 em volts, como sendo:

$$e = N \frac{d\phi}{dt} \text{ V} \quad (1)$$

sendo:

e = tensão induzida;

N = número de espiras;

$\frac{d\phi}{dt}$ = taxa do fluxo em função do tempo;

O segundo fenômeno trata-se da força mecânica exercida sobre o ferro e tende-se a alinhar-se com o fluxo magnético ou traz-se à posição de maior densidade do fluxo magnético, o qual criado por uma bobina que conduza corrente elétrica, corresponde-se à uma força de ímã por peças de ferro que estejam em seu campo. Esta força que age sobre o ferro é dada pela Equação 2, em Newtons.

$$F = \frac{B^2 A}{2 \mu_0} \quad (2)$$

Onde:

B = densidade do ferro;

A = seção transversal do ferro;

μ_0 = permeabilidade no vácuo;

Por fim o terceiro fenômeno dá-se pela força mecânica exercida sobre um condutor que conduz corrente dentro de campo magnético e entre circuitos carregam-se correntes, por intermédio de seus campos magnéticos (FITZGERALD; BOLES, 1981).

A associação do processo leva-se ao estudo do princípio de funcionamento das máquinas elétricas rotativas. Considera-se inicialmente uma espira imersa em um campo magnético produzido por um ímã permanente, conforme a Figura 1, o princípio básico de funcionamento está baseado no movimento relativo entre uma espira e um campo magnético. Aos terminais da espira conectam-se dois anéis, que estão ligados ao circuito externo através de escovas. Para este tipo de gerador denomina-se de armadura giratória.

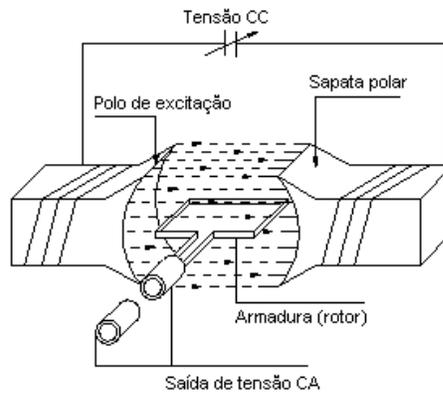


Figura 1 – Armadura giratório do gerador (FITZGERALD e BOLES, 1981)

A distribuição radial do fluxo criado pelo enrolamento de campo no entreferro pode ser representada desenvolvendo o sentido geométrico, o cilindro que forma a estrutura da armadura e demonstrada na Figura 2.

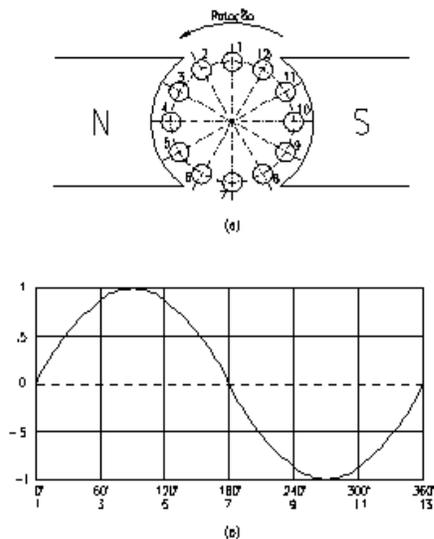


Figura 2 - Esquema da armadura girante de um gerador elementar (FITZGERALD e BOLES, 1981)

A variação da força eletromotriz no condutor em função do tempo pode ser determinada pela lei da distribuição da indução magnética sob um pólo. Esta distribuição tem um caráter complexo e depende da forma da sapata polar. Com um desenho conveniente da sapata poderemos obter uma distribuição senoidal de induções e nesses

casos, a força eletromotriz induzida no condutor também varia com o tempo sob uma lei senoidal (CREDER, 2007). Nos geradores de campo giratório a tensão de armadura retirada-se diretamente do enrolamento de armadura ou estator sem passar pelo componente das escovas. A potência de excitação destes geradores normalmente considera-se inferior a cinco por cento da potência nominal, sendo o tipo de armadura fixa o mais utilizado

O sistema trifásico considera-se a ligação dos três sistemas monofásicos e faz-se usualmente de duas maneiras, representadas na Figura 3. Representam-se as tensões com setas inclinadas, ou vetores girantes, e mantém-se entre si o ângulo correspondente à defasagem de 120° . Liga-se um dos fios de cada sistema monofásico a um ponto comum aos três, sendo que, aos três fios restantes forma-se um sistema trifásico em estrela. Em outra configuração, às vezes, o sistema trifásico em estrela pode ser tetrapolar com quatro fios tendo o quarto fio ligado ao ponto comum às três fases. Para tensão de linha, ou tensão nominal do sistema trifásico e a corrente de linha defini-se do mesmo modo que na ligação triângulo.

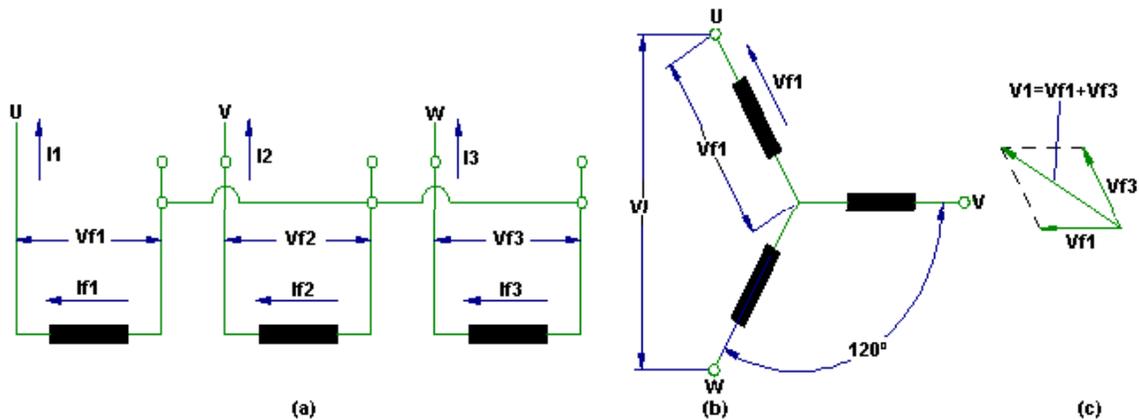


Figura 3 - Ligação dos fios no sistema tripolar (FITZGERALD e BOLES, 1981)

À tensão entre dois fios quaisquer do sistema trifásico defini-se como a soma gráfica das tensões das duas fases as quais estão ligados os fios proporcionais a corrente. É comum em geradores o fornecimento em três tensões 220/380/440V. O procedimento nestes casos para se obter 380 V é ligar-se o gerador em 440V e ajusta-se a tensão

terminal no potenciômetro do regulador de tensão, de modo a se obter o valor desejado (FITZGERALD e BOLES, 1981).

No presente trabalho utiliza-se a composição acoplada do sistema motor-gerador à diesel industrial de alto rendimento com vista à produção de energia qualificada, limpa, eficaz e confiável. Neste conjunto configura-se para atender as características de funcionamento exigidas pela necessidade de funcionamento dos consumidores, como a potência nominal de energia, tensão nominal e aplicação final. A composição do motor à diesel de elevado rendimento, com sistema elétrico do tipo massa terra negativo de 12V ou 24V para o arranque elétrico, acrescentado o alternador gerador de corrente elétrica mais acessórios, sistema de refrigeração e tanque de combustível (FGWILSON, 2010). Nesta mesma literatura descreve-se que o equipamento possui sensor de temperatura para proteção do motor em três níveis que são:

Temperatura x Resistência 1: 60°C / 134 ohms

Temperatura x Resistência 2: 71°C / 75 ohms

Temperatura x Resistência 3: 100°C 38,5 ohms

2.2 Sistemas e volumes

Define-se o sistema como uma quantidade de matéria ou região no espaço, selecionada para o trabalho e a região fora do sistema é chamada de vizinhança. Para superfície real ou imaginária que separa o sistema de sua vizinhança chama-se de fronteira podendo ser fixa ou móvel. Nos modelos matemáticos, a fronteira tem espessura zero e, portanto, não se pode conter massa nem ocupar nenhum volume no espaço. Os sistemas podem considerar-se fechados, consistindo em uma quantidade fixa de massa que não atravesse sua fronteira, exceção admite-se que a energia em forma de calor ou trabalho possa fazê-lo. Nos sistemas abertos, que admite cruzar-se a fronteira tanto massa quanto a energia. (INCROPERA e DEWITT, 2002)

Nas propriedades principais ou intensivas, considera-se como independente da massa de um sistema a pressão P, a temperatura T, o volume V, a massa m e a densidade d. Nas propriedades secundárias ou extensivas, define-se valores que dependem do tamanho ou extensão do sistema, do volume total e a quantidade de movimento total como volume total e quantidade de movimento total. Em outras propriedades intensivas conhecidas conceitua-se a viscosidade, a condutividade térmica, o módulo de elasticidade, o coeficiente de expansão térmica, a resistividade elétrica e até mesmo a velocidade e a altura, já as extensivas pode-se citar a massa total, o volume total e a quantidade de movimento total sendo alguns exemplos de propriedades extensivas.

Já as propriedades extensivas por unidade de massa chamam-se de específicas, como exemplo temos o volume específico conforme descrito nas Equações 3 e 4.

$$v = \frac{V}{m} \quad (3)$$

$$e = \frac{E}{m} \quad (4)$$

Forma-se a matéria por átomos encontrando-se amplamente espaçados na fase gasosa. Entretanto, ignora-se a natureza atômica de uma substância e vê-la como uma matéria contínua, homogênea e sem descontinuidades. Tratam-se as propriedades como funções pontuais e considera-se que as propriedades variam continuamente no espaço sem saltos de descontinuidade. Nessa idealização se valida desde que o tamanho do sistema seja grande com relação ao espaçamento entre as moléculas, como "a densidade da água em um copo é a mesma em qualquer ponto" (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009; ÇENGEL, 2006).

A densidade define-se a como massa por unidade de volume, ou seja, o inverso do volume específico, conforme Equações 5 e 6.

$$\rho = \frac{m}{V} (kg / m^3) \quad (5)$$

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (6)$$

Para um volume diferencial elementar de massa e volume, a densidade se expressa pela Equação 7.

$$\rho = \frac{\delta m}{\delta V} \quad (7)$$

Na densidade da maioria dos gases mostra-se proporcional à pressão e inversamente proporcional à temperatura. Para os líquidos e sólidos, por outro lado, mostram-se substâncias essencialmente incompressíveis, depende-se muito mais da temperatura do que da pressão, logo, a variação de suas densidades com a pressão mostram-se geralmente desprezíveis, como o exemplo da água à 20° C a densidade varia de 998 kg/m³ a 1 atm para 1003 kg/m³ a 100 atm, uma alteração de apenas 0,5%. A 1 atm, por exemplo, a densidade da água varia de 998 kg/m³ a 20°C a 975 kg/m³ a 75°C, uma alteração de 2,3%, a qual pode ainda ser considerada desprezível em muitas análises de engenharia. A densidade de uma substância pode ser dada de forma relativa (DR), sendo à densidade de uma substância bem conhecida, nesse caso, chama-se de gravidade específica, ou densidade relativa e define-se como a razão entre a densidade da substância e a densidade de alguma substância padrão, a uma temperatura especificada, conforme Equação 8 na unidade N/m³ (ÇERGEL e BOLES, 2006)

$$DR = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \quad (8)$$

O peso específico conceitua-se como o peso de uma unidade de volume de uma substância e se expressa conforme a equação 9, sendo g a aceleração gravitacional.

$$\gamma_s = \rho g \quad (9)$$

Na termodinâmica tratam-se os estados em equilíbrio, ou seja, em um estado de equilíbrio não existem potenciais desbalanceados dentro do sistema, sendo assim não se passa por mudanças quando se isola de sua vizinhança. Nesta situação para todas as propriedades pode-se medir ou calcular-se para todo o sistema. Dá-se um conjunto de propriedades que descreve completamente a condição, ou o estado do sistema. Na termodinâmica o equilíbrio dá-se por ser térmico ou mecânico, sem variações de temperatura ou pressão em função do tempo.

Para um sistema garante-se a mudança de um estado de equilíbrio para outro, sendo chamada de processo, como a série de estados através dos quais um sistema passa durante um processo, define-se o chamado percurso do processo. Faz-se necessário descrever um processo completamente quando se especifica o estado inicial e final do processo, bem como o percurso que ele segue além das interações com a vizinhança. Este processo, quase estático, se aproxima bastante dos processos do real e podem ser modelados como tais com um erro desprezível. Assim, nos processos de quase equilíbrio utiliza-se como padrão com os quais os processos reais podem ser comparados e traçam-se diagramas de processo empregando propriedades termodinâmicas como coordenadas, muito úteis na visualização dos processos. No processo isotérmico, mostra-se um processo durante o qual a temperatura T permanece constante; no processo isobárico apresenta-se um processo durante o qual a pressão P permanece constante; e para o processo isocórico (ou isométrico) vê-se como um processo durante o qual o volume específico v permanece constante. Diz-se que um sistema executa um ciclo quando ele retorna ao estado inicial no final do processo e são idênticos. No termo permanente implica-se em nenhuma modificação com o tempo, e o oposto de permanente chama-se transiente, ou temporário e o termo uniforme, por sua vez, implica-se em nenhuma variação espacial.

Nos processos aonde se envolve os tais dispositivos, pode-se razoavelmente bem representar-se por um processo algo idealizado, chamando-se de processo em regime permanente, que pode definir-se como um processo durante o qual um fluido escoar através de um volume de controle de forma permanente. Para as propriedades pode-se mudar de um ponto para outro dentro do volume de controle, mas em qualquer ponto fixo estas se mantêm as mesmas durante todo o processo. Assim o volume V e a massa m consideram-se no conteúdo de energia total da energia E do volume de controle constantes durante um processo em regime permanente. Nas condições de regime permanente podem-se aproximar dispositivos que se destinam à operação contínua como turbinas, bombas, caldeiras, condensadores, trocadores de calor, usinas de potência ou sistemas de refrigeração. As propriedades do fluido variam com o tempo de forma periódica e o escoamento através desses dispositivos pode-se analisar como um processo em regime permanente usando-se valores médios no tempo para as propriedades.

Formulada e batizada por R. H. Fowler, em 1931, a Lei Zero da Termodinâmica declara-se que se dois corpos encontram-se em equilíbrio térmico com um terceiro corpo, quando eles também se mostram em equilíbrio térmico entre si. Ou seja, quando um corpo coloca-se em contato com outro corpo que está a uma temperatura diferente, calor se transfere do corpo com temperatura mais alta para aquele com temperatura mais baixa até que ambos os corpos possam atingir uma mesma temperatura. Nesse ponto, a transferência de calor interrompe e diz-se que os dois corpos atingiram a única exigência para obter-se o equilíbrio térmico pela igualdade de temperatura. Esta afirmação embora óbvia justifica-se como base para a validade da medição da temperatura e com o auxílio das demais leis da termodinâmica, a Lei Zero pode ser reescrita como, dois corpos estão em equilíbrio térmico se ambos tiverem a mesma leitura de temperatura, mesmo que não estejam em contato (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009; ÇENGEL e BOLES, 2006).

Nas escalas de temperatura usa-se hoje no SI a escala Celsius, a escala de Kelvin e a escala Fahrenheit. Na escala Celsius, aos pontos de gelo e de vapor atribuí-se originalmente os valores 0°C e 100°C, respectivamente e os valores correspondentes na escala Fahrenheit são 32°F e 212°F e chama-se de escalas de dois pontos, já que os valores de temperatura são atribuídos em dois pontos diferentes.

Na termodinâmica, cria-se a escala de temperatura independente das propriedades de qualquer substância, que se chama de escala termodinâmica de temperatura, sendo que no Sistema Internacional SI na escala utiliza-se a de Kelvin. A menor temperatura da escala Kelvin considera-se o zero absoluto. Dessa forma, apenas para um único ponto de referência diferente de zero precisa-se atribuir para estabelecer a inclinação dessa escala linear. Usando técnicas não convencionais de refrigeração, cientistas se aproximaram do zero absoluto kelvin (eles atingiram $2 \cdot 10^{-9}$ K em 1989) (ÇERGEL e SONNTAG, 2006).

Para uma escala de temperatura, quase idêntica à escala Kelvin, tem-se a escala de temperatura do gás ideal. Temperaturas dessa escala se medem com um termômetro de gás a volume constante, basicamente um vaso rígido preenchido com um gás, em geral hidrogênio ou hélio, a baixa pressão. Neste termômetro tem-se por base o princípio de que em baixas temperaturas, a temperatura de um gás é proporcional à sua pressão a um volume constante. Ou seja, a temperatura de um volume fixo de gás pode variar

linearmente com a pressão a pressões suficientemente baixas. Dessa forma, a relação entre a temperatura e a pressão do gás no vaso pode ser expressa na Equação 10.

$$T = a + bP \quad (10)$$

Onde os valores das constantes a e b para um termômetro de gás são determinados experimentalmente. Sendo a e b são conhecidos, a temperatura de um dado meio pode ser calculada a partir dessa relação, imergindo o vaso rígido do termômetro de gás no meio e medindo a pressão do gás quando o equilíbrio térmico é estabelecido entre o meio e o gás no vaso cujo volume é mantido constante.

A unidade de temperatura Celsius é o grau Celsius ($^{\circ}\text{C}$), que, por definição, é igual em magnitude ao Kelvin (K). Uma diferença de temperatura pode ser expressa em Kelvins ou graus Celsius sendo o que o ponto de gelo permanece o mesmo a 0°C equivalente a 273,15 K, mas o ponto de vapor é de $99,975^{\circ}\text{C}$.

Para as relações termodinâmicas que se envolve a temperatura T, se a relação contiver diferenças de temperatura (como $a = b\Delta T$), a escala utilizada se define pela diferença entre $^{\circ}\text{C}$ ou K, logo, ambas podem ser usadas. No entanto, se a relação fosse apenas com temperaturas, em vez de diferenças de temperatura, então a escala K, deve ser usada.

A pressão define-se como uma força normal exercida por um fluido por unidade de área seja gás ou líquido. Como a pressão conceitua-se como a força por unidade de área, ela tem unidade de Newtons por metro quadrado, que concluem-se ser o pascal (Pa). A unidade de pressão pascal torna-se muito pequena para se quantificar as pressões encontradas na prática. Assim, normalmente usa-se seus múltiplos quilo-pascal ($1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa}$) e mega-pascal ($1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$). Outras três unidades de pressão muito usadas na prática, particularmente na Europa, são bar, atmosfera padrão e quilo-grama-força por centímetro quadrado, conforme equivalências apresentadas entre unidades na Equação 11, 12, 13 e 14 (ÇERGEL, 2006).

$$1\text{Pa} = 1\text{N} / \text{m}^2 \quad (11)$$

$$1\text{bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0,1\text{MPa} = 100\text{kPa} \quad (12)$$

$$1atm = 101,325Pa = 101,325kPa = 1,01325bar \quad (13)$$

$$1kgf/cm^2 = 9,807 \times 10^4 N/cm^2 = 9,807 \times 10^4 N/m^2 = 9,807 \times 10^4 N/m^2 = 9,807 \times 10^4 Pa \quad (14)$$

A pressão real em determinada posição chama-se de pressão absoluta, e considera-se a medida com relação ao vácuo absoluto, ou seja, a pressão absoluta zero. A maioria dos dispositivos de medição da pressão, porém, calibra-se para ler o zero na atmosfera e, assim, indica-se a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica local, sendo a diferença chamada de pressão manométrica. Para as pressões abaixo da pressão atmosférica chamam-se de pressões de vácuo e afere-se pelas medidas dos medidores de vácuo que indicam a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão absoluta. As pressões absolutas, todas manométrica (ou relativa) de vácuo quantifica-se como positivas e encontram-se relacionadas entre si, conforme Equação 15 e 16.

$$P_{man} = P_{abs} - P_{atm} \quad (15)$$

$$P_{vác} = P_{atm} - P_{abs} \quad (16)$$

A pressão define-se como à força de compressão por unidade de área, e se dá a impressão de que seja um vetor. Entretanto, a pressão em qualquer ponto de um fluido iguala-se em todas as direções, ou seja, ela tem magnitude, mas não uma direção específica e, por isso, ela quantifica-se como escalar (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009).

2.3 Transferências de energia por meio de calor

Energia pode transpassar a fronteira de um sistema nas formas diferenciadas de calor e trabalho, que baseia-se do desenvolvimento das leis da termodinâmica. Considera-se que todo corpo é deixado em um meio que esta a uma temperatura diferente, ocorre-se a transferência de energia com meio até que o equilíbrio térmico seja se estabeleça até ambos atinjam a mesma temperatura. A direção da transferência de energia por convenção sempre se considera a do corpo com temperatura mais alta para aquele com temperatura mais baixa diz-se que a energia é transferida sob a forma de calor.

O calor é definido-se como a forma de energia transferida entre dois sistemas e sua vizinhança, em virtude da diferença de temperaturas. Dessa forma, não se pode considerar qualquer transferência de calor entre dois sistemas que se estejam com temperaturas iguais. Como significado termodinâmico rigoroso do termo calor, limita-se o seu uso, à transferência de energia térmica durante um processo.

A transferência de calor para um sistema também chamada-se de adição e onde se fornece calor e a transferência de calor para fora de um sistema se chama de rejeição de calor, ou seja, considera-se a energia em trânsito ao cruzar-se uma fronteira de um sistema. Este mesmo calor transferido torna-se parte da energia interna dessa vizinhança. Em um processo onde não se transfere calor, chama-se de processo intransponível ou adiabático. Embora não se considere a transferência de calor durante um processo adiabático, o conteúdo de energia e, assim, a temperatura de um sistema ainda altera-se por outros meios como o trabalho.

Para o calor tem-se unidades de energia, sendo no Sistema Internacional SI o kJ a mais comum. A quantidade de calor transferida durante um processo entre dois estados (estados 1 e 2) é indicada-se por Q .

A transferência de calor por unidade de massa de um sistema se indica pela Equação 17.

$$q = \frac{Q}{m} \text{ (kJ / kg)} \quad (17)$$

Já a transferência de calor ao longo de um intervalo de tempo se determina a taxa de transferência de calor, que se indica por \dot{Q} , onde o ponto define-se pela derivada com relação ao tempo, ou por unidade de tempo. Para a taxa de transferência de calor \dot{Q} tem-se a unidade kJ/s que se equivale a kW. Quando \dot{Q} varia com o tempo, o calor total transferido durante um processo determina-se pela integração de \dot{Q} no intervalo de tempo do processo, conforme Equação 18 (ÇERGEL e BOLES, 2006; INCROPERA e DEWITT, 2002).

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (18)$$

Quando \dot{Q} apresentar-se constante durante o processo, na Equação 19 reduz-se ao valor da transferência de calor.

$$Q = \dot{Q} \Delta t \quad (19)$$

Onde: $\Delta t = t_2 - t_1$ apresenta-se como é o intervalo de tempo durante o qual o processo ocorrer.

2.4 Transferências de energia por meio de trabalho

O trabalho conceitua-se como a transferência de energia associada a uma força que age ao longo de uma distância de um sistema fechado, assim como o calor, determina-se uma interação de energia entre um sistema e sua vizinhança.

A unidade de trabalho considera-se como kJ, sendo o trabalho realizado durante um processo e indica-se W.

O trabalho realizado por unidade de massa de um sistema indica-se conforme Equação 20.

$$w = \frac{W}{m} \quad (20)$$

O trabalho realizado por unidade de tempo chama-se de potência e indica-se por \dot{W} cuja unidade é kJ/s ou kW.

Para Calor e trabalho se consideram como grandezas direcionais e exige-se a especificação de magnitude e direção. Por convenção, a transferência de calor para um sistema e trabalho realizado por um sistema considera-se como positivos; transferência de calor de um sistema e trabalho realizado sobre um sistema considera-se como negativos por arbítrio (INCROPERA e DEWITT, 2002; GARCIA, 2005).

A semelhança entre calor e trabalho considera-se:

1. Ambos se reconhecem nas fronteiras de um sistema à medida que cruzam suas fronteiras. Ou seja, tanto calor quanto trabalho se consideram os fenômenos de fronteira.
2. Atribui-se aos Sistemas energia, mas não para o calor ou trabalho.
3. Ambos associam-se a um processo, não a um estado. Ao contrário das propriedades, calor ou trabalho não se têm o significado em um estado.
4. Ambos se consideram como funções da trajetória (ou seja, suas magnitudes dependem da trajetória percorrida durante um processo, bem como dos estados inicial e final) (ÇENGEL e BOLES, 2006).

2.5 Termodinâmica

2.5.1 Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica, conceitua-se no princípio de conservação da energia, e se oferece uma base sólida para o estudo das relações entre as diversas formas de energia e interações de energia. Com base em observações experimentais, a Primeira Lei da Termodinâmica enuncia-se que energia não pode se criar nem se destruir durante um processo, ela pode apenas mudar de forma. Cada parcela de energia deve ser contabilizada durante um processo (ÇENGEL e BOLES, 2006)

A primeira lei da termodinâmica define-se da propriedade energia total E , considerando o trabalho líquido como o mesmo em todos os processos adiabáticos de um sistema fechado e entre os dois estados especificados. Para o valor do trabalho líquido depende-se dos estados, inicial e final do sistema e, portanto, corresponde-se à variação da propriedade da energia total do sistema. Na primeira lei da termodinâmica não se faz referência ao valor da energia total de um sistema fechado, ela declara-se que a variação da energia total durante um processo adiabático deve ser igual ao trabalho líquido realizado, logo, qualquer valor arbitrário conveniente pode ser atribuído à energia total em um estado especificado para servir como referência. A conservação da energia define-se como a essência da primeira lei e pela existência da propriedade energia total, ela pode ser vista como uma declaração do princípio de conservação da energia. Pode-se ter

o resultado da transferência de calor no aquecimento de um sólido onde a energia aumentará, desprezando-se qualquer transferência de massa, o aumento da energia total torna-se igual à quantidade de calor transferido.

Caso no processo persista-se na existência de perda de massa para o ar ambiente ou pelo processo, mesmo assim, o aumento ou queima da energia torna-se igual ao calor transferido para o meio mais a energia consumida no processo.

Nos sistemas adiabáticos, como resultado do trabalho realizado, a energia do sistema aumentará. Como o sistema considera-se como adiabático, não há-se nenhuma transferência de calor de ou para a vizinhança, logo para Q considera-se igual a zero, e o princípio de conservação da energia, diz-se que o trabalho realizado sobre o sistema será igual ao aumento da energia do sistema.

O princípio de conservação da energia pode ser expresso durante um processo define-se como igual à diferença entre a energia total da entrada e a energia total de saída do sistema (GARCIA, 2005; INCROPERA e DEWITT, 2002).

$$E_e - E_s = \Delta E_{sistema} \quad (21)$$

A Equação 21 conceitua-se como balanço de energia, aplicável a todo tipo de processo. Considera-se para qualquer tipo de processo e consegue-se chegar a condição capaz de resolver problemas que dependem da compreensão das diversas formas de energia e do reconhecimento das formas de transferência de energia.

A determinação da variação da energia de um sistema durante um processo compreende-se na avaliação da energia do sistema no início e no final do processo e o cálculo da diferença entre elas. Na Equação 22 apresenta-se a variação mencionada.

$$\Delta E_{sistema} = E_{final} - E_{inicial} = E_2 - E_1 \quad (22)$$

Considera-se por propriedade, que a energia não varie, a menos que o estado do sistema se altere, logo, a variação da energia de um sistema torna-se zero se o estado do sistema não mude durante o processo. Desta forma a energia pode existir em inúmeras formas como interna, que se considera a sensível, latente, química e nuclear, cinética, potencial, elétrica e magnética, e sua soma constituindo-se em energia total E de um

sistema. Na ausência de efeitos de natureza elétrica, magnética e de tensão superficial, exemplo nos sistemas compressíveis simples, a variação da energia de um sistema durante um processo se deve a soma das variações de suas energias internas, cinéticas e potenciais e pode ser expressa pela Equação 23 (ÇERGEL e BOLES, 2006).

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (23)$$

Onde:

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) - \text{energia interna};$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) - \text{energia cinética};$$

$$\Delta EP = mg(z_2 - z_1) - \text{energia potencial}$$

Quando o estado inicial e final passa a ser conhecido, os valores das energias internas específicas u_1 e u_2 podem ser determinados diretamente por meio de tabelas de propriedades ou de relações entre propriedades termodinâmicas (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009; ÇENGEL e BOLES, 2006).

A maioria dos sistemas encontrados entende-se como estacionários, portanto, não percebe-se qualquer variação de velocidade ou de altura durante um processo. Nos sistemas estacionários, a variação da energia cinética e potencial, apresenta-se nula, ou seja, $\Delta EC = \Delta EP = 0$, e a equação para a variação da energia total se reduz a $\Delta E = \Delta U$ para tais sistemas.

A energia também pode ser transferida por um sistema nas formas de calor, trabalho e fluxo de massa. Identificam-se as interações de energia quando atravessadas a fronteira de um sistema, e se representa a energia ganha ou perdida durante um processo. As duas únicas formas de interações de energia associam-se a uma massa fixa ou aos sistemas fechados são a transferência de calor e a realização de trabalho.

Na transferência de calor Q para um sistema, com ganho de calor, aumenta-se a energia das moléculas e, portanto, a energia interna do sistema. Na transferência de calor de um sistema com perda de calor, a energia transferida para fora sob a forma de calor

vem da energia das moléculas do sistema.

Na realização de trabalho W , a interação de energia que não deve ser causada por uma diferença de temperatura entre um sistema e sua vizinhança, chama-se trabalho. No fluxo de massa, m fluxo de massa para dentro e para fora do sistema, constitui-se em um mecanismo adicional de transferência de energia. A energia do sistema considera-se aumentada quando se percebe a entrada de massa, porque massa carrega energia (na verdade, massa considera-se energia). Do mesmo modo, quando alguma massa sai do sistema, a energia nele contida diminui, porque a massa que sai leva com ela alguma energia. Esta mesma energia pode ser transferida sob a forma de calor, trabalho e com o fluxo de massa e que a transferência líquida de uma quantidade considera-se igual à diferença entre as quantidades transferidas na entrada e na saída demonstrado pela Equação 24.

$$E_e - E_s = (Q_e - Q_s) + (W_e - W_s) + (E_{massa,e} - E_{massa,s}) = \Delta E_{sistema} \quad (24)$$

A eficiência para a termodinâmica deve-se a indicação do grau de sucesso com o qual um processo de transferência ou conversão de energia é realizado. O desempenho ou eficiência podem ser expressos em termos do resultado desejado e do fornecimento necessário (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009).

Considera-se o gerador de energia um dispositivo que se converte em energia mecânica em energia elétrica, e a efetividade de um gerador caracteriza-se pela eficiência do gerador, que define-se pela relação entre a potência elétrica por ele produzida e a potência mecânica a ele entregue. A eficiência térmica de um gerador de potência, cuja importância considera-se primordial para a termodinâmica, define-se como a razão entre o trabalho líquido produzido do motor e o calor fornecido ao fluido de trabalho. Pela definição de eficiência global para os geradores de potência, tem-se a razão entre a potência elétrica produzida e a taxa com a qual energia do combustível é suprida, descrita na Equação 25.

$$\eta_{global} = \eta_{combustão} \eta_{térmica} \eta_{gerador} = \frac{\dot{W}_{líquidoelétrico}}{PCSx \dot{m}_{líquido}} \quad (25)$$

Eficiências globais típicas são da ordem de 26% a 30% para motores automotivos à gasolina, de 34% a 40% para os motores a diesel, e de 40% a 60% para os grandes geradores de energia elétrica (ÇERGEL e BOLES, 2006).

2.5.2 Mecanismo de transferência de calor

Calor pode ser transferido por condução, convecção e radiação. Condução de calor para uma substância define-se como a transferência de energia das partículas adjacentes menos energéticas. A condução pode ocorrer em sólido, líquidos ou gases. Nos gases e líquidos, a condução faz-se devido às colisões entre moléculas durante seu movimento aleatório. Nos sólidos, ela deve-se a combinação entre as vibrações das moléculas e o transporte de energia pelos elétrons livres.

A taxa com a qual o calor transfere-se por condução \dot{Q}_{cond} através de uma camada de espessura constante Δx torna-se diretamente proporcional à diferença de temperatura ΔT através da camada e à área A normal na direção da transferência do calor, e também inversamente proporcional à espessura da camada, demonstrado pela Equação 26.

$$\dot{Q}_{cond} = k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (26)$$

Sendo k_t a constante de proporcionalidade a condutividade térmica. Caracteriza-se como sendo uma medida da capacidade de um material conduzir calor (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009)

2.5.3 Calores específicos

Na termodinâmica, a energia depende de como o processo se executa, logo, entendem-se necessários os tipos de calor específico, a volume constante e a pressão constante.

O calor específico define-se como a energia necessária para elevar-se em um grau a temperatura de uma massa unitária de uma substância. Tornam-se necessárias diferentes quantidades de energia para elevar em um grau a temperatura de massas idênticas de substâncias diferentes. Como exemplo, precisa-se de 4,5kJ de energia para elevar-se a temperatura de 1kg de ferro de 20°C para 30°C, enquanto precisa-se de cerca de nove vezes essa energia, 41,8kJ para elevar-se de um mesmo valor a temperatura de 1kg de água líquida. Em função das várias substâncias e materiais, fez-se necessário estabelecer uma propriedade para comparar as capacidades de armazenamento de energia. Essa propriedade é o calor específico (ÇERGEL e BOLES, 2006).

Fisicamente, o calor específico à volume constante pode ser visto como a energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma massa unitária de uma substância enquanto o volume permanece constante. A energia necessária para fazer o mesmo mantendo a pressão constante define-se como o calor específico à pressão constante. O calor específico à pressão constante entende-se que seja sempre maior do que o calor específico à volume constante porque à pressão constante o sistema pode se expandir-se e a energia devida ao trabalho de expansão também deve ser fornecida ao sistema.

O calor específico expresso em termos de outras propriedades termodinâmicas considera-se uma massa fixa em um sistema estacionário fechado que fez-se passar por um processo a volume constante, sem nenhum trabalho de expansão ou de compressão. O princípio de conservação da energia para esse processo pode ser expresso na forma diferencial, conforme Equação 27.

$$e_e - e_s = \Delta e_{sistema} \qquad \delta e_e - \delta e_s = du \qquad (27)$$

O lado esquerdo dessa equação representa-se a quantidade líquida de energia transferida para o sistema e por definição do calor específico.

Essa energia deve iguala-se ao calor específico variando a temperatura com o tempo, conforme Equação 28.

$$c_v dt = du \quad ; \quad c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (28)$$

De maneira similar, uma expressão para o calor específico a pressão constante pode se obter considerando-se um processo de expansão ou compressão à pressão constante, demonstrado pela Equação 29.

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (29)$$

Os calores específicos a volume constante e pressão constante se estabelecem a parti das propriedades de uma substância e dependendo-se do estado da matéria, que em geral entende-se determinados independentes. A energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma substância considera-se diferente sob temperaturas e pressões diferentes (INCROPERA e DEWITT, 2002; GARCIA, 2005; ÇERGEL e BOLES, 2006).

As equações relacionam-se as propriedades e como tal são independentes para qualquer dos tipos de processos. A relação do calor específico à volume constante com um processo, caracteriza-se a energia transferida para um sistema de massa unitária, durante um processo por grau de elevação de temperatura.

Para o calor específico à pressão constante, determina-se a energia transferida para um sistema de massa unitária por grau de elevação de temperatura durante um processo a pressão constante.

Nas Equações 32 e 33 o calor específico à volume constante relaciona-se a variações da energia interna de uma substância por unidade de variação de temperatura a volume constante e o calor específico à pressão constante são relaciona-se a variações de entalpia de uma substância com a temperatura. A energia e a entalpia de uma substância podem ser alteradas por quaisquer formas de transferência de energia com o calor. A unidade usual para os calores específicos define-se por kJ/kg°C ou kJ/K ou em base molar kJ/kmol°C ou kJ/kmol K (ÇERGEL, 2006).

2.5.4 Energia interna e entalpia

Define-se por gás ideal como aquele cuja temperatura, pressão e volume específico relacionam-se, dado pela Equação 30 em função da temperatura.

$$Pv = RT \quad (30)$$

Usando a definição de entalpia e a equação do estado de um gás ideal, tem-se as Equação 31.

$$\left. \begin{array}{l} h = u + Pv \\ Pv = RT \end{array} \right\} h = u + RT \quad (31)$$

$h = h(T)$, logo, a entalpia define-se como função da temperatura

Como u e h e calores específicos dependem apenas da temperatura, independentes da pressão e volume, pode-se também definir as variações diferenciais da energia interna pela Equação 32.a e 32.b.

$$du = c_v(T)dT \quad \text{e} \quad dh = c_p(T)dT \quad (32.a)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)dT \quad \text{e} \quad \Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)dT \quad (32.b)$$

Para realizarem-se essas integrações, precisam-se ter relações de c_v e c_p como funções da temperatura.

Nas baixas pressões, todos os gases reais aproximam-se do comportamento do gás ideal e, portanto, seus calores específicos dependem somente da temperatura. Aos calores específicos dos gases reais a baixas pressões chama-se de calores específicos de gases ideais ou calores específicos a pressão zero e, geralmente, indica-se como c_{p0} e c_{v0} . Expressões analíticas precisas para os calores específicos do gás ideal, com base de medições diretas ou em cálculos a partir do comportamento estatístico das moléculas podem ser disponibilizadas através de listagem calculadas das integrações para vários gases. A utilização dos dados de calor específico de gás ideal limita-se a baixas pressões, mas estes dados também podem ser usados em pressões moderadamente altas com uma aproximação razoável.

Desde que o gás não se desvie significativamente do comportamento de gás ideal, demonstrado pela Equação 33 (ÇERGEL e BOLES, 2006).

$$u_2 - u_1 = c_{v,méd}(T_2 - T_1) \text{ e } h_2 - h_1 = c_{p,méd}(T_2 - T_1) \quad (33)$$

Para os gases comuns montam-se tabelas de valores do calor específico em função da temperatura e divulga-se nas literaturas específicas em termodinâmica. Para os calores específicos médios $c_{p,méd}$ e $c_{v,méd}$ avalia-se nas tabelas, à temperatura média $(T_1 + T_2)/2$, e para pequenos intervalos de temperatura pode-se assumir que os calores específicos variam linearmente com a temperatura. No caso da temperatura final T_2 não seja conhecida, os calores específicos podem ser avaliados a T_1 ou a temperatura média estimada. O passo seguinte determina-se T_2 pelo uso desses valores de calor específico.

Uma maneira para determina-se os calores específicos médios faz-se pela sua avaliação dos calores específicos à nova temperatura média. Outra maneira de determinar os calores específicos médios pode ser pela sua avaliação em T_1 e T_2 seguida do cálculo da média. Geralmente, nos dois métodos se produz resultados razoavelmente bons e um não se mostra necessariamente melhor do que o outro.

Os calores específicos de gás ideal para gases monoatômicos, como o argônio, o neônio e o hélio, estabelece-se como constantes em todo o intervalo de temperatura. Assim dos gases monoatômicos podem ser facilmente avaliados com a Equação 33.

A Equação 33 para Δu e Δh apresentadas não se restringem a nenhum tipo de processo, são válidas para todos. A presença do calor específico a volume constante c_v em uma equação não deve levar a crer que essa equação aplica a confirmação somente válida para um processo a volume constante, pelo contrário, a relação $\Delta u = c_{v,méd}\Delta T$, torna-se válida para qualquer gás ideal que passe por qualquer processo.

Consideram-se três as maneiras de determinar as variações da energia interna e da entalpia de gases ideais:

1. Usando os dados tabelados para u e h . Quando as tabelas encontram-se disponíveis, esta é a maneira mais fácil e mais exata.

2. Usando as equações para c_v ou c_p como função da temperatura e fazendo as integrações. Obtendo-se resultados bastante precisos.

3. Usando calores específicos médios por ser um método muito simples e conveniente quando não dá-se tabelas de propriedades disponíveis. Os resultados obtidos aproximam-se razoavelmente precisos se o intervalo de temperatura não for muito grande (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009).

2.5.5 Conservação de massa

A conservação da massa utiliza-se de um dos princípios mais fundamentais da natureza. Faz-se o balanceamento das equações químicas com base no princípio da conservação da massa, como exemplo, temos 16kg de oxigênio reagindo com 2kg de hidrogênio, 18kg de água e utilizando-se um processo de eletrólise para decomposição da água obtêm-se de volta em 2kg de hidrogênio e 16kg de oxigênio.

Assim com a energia, a massa, conceitua-se a propriedade que se conserva e não pode ser criada nem destruída durante um processo, porém, massa m e energia E podem ser convertidas entre si, de acordo com a Equação 34 do princípio da relatividade proposta por Albert Einstein (1879-1955).

$$E = mc^2 \tag{34}$$

Defini-se como c a velocidade da luz no vácuo igual a $2,9979 \times 10^8$ m/s², m a massa e E a energia resultante. A essa equação sugere-se que a massa de um sistema muda quando se tem variações em sua energia, entretanto, para todas as interações de energia encontradas na prática, com exceção das reações nucleares, para a variação da massa entende-se ser extremamente pequena e não pode ser detectada ou medida pelos dispositivos disponíveis. Reportando ao exemplo mencionado, quando 1kg de água é formado a partir de hidrogênio e oxigênio, a quantidade de energia liberada é de 15,879kJ, que corresponde à massa de $1,76 \times 10^{-10}$, podendo ser desprezada. Nos sistemas fechados, o princípio de conservação da massa, usa-se implicitamente pela exigência de que a massa do sistema permaneça constante durante um processo. Nos volumes de

controle, porém, a massa pode atravessar fronteiras e, assim, deve-se levar em conta a quantidade de massa que entra e sai do volume de controle (ÇERGEL e BOLES, 2006).

2.5.6 Vazão mássica e vazão volumétrica

A quantidade de massa que escoar através de uma área por unidade de tempo, chama-se de vazão mássica, ou fluxo de massa, e denota-se por \dot{m} variável com o tempo.

Na hipótese de um fluido que escoar para dentro ou para fora de um volume de controle, geralmente através de tubos ou dutos, o fluxo de massa diferencial através de um pequeno elemento de secção da área transversal dA do escoamento, faz-se proporcional ao próprio dA , à densidade do fluido ρ e à componente da velocidade do escoamento normal da dA_c que denotamos como V_n , expressos na Equação 35.

$$\delta m = \rho V_n dA_c \quad (35)$$

Embora δ e d sejam usados para indicar quantidades diferenciais, geralmente δ pode ser usado para quantidades como calor, trabalho e transferência de massa, que expressam-se em funções de trajetória e têm-se diferenciais inexatas, enquanto d usa-se para que funções de ponto e têm-se diferenciais exatas. Para o escoamento através de um anel circular com raio interno r_1 e raio externo r_2 , por exemplo, tem-se a Equação 36, que é o fluxo de massa total através do anel circular.

$$\int_1^2 dA_c = A_{c2} - A_{c1} = \pi(r_2^2 - r_1^2), \text{ mas, } \int_1^2 \delta \dot{m} = \dot{m}_{total} \quad (36)$$

Para o fluxo de massa através de toda a secção transversal de um tubo ou duto pode-se obter por integração δm , demonstrado na Equação 37 (GARCIA, 2005; BORGNAKKE e SONNTAG, 2009).

$$\dot{m} = \int_{A_c} \delta \dot{m} = \int_{A_c} \rho V_n dA_c \quad (37)$$

O fluxo de massa em termos de valores médios em uma secção transversal do tubo, em um escoamento compressível, tanto ρ quanto V variam ao longo do tubo. Em

diversas aplicações práticas, porém, a densidade torna-se essencialmente uniforme na seção transversal do tubo e pode-se retirar ρ da integral da equação 37. A velocidade, porém, nunca pode confirmar-se uniforme em uma seção transversal de um tubo, devido à condição de não-deslizamento nas paredes, a velocidade pode variar de zero nas paredes até algum valor máximo na linha central do tubo ou perto dela. Defini-se a velocidade média $V_{méd}$ como o valor médio de V_n em toda a seção transversal do tubo, conforme Equação 38.

$$V_{méd} = \frac{1}{A_c} \int_{A_c} V_n dA_c \quad (38)$$

Onde A_c é a área da seção transversal normal à direção do escoamento, observa-se que se a velocidade fosse $V_{méd}$ em toda a seção transversal, o fluxo de massa faz-se idêntico àquele obtido pela integração do perfil da velocidade real.

Desta forma para o escoamento incompressível ou mesmo para o escoamento compressível no qual ρ é uniforme em A_c , a Equação 37 passa para Equação 39, conforme apresentam-se abaixo.

$$\dot{m} = \rho V_{méd} A_c \quad (39)$$

Para o escoamento compressível, pode-se pensar ρ como a densidade média na seção transversal e, dessa forma, a Equação 39 usa-se como uma aproximação razoável. O volume de fluido escoando através de uma área por unidade de tempo chama-se de vazão volumétrica e dá-se pela Equação 40.

$$\dot{V} = \int_{A_c} V_n dA_c = V_{méd} \cdot A_c \quad (40)$$

2.5.7 Princípio de conservação da massa

Ao princípio de conservação da massa aplicada a um volume de controle pode apresentar-se expresso como: a transferência líquida de massa para ou de um volume de controle durante um intervalo de tempo Δt com o, sendo igual à variação líquida,

aumento ou diminuição da massa total dentro do volume de controle durante Δt . Ou seja, a massa total que entra no volume de controle durante o intervalo de tempo menos a massa total que sai do volume de controle durante o intervalo de tempo define-se como igual a variação líquida da massa dentro do volume de controle durante o intervalo de tempo, conforme a Equação 41 descrita, observa-se a variação de massa do volume de controle durante o processo ou equações de balanço de massa.

$$m_e - m_s = \Delta m_{VC} \quad (41)$$

Expressa na forma de taxa na Equação 42.

$$\dot{m}_e - \dot{m}_s = dm_{VC} / dt \quad (42)$$

Sendo \dot{m}_e e \dot{m}_s as taxas com que massa entra e sai do volume de controle, e é a taxa de variação da massa dentro das fronteiras do volume de controle. As Equação 41 e Equação 42 se chamam de balanço de massa e se aplicam a qualquer volume de controle que esteja passando por qualquer processo.

2.5.8 Balanço de energia

Classificam-se os dispositivos de engenharia como de escoamento em regime permanente, aqueles funcionam por longo período sob as mesmas condições. Envolvem-se os processos próximos do idealizado ou processo em regime permanente. Estes processos caracterizam-se por garantir que em qualquer ponto fixo se mantém permanentemente constantes durante todo o processo.

Durante um processo com escoamento em regime permanente, nenhuma propriedade intensiva ou extensiva dentro do volume de controle altera-se com o tempo. Assim o controle V, a massa m e o conteúdo de energia total E do volume de controle permanecem constantes. Considera-se o trabalho de fronteira como zero para os volumes de controle com escoamento em regime permanente, fornecido pela Equação 43.

$$\dot{Q}_e + \dot{W} + \sum_c \dot{m} \theta = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \sum_s \dot{m} \theta \quad (43)$$

O balanço de energia recém-apresentado tem natureza intuitiva e torna-se fácil de ser aplicado quando se identificam as magnitudes e as direções das transferências de calor e de trabalho. Ao realizar-se um estudo analítico geral ou resolver um problema que envolve uma interação desconhecida de calor ou trabalho precisa-se arbitrar uma direção para as interações de calor ou trabalho. Em tais casos, a prática comum arbitra-se que calor pode ser transferido *para o sistema* (entrada de calor) á taxa de \dot{Q} , e que trabalho realiza-se pelo sistema (saída de trabalho) á taxa de \dot{W} , para então resolver o problema. Neste caso, a primeira lei ou equação do balanço de energia aplica-se a um volume de controle com escoamento em regime permanente, conforme Equação 44.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \quad (44)$$

Na obtenção de um valor negativo para \dot{Q} ou \dot{W} define-se que a direção assumida está errada e deve ser invertida (ÇERGEL e BOLES, 2006).

2.5.9 Velocidade de Escoamento

A velocidade de escoamento influi em quatro aspectos fundamentais: a eficiência de troca térmica, a perda de carga, a erosão e o depósito de sujeira. Quanto maior a velocidade de escoamento num trocador de calor, se cria uma maior a intensidade de turbulência, porém melhor deve ser o coeficiente de transporte de energia.

Conseqüentemente, a área do trocador necessária para uma dada carga térmica será menor. Nesse aspecto, é desejável que a velocidade de escoamento seja alta.

Nesta turbulência intensa também se implica um atrito maior e uma perda de carga maior, podendo até ultrapassar-se valores máximos admissíveis. Nesse aspecto, não é desejado uma velocidade de escoamento exagerada (MUNSON e YOUNG, 2004; ÇERGEL e BOLES, 2006).

Então, cria-se um compromisso entre melhorar a eficiência de troca térmica sem acarretar uma perda de carga excessiva.

Além desses dois pontos, a velocidade de escoamento alia-se à erosão e ao depósito de sólidos. Uma velocidade muito pequena pode favorecer o depósito de sujeira e a dificuldade da sua remoção. Por outro lado, em uma velocidade exageradamente alta pode-se acarretar uma erosão intensa; considerando-se o fluido corrosivo ou se contém sólidos em suspensão, o efeito torna-se mais danoso ainda. Novamente, a velocidade de escoamento não pode ser nem muito alta nem muito baixa. A Tabela 1 apresenta uma relação das velocidades aplicadas para alguns fluidos para cálculo dos trocadores de calor.

Tabela 1 – Velocidade de escoamento recomendadas (MUNSON e YOUNG, 2004)

Fluido	Velocidade Recomendada (m/s)
Gases e vapores	25 a 30
Líquidos com viscosidade < 50 cP	1 a 3
Líquidos c/ viscosidade entre 50 a 1000 cP	0,5 a 2
Água de resfriamento nos tubos	1 a 2,5

(Fonte: Bruce,2002)

Os valores acima devem ser tomados como orientação teórica e dependendo do caso específico, poderá justificar a adoção de valores diferentes (INCROPERA e DEWITT, 2002).

2.6. Perda de carga admissível

A queda de pressão ou mais precisamente a variação de energia expressa em altura manométrica entre a entrada e a saída deve ser conhecida como a perda de carga num trocador de calor. Para cada fluido num dado processo, estipula-se um valor de perda de carga máximo ou perda de carga admissível, por várias razões.

Uma perda de carga excessiva representa um consumo operacional de energia elevado, logo, deverá ser evitada. Além disso, não se deve esquecer que o trocador de

calor é sempre um equipamento componente de uma unidade de processo. O fluido que sai dele, em muitas vezes, vai ainda passar por tubulações e outros equipamentos a jusante, com suas respectivas perdas de carga; portanto na saída do trocador de calor, o fluido precisa ter ainda uma pressão suficiente para vencer as perdas subseqüentes.

Conforme já destacado quando se tratou da velocidade de escoamento, a perda de carga está intimamente associada a esta variável. Na literatura, há faixas de valores usuais para perdas de carga admissíveis, conforme apresentada na Tabela 2.

Tabela 2 – Valores de orientação usuais de perda de carga admissíveis

Fluido	Perda de Carga Admissível (psi)
Gases e vapores em operações a pressões altas ou intermediárias	2 a 10
Gases e vapores em operações a pressões próximas à atmosférica ou sob vácuo	0,3 a 2
Líquidos	10 a 25

(Fonte: Bruce,2004)

Considera-se para um trocador de calor um valor de perda de carga o mais próximo possível do admissível. Como exemplo, não opera-se um trocador de calor com perda de carga de 3 psi, se a admiti-se 10 psi, pois, quanto maior a intensidade de turbulência, melhor o desempenho de troca térmica. Logo, deve-se usufruir-se de toda a dissipação de energia por atrito prevista, sem ultrapassar-se o valor admissível (INCROPERA e DEWITT, 2002).

2.7. Fator de sujeira

Com o depósito de materiais indesejáveis na superfície de um trocador de calor aumenta-se a resistência e à transferência de energia, diminuindo-se a eficiência de troca térmica e obstruindo-se a passagem do fluido, aumentando-se a sua perda de carga.

Uma das formas adotadas acompanha-se, ao longo do tempo de uso, as temperaturas e as pressões terminais do trocador. À medida que se aumenta o depósito, a eficiência de troca térmica cai, observando-se através das temperaturas, e a pela diferença de pressões.

O processo de formação do depósito considera-se em geral complexo. Pode ser devido à sedimentação, à polimerização, à cristalização, ao coqueamento, à corrosão, ou a causas de natureza orgânica. Esses mecanismos podem ocorrer independente ou paralelamente.

Considera-se a taxa de depósito afetada pelas condições de processo do trocador tais como a natureza dos fluidos, a velocidade de escoamento, as temperaturas dos fluidos, a temperatura na parede, o material de construção do equipamento, o grau de acabamento da superfície como a rugosidade ou tipo de revestimento interno.

Para facilitar a quantificação desse efeito, costuma-se usar um parâmetro definido como fator de incrustação ou fator de sujeira ("fouling factor"). Considera-se como o inverso do coeficiente de transporte de energia por convecção. Logo, quanto maior o fator de incrustação, maior o depósito, maior a resistência à troca térmica.

Faixas de valores típicos desse fator podem ser encontrados na literatura para diversos casos de operação comuns.

O fator de incrustação deve ser considerado no projeto de trocador de calor, pois na área de troca térmica calculada deve ser suficiente para as necessidades do processo quando o trocador está novo e quando está em operação há algum tempo. Como o valor desse fator é difícil de ser previsto, essa deficiência constituirá uma das causas principais da imprecisão no projeto de um trocador de calor. A experiência profissional nesse aspecto será fundamental (MUNSON e YOUNG, 2004).

2.8 Critérios nas localizações dos fluidos

Definir-se qual dos fluidos deve circular pelo lado interno e qual pelo lado externo para um trocador de calor do tipo casco-tubos, deve ser das decisões importantes a ser tomada no início do projeto. A localização mal feita implica-se num projeto não otimizado e numa operação com problemas freqüentes.

Os aspectos básicos levados em consideração referem-se à limpeza do equipamento, à manutenção, a problemas decorrentes de vazamento e à eficiência de troca térmica.

Para decidir-se a localização dos fluidos, deve-se considerar o fluido com maior tendência de incrustação:

A velocidade de escoamento pelo lado dos tubos considera-se mais uniforme e mais fácil de ser controlada.

Por outro lado no casco, devido aos desvios, a velocidade não se deve considerar regular em todo o trajeto; pode haver regiões no casco com velocidades bem pequenas ou até zonas mortas.

Como a velocidade de escoamento faz-se determinante no depósito, recomenda-se a circulação do fluido, com maior fator de incrustação, no lado dos tubos.

A limpeza mecânica e química dá-se bem mais fácil pelos tubos. No casco, a limpeza mecânica torna-se impraticável e a limpeza química pode não ser tão eficiente pela existência de zonas de baixa turbulência.

Vale lembrar que para a água de resfriamento considera-se um dos fluidos industriais com alto fator de sujeira, portanto de modo geral, circula preferencialmente pelos tubos.

Mesmo para a água de resfriamento tratada, cujo fator de sujeira já não se considera tão elevado, recomenda-se em geral a sua circulação pelos tubos (MUNSON e YOUNG, 2004; INCROPERA e DEWITT, 2002).

Para o fluido corrosivo torna-se melhor circular o fluido corrosivo no lado dos tubos. Pois, assim, somente corroí-se o tubo, que pode ser protegido com uso de material

de construção mais resistente ou até revestir-se internamente, se for o caso. O material de construção e o grau de acabamento do casco podem-se então ser diferentes e mais brandos.

Considerando-se o fluido com temperatura ou pressão muito elevadas: Para serviços de alta temperatura ou alta pressão, os cuidados com o material de construção e vedação têm que ser maiores. Portanto, pelo mesmo motivo anterior, é preferível circular o fluido nessas condições no lado dos tubos.

O critério exposto não implica em que o fluido com maior temperatura ou maior pressão do que o outro necessariamente deve ser locado nos tubos. Mas se o valor da temperatura ou da pressão for significativamente apreciável, requerendo material de construção especial ou outros cuidados especiais, então esse fluido merece uma preferência de circular pelos tubos.

Ao considerar-se fluido com menor velocidade de escoamento a troca térmica fica prejudicada devido à possibilidade de colocação conveniente de chicanas transversais. Facilita-se provocar uma turbulência intensa no casco do que no lado dos tubos. Então, quando considerar-se a diferença entre as vazões é significativa, em geral torna-se mais econômico circular o fluido de menor vazão no lado do casco e o de maior vazão no lado dos tubos.

Utilizando-se fluido mais viscoso dificulta-se a troca térmica. Circula-se o fluido mais viscoso no lado do casco onde é mais fácil intensificar-se a turbulência

Quanto a critério de utilizar-se de fluidos letais e tóxicos, recomenda-se, por motivos de segurança, a sua vedação ou a condição de estanque, sendo mais garantida no lado dos tubos, usando-se um espelho duplo, por exemplo.

Por último sugere-se para na utilização de fluido com diferença entre as temperaturas terminais muito elevada, maior que 150° C, criar-se mais de uma passagem pelo lado dos tubos. Recomenda-se ainda circular esse fluido pelo casco, minimiza-se problemas construtivos causados pela expansão térmica (MUNSON e YOUNG, 2004; INCROPERA e DEWITT, 2002).

2.9 Trocadores de calor

Consideram-se os trocadores de calor dispositivos onde duas correntes de fluido em movimento trocam calor sem se misturarem.

Na troca de calor entre dois fluidos de diferentes temperaturas e separados por uma fronteira sólida ocorre-se em muitas aplicações da engenharia. Utilizam-se equipamentos chamados de trocadores de calor para realizar-se a implantação da troca, e nas aplicações específicas, podem ser encontrados no aquecimento e condicionamento de ambiente, recuperação de calor, processos químicos e outras. As aplicações mais comuns deste tipo em equipamento são os aquecedores, refrigeradores, condensadores, evaporadores, torres de refrigeração, caldeiras e outros.

Para a implantação do projeto completo de trocadores de calor pode-se subdividir nas três fases principais, que se consideram: a análise térmica, o projeto mecânico preliminar e o projeto de fabricação.

A análise térmica consiste na determinação da área de troca de calor requerida, dadas as condições de escoamento e temperaturas dos fluidos. O projeto mecânico envolve-se considerações sobre pressões e temperaturas de operação, características de corrosão, viscosidades, incrustação, erosão, fator sujeira e outros. Por último o projeto de fabricação se requer a tradução das características e dimensões físicas em uma unidade que possa ser construída a um baixo custo (ÇERGEL e BOLES, 2006; BORGNAKKE e SONNTAG, 2009).

2.9.1 Classificação de trocadores de calor

A classificação dos trocadores de calor faz-se de acordo com os processos de transferência e o tipo de construção, sendo que neste trabalho abordados aqueles de acordo com os processos de transferência, conforme Figura 4.

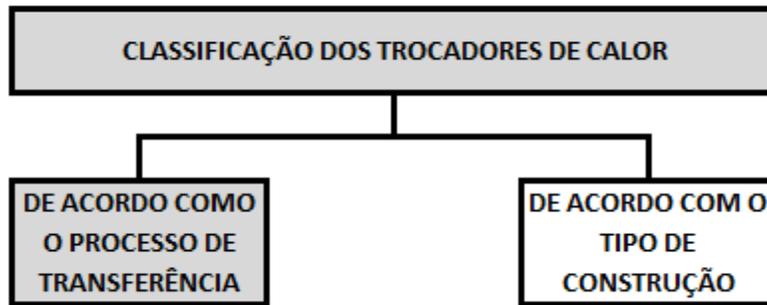


Figura 4 – Diagrama de classificação dos trocadores de calor

Classifica-se segundo o processo, os trocadores de calor por contato indireto e por contato direto, conforme Figura 5.

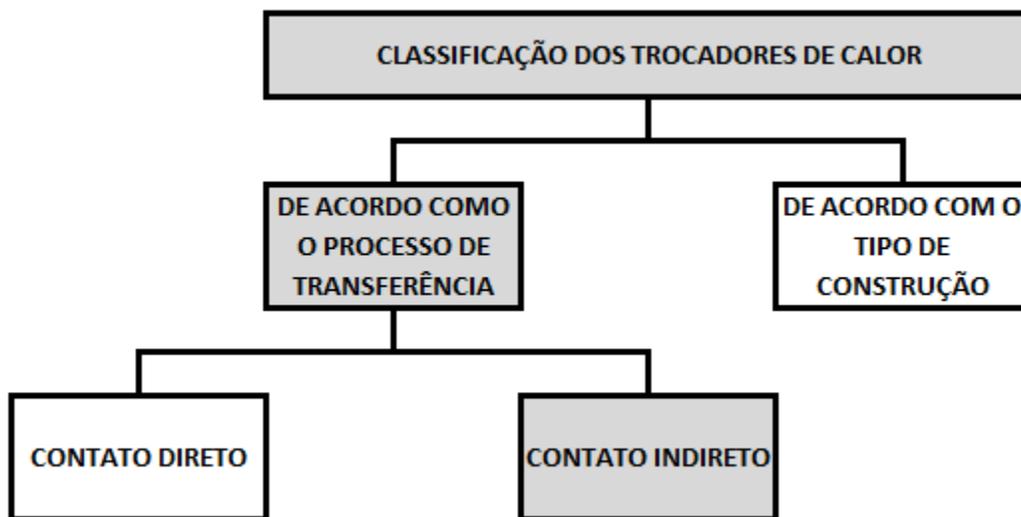


Figura 5 – Diagrama de classificação dos trocadores de calor

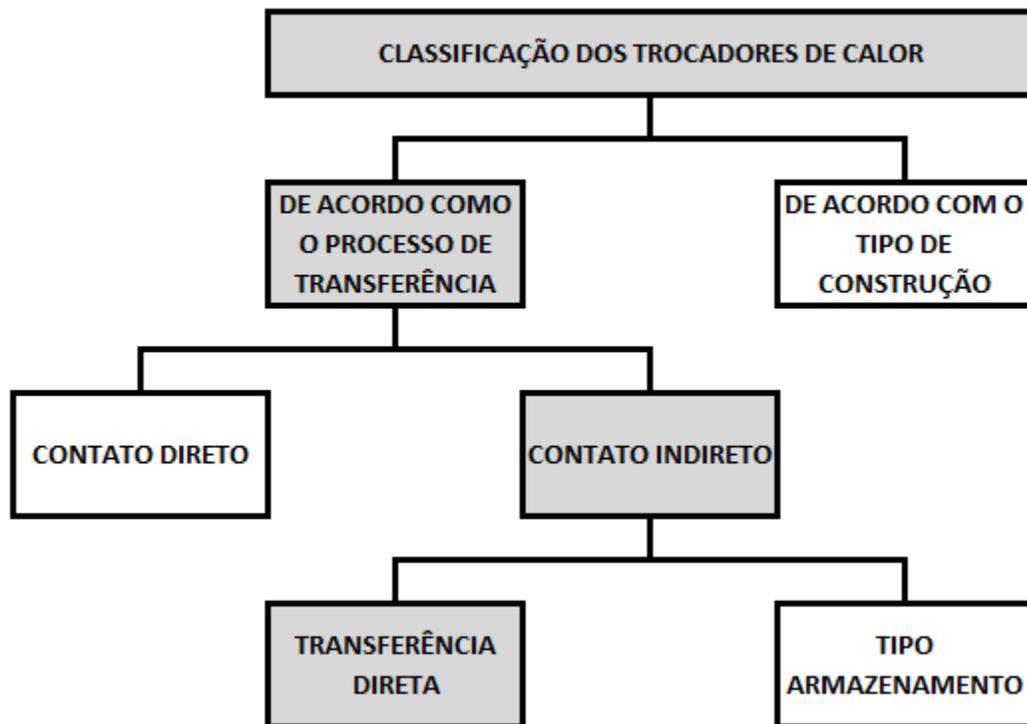


Figura 6 – Diagrama de classificação dos trocadores de calor por contato indireto e transferência tipo direta

Nos tipos de trocadores por transferência direta, há um fluxo contínuo de calor do fluido quente ao frio através de uma parede denominada de fronteira e não existe mistura entre eles, pois, cada corrente permanece em passagens diferentes e separadas. Existem diversos exemplos de trocadores de transferência direta o tipo placa, o tipo tubular e o de superfície estendida e outros. Neste trabalho, o trocador ilustrado na Figura 7 representa uma vasta maioria de aplicações e é designado como um trocador de calor de recuperação ou recuperador.

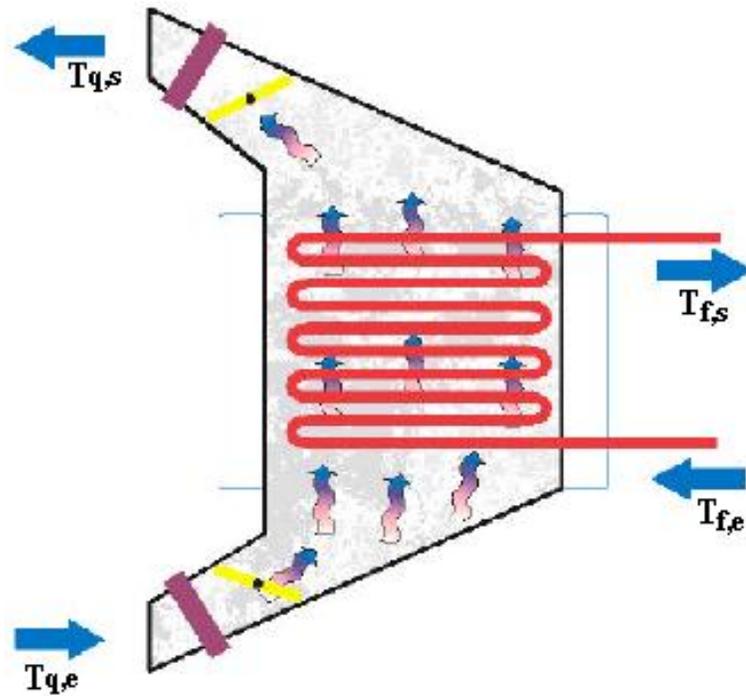


Figura 7 – Figura do trocador de transferência direta

Nos trocadores de armazenamento, os ambos fluidos percorrem alternativamente as mesmas passagens de troca de calor e a superfície de transferência de calor geralmente considera-se a de uma estrutura chamada matriz e em caso de aquecimento, o fluido quente atravessa a superfície de transferência de calor e a energia térmica é armazenada na matriz. Posteriormente, quando os fluidos frios escoar pela mesma passagem, a matriz “libera” a energia térmica, na refrigeração o caso é inverso. Este trocador também é chamado regenerador, ilustrado pela Figura 8.

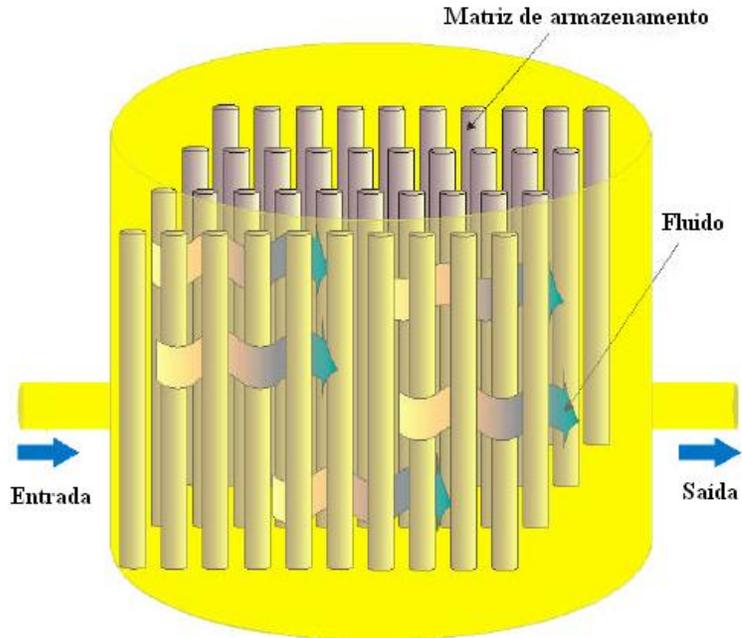


Figura 8 – Figura do trocador de armazenamento

Nos trocadores de calor de contato direto, os fluidos se misturam e nas aplicações comuns de um trocador de contato direto envolvendo-se também a transferência de massa. As aplicações exclusivas com trocadores de calor consideram-se raras. Comparados à recuperadoras de contato indireto e regeneradoras, alcança-se taxas de transferência de calor muito altas e a sua construção é relativamente barata. Segue a ilustração da Figura 9.

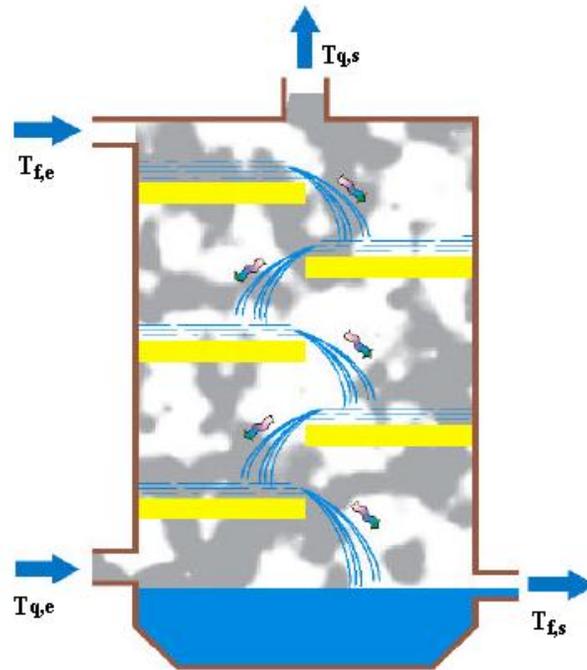


Figura 9 – Figura do trocador de contato direto (Sitio, 2011)

Para os trocadores de calor do tipo de construção tubular considera-se geralmente construídos com tubos circulares, existindo uma variação dos diâmetros dos tubos de acordo com o fabricante, principalmente na transferência de calor líquido/líquido, uma ou duas fases. Trabalha-se de maneira ótima em aplicações de transferência de calor gás/gás, principalmente quando pressões e/ou temperaturas operacionais se considera muito altas, onde nenhum outro tipo de trocador pode operar. Estes trocadores podem ser classificados como carcaça tubo, duplo tubo e de espirais.

Conforme ilustra a Figura 10, se pode classificar os trocadores de calor pelo tipo de construção tubular, caracterizando-se o modelo abordado pelo trabalho, divide-se em três subtipos descritos.

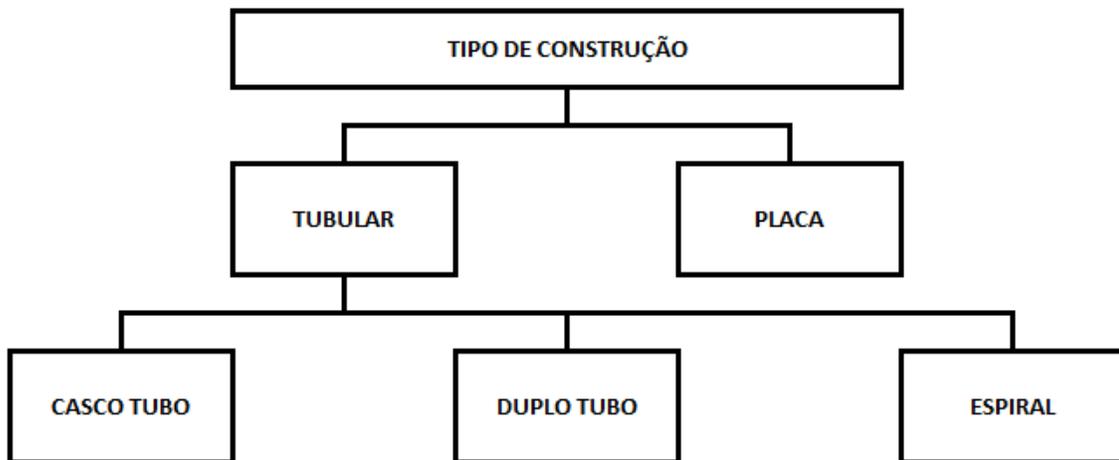


Figura 10 – Tipo de construção dos trocadores de calor

2.9.1.1 Trocadores de calor tipo casco-tubo

Na construção deste trocador utilizam-se tubos e um casco tendo-se um dos fluidos passando por dentro dos tubos, e o outro pelo espaço entre o casco e os tubos. Desenvolve-se uma variedade de construções diferentes destes trocadores em função da transferência de calor desejada, do desempenho, da queda de pressão e dos métodos usados para se reduzir tensões térmicas, prevenção de vazamentos, facilidade de limpeza, e conter-se pressões operacionais e temperaturas altas, controlando-se a corrosão e outras aplicações.

Na grande parte do desenvolvimento de trocadores de casco e tubo, estes usam-se mais para quaisquer capacidade e condições operacionais, tais como pressões e temperaturas altas, atmosferas altamente corrosivas, fluidos muito viscosos e misturas de multicomponentes. A versatilidade destes trocadores em se variar materiais e tamanhos, além usar-se extensivamente em processos industriais, segue ilustração na Figura 11.

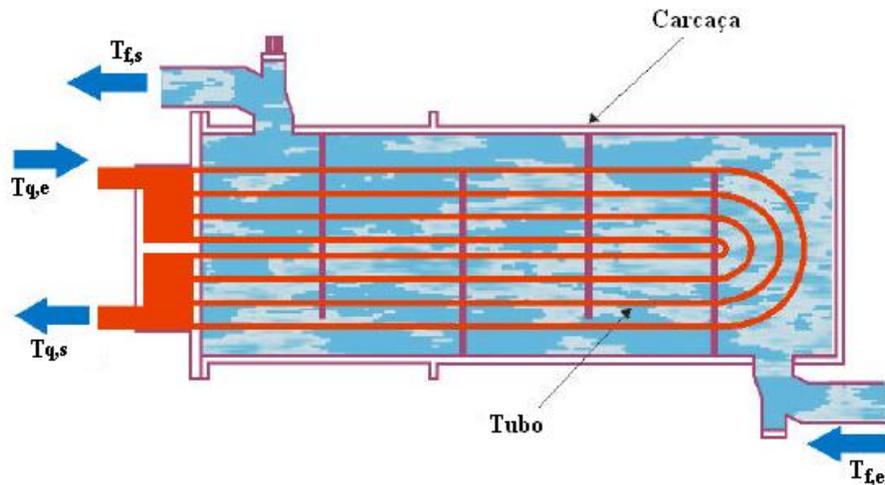


Figura 11 – Tipo de construção dos trocadores de calor casco tubo

2.9.1.2 Trocadores de calor tipo duplo-tubo

O trocador de duplo-tubo consiste de dois tubos concêntricos, onde um dos fluidos escoam-se pelo tubo interno e o outro pela parte anular entre tubos, na mesma direção ou no contra fluxo. Este tipo de construção é talvez o mais simples de todos os tipos de trocador de calor pela fácil manutenção envolvida e seu baixo custo. É geralmente usado em aplicações de pequenas capacidades e temperaturas não elevadas, conforme apresentado na Figura 12.

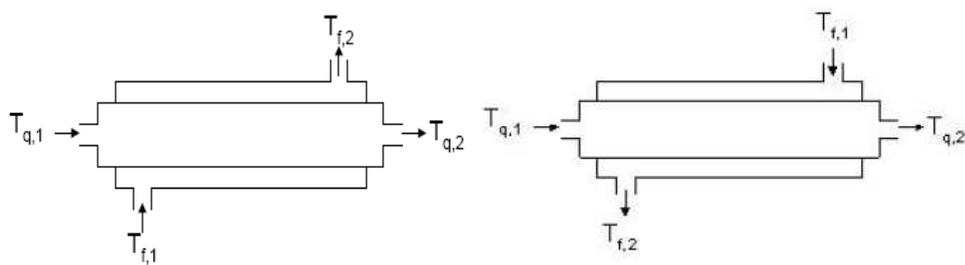


Figura 12 – Tipo de construção dos trocadores de calor tipo duplo-tubo (ÇERGEL e BOLES, 2006)

2.9.1.3 Trocadores de calor tipo espiral

No trocador de calor tipo casco tubo consiste-se em uma ou mais espirais de tubos circulares ordenadas em uma carcaça. A transferência de calor associa-se a um tubo espiral tornando-se mais alta que para um tubo duplo, pois, uma grande superfície pode ser acomodada em um determinado espaço utilizando as espirais. Como a dificuldade verificada neste tipo encontra-se a limpeza muito dificultosa, exigindo-se uma desmontagem completa dos equipamentos, Figura 13.

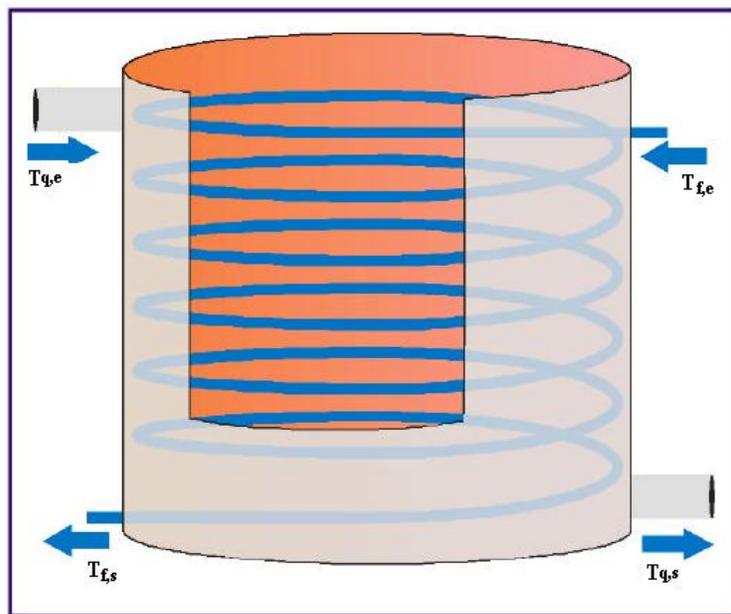


Figura 13 – Tipo de construção dos trocadores de calor tipo espiral

2.9.1.4 Trocadores de calor tipo casco tubo de placas planas

Outra forma de construção utiliza-se placas lisas ou com alguma forma de ondulação. Geralmente, esta forma não pode suportar pressões muito altas, comparado ao trocador tubular equivalente, ver ilustração na Figura 14.

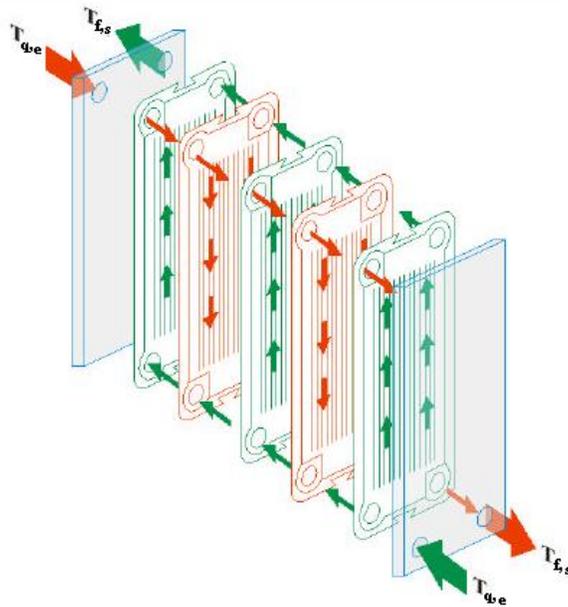


Figura 14 – Tipo de construção dos trocadores de calor tipo placa

2.9.2 Coeficiente global de troca de calor

Em transferência de calor o conceito de Coeficiente Global de Troca de Calor, U , apresenta-se como uma maneira de sistematizar as diferentes resistências térmicas equivalentes existentes num processo de troca de calor entre duas correntes de fluido. A partir da lei do resfriamento de Newton Equação 45, que se inclui a temperatura da superfície exposta a uma das correntes de fluido, e estende-se o raciocínio para envolver outras partes do sistema.

$$q = h.A_s(T_s - T_\infty) \quad (45)$$

No estudo de transferência de calor, aborda-se a troca de calor entre fluidos e superfícies divisoras do escoamento e com as hipóteses o conceito das resistências térmicas equivalentes eventualmente é apresentado o Coeficiente Global de Troca de Calor, U ., apresentado na Figura 15.a e 15.b e Figura 16.

Parede plana

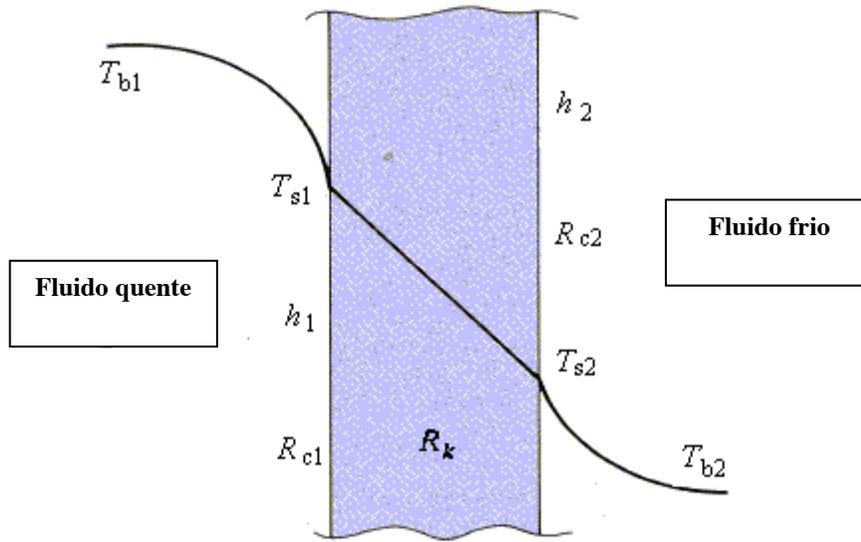


Figura 15.a – Representação da fronteira divisória – Parede plana dos trocadores de calor (ÇERGEL e BOLES, 2006)

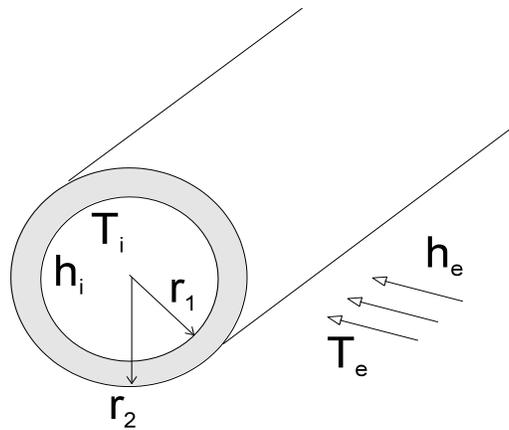


Figura 15.b – Fronteiras das paredes dos trocadores de calor

Dando origem ao circuito térmico equivalente:

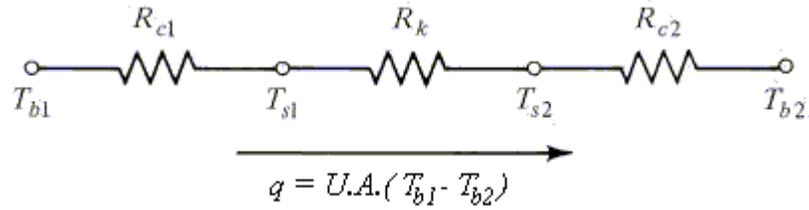


Figura 16 – Representação da fronteira divisória por equivalência de resistência (ÇERGEL e BOLES, 2006)

Ou seja, nestas condições, o calor trocado escreve-se como a Equação 46.

$$q = U.A_s.(T_{b1} - T_{b2}) \quad (46)$$

Onde, T_b indica a temperatura média de mistura de cada um dos fluidos.

Parede cilíndrica

Consideremos a transferência de calor entre os fluidos do casco e dos tubos nos feixes de tubos de um trocador multi tubular, como mostra a Figura 15-b. O calor trocado entre os fluidos através das superfícies dos tubos pode ser obtido considerando as resistências térmicas.

$$\dot{q} = \frac{(\Delta T)_{total}}{R_t} = \frac{(\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i.A_i} + R_{cond} + \frac{1}{h_e.A_e}} \quad (47)$$

Onde:

$(\Delta T)_{total}$ = Diferença de temperatura entre fluidos

h_i, h_e = Coeficientes de películas dos fluidos internos e externos

A_i, A_e = Áreas superfícies, interna e externa dos tubos

R_{cond} = Resistência térmica a condução nos tubos

Considera-se que a resistência térmica por convecção na parede dos tubos de um trocador é desprezível (tubos de parede fina e de metal), a Equação 47 pode ser reescrita na forma a seguir, pela Equação 48.

$$\dot{q} = \frac{A_e \cdot (\Delta T)_{total}}{\frac{A_e}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (48)$$

O objetivo do equipamento considera-se facilitar a troca de calor, pois, os tubos metálicos usados se estabelece uma parede fina o raio interno é aproximadamente igual ao raio externo. Portanto, as áreas das superfícies internas e externas dos tubos aproximam-se da igualdade, logo, a área interna é aproximadamente igual a área externa, conforme Equação 49.

$$\dot{q} = \frac{A_e (\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (49)$$

O coeficiente global de transferência de calor em um trocador (U_C) é definido pela Equação 50.

$$U_C = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (50)$$

A equação 50 pode ser colocada expressa pela Equação 51

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (51)$$

Levando em consideração equação 51 na equação 49 a expressão para a transferência de calor em um trocador ficará de acordo com a Equação 52.

$$\dot{q} = U_C \cdot A_e (\Delta T)_{total} \quad (52)$$

No estudo da troca de calor por convecção no interior de dutos e canais, a hipótese de temperatura média de mistura constante ao longo do escoamento, deve-se considerar duas situações para a condição térmica, que é o fluxo de calor constante ou temperatura

superficial constante. Após a análise, determina-se como a temperatura média de mistura do fluido varia do comprimento da superfície:

Fluxo constante de calor na parede, Equação 53.a.

$$T_b(x) = \frac{q'' P}{\dot{m} c_p} x + T_{b,i} \quad (53.a)$$

Temperatura superficial constante, Equação 53-b.

$$\frac{T_s - T_b(x)}{T_s - T_{b,i}} = \frac{\Delta T(x)}{\Delta T_i} = \exp \left[- \frac{\bar{h} A(x)}{\dot{m} c_p} \right] \quad (53.b)$$

Aonde, $T_{b,i}$ indica a temperatura média de mistura na entrada do equipamento de troca de calor.

A condição em um trocador de calor deve ser analisada, pois, não possui-se mais dados sobre o fluxo de calor na parede ou sobre a temperatura superficial, somente pode-se garantir é que não atribui-se mais constantes.

A primeira consideração deve ser feita sobre as possíveis variações de temperatura de cada fluido ao longo do trocador em função da direção com que as correntes seguem. Segue as especificações das direções relativas do escoamento, demonstradas pela Figura 16.

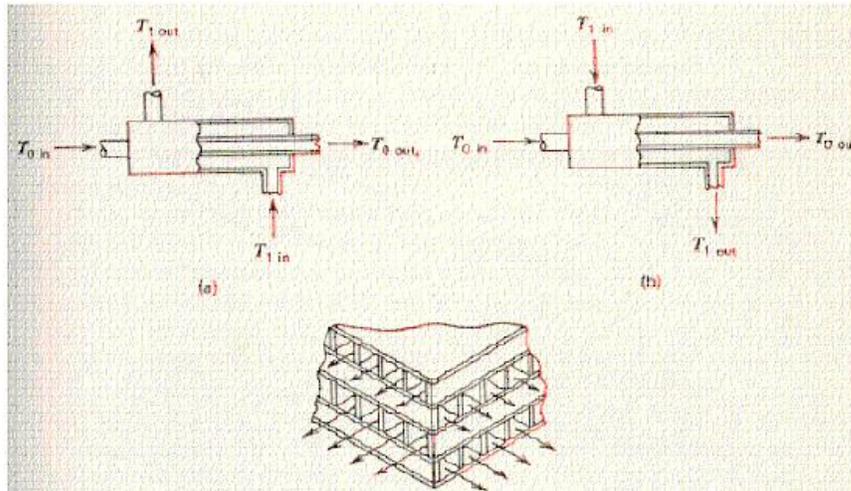


Figura 16 – Direções relativas do escoamento

Especificações das direções relativas:

1. Correntes opostas: quando as correntes escoam em direções opostas – situação (a)
2. Correntes paralelas: quando as correntes seguem na mesma direção – situação (b)
3. Correntes cruzadas: quando as correntes seguem em ângulos de 90° - situação (c)

2.9.3 Projeto do trocador de calor de transferência

O projeto de trocadores de calor usualmente inicia-se com a determinação da área de troca de calor necessária para acomodar-se uma determinada condição térmica de uma ou das duas correntes, que entram no trocador a determinadas temperaturas e vazões, e precisam sair em outras temperaturas, especificadas em algum ponto da linha de produção.

O tipo muito comum de trocador de calor é o conhecido como casco e tubo, demonstrado na Figura 17.

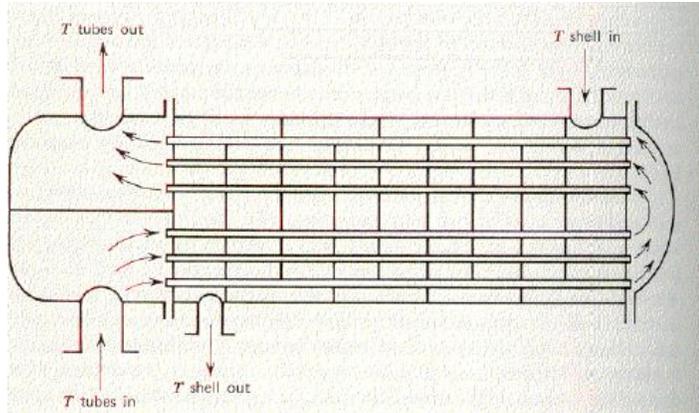


Figura 17 – Modelo casco tubo

Nesta situação, tem-se um volume externo da carcaça, que abriga-se inúmeros tubos podendo-se fazer vários passes. Na situação mostrada o fluido que escoar pelos tubos e passa-se por dois passes enquanto que o fluido na carcaça segue um único passe. Observa-se ainda a presença dos defletores internos tornam o escoamento do fluido na carcaça mais envolvente com os tubos. A análise das condições de troca de calor em situações com diversos passes torna-se bastante complexa.

2.9.3.1 Média logarítmica das diferenças de temperaturas

Percorre-se com um fluido um passe quando percorre uma vez o comprimento do trocador e aumento o número de passes, para a mesma área transversal do trocador, aumenta-se a velocidade do fluido e portanto o coeficiente de película, com o conseqüente aumenta-se da troca de calor. Utiliza-se a Equação 54 para designar os números de passes de cada fluido é exemplificada na Figura 18.

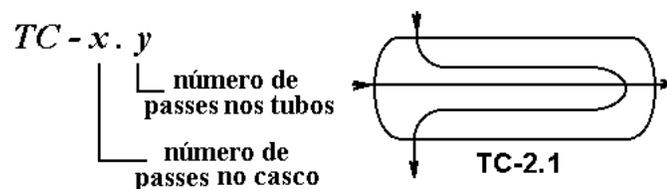


Figura 18 – Passes do fluido

Com relação ao tipo de escoamento relativo dos fluidos do casco e dos tubos, ilustrados na Figura 19, pode-se ter escoamento em correntes paralelas, fluidos escoam no mesmo sentido e correntes opostas, fluidos escoam em sentidos opostos.

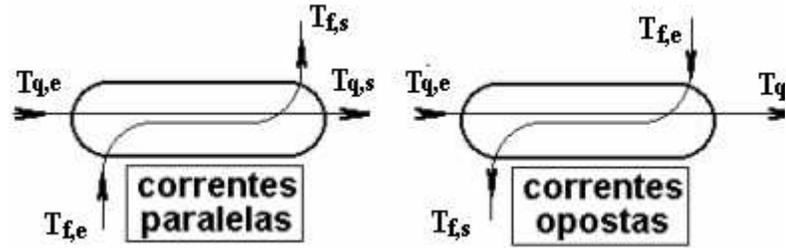


Figura 19 – Escoamento dos fluidos

O fluido quente, no tubo central entra à temperatura $T_{q,e}$ e sai à temperatura $T_{q,s}$. Por outro lado, o fluido frio entre o tubo central e a carcaça, entra à temperatura $T_{f,e}$ e sai à temperatura $T_{f,s}$, sendo o comprimento do trocador é L e a área é A .

Para cada um destes casos de escoamento relativo, à variação da temperatura de cada um dos fluidos ao longo do comprimento do trocador, pode-se representar em gráfico, como mostra a Figura 20

As diferenças de temperatura entre os fluidos nas extremidades do trocador, para o caso de correntes paralelas, são definidas pelas Equações 54 e 55.

$$\Delta T = T_{q,e} - T_{f,e} \quad (54)$$

$$\Delta T = T_{q,s} - T_{f,s} \quad (55)$$

No caso de correntes opostas, as diferenças de temperatura nas extremidades, são definidas pelas Equações 56 e 57.

$$\Delta T = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (56)$$

$$\Delta T = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (57)$$

O fluxo de calor transferido entre os fluidos em um trocador é diretamente proporcional à diferença de temperatura média entre os fluidos. No trocador de calor de correntes opostas à diferença de temperatura entre os fluidos não varia tanto, o que

acarreta em uma diferença média maior. Como consequência, mantidas as mesmas condições, o trocador de calor trabalhando em correntes opostas é mais eficiente, ver na Figura 20.

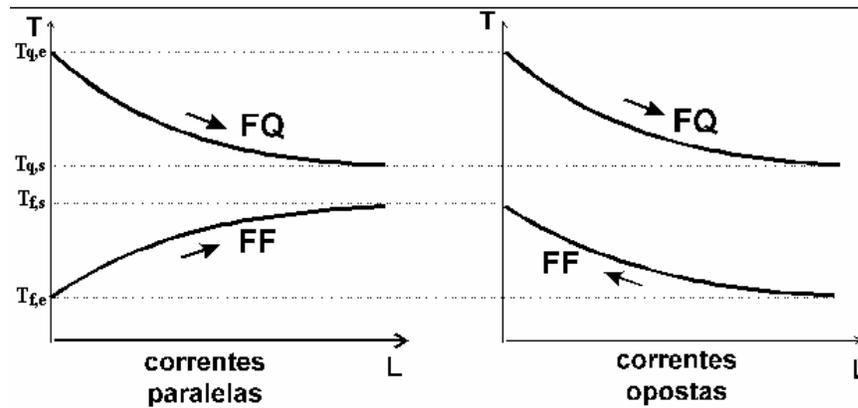


Figura 20 – Escoamento dos fluidos

Como a variação de temperatura ao longo do trocador não é linear, para retratar a diferença média de temperatura entre os fluidos usa-se então a Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT).

2.9.3.2 Desenvolvimento do cálculo da MLDT

Primeiramente considera-se uma secção de área dA de troca de calor em um trocador de correntes paralelas, e depois integra-se os resultados por toda a área.

Hipótese:

1. Regime permanente
2. Calores específicos não são funções da temperatura (caso varie muito se deve usar um valor médio)
3. Escoamento totalmente desenvolvido (neste caso, o coeficiente de troca de calor por convecção, h , e o coeficiente global, U , são constantes).

Vamos aplicar a primeira lei da termodinâmica para relacionar as quantidades de troca de calor do fluxo quente e frio utilizando-se das Equações 58.a e 58.b.

$$dq_q = -\dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot dT_q \quad (\text{fluxo quente}) \quad (58.a)$$

$$dq_f = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot dT_f \quad (\text{fluxo frio}) \quad (58.b)$$

Invertendo as duas equações, tem-se a Equação 59.a e 59.b.

$$dT_q = -\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} \cdot dq_q \quad (59.a)$$

$$dT_f = \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}} \cdot dq_f \quad (59.b)$$

Como $dq_q = dq_f$ são iguais logo é possível a Equação 60.

$$d(T_q - T_f) = -\left[\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}} \right] dq \quad (60)$$

Entretanto por definição, o calor trocado é definido pela Equação 61.

$$dq = U \cdot dA \cdot (T_q - T_f) \quad (61)$$

O valor de U é o coeficiente global de troca de calor e substituindo nas equações 60 e 59 respectivamente obtêm-se a Equação 62.

$$d(T_q - T_f) = - \left[\frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right] U . dA . (T_q - T_f) \quad (62)$$

Como resultado obtêm-se a Equação 63.

$$\ln \left[\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \right] = - \left[\frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right] U . A \quad (63)$$

Lembrando-se das expressões da primeira lei da termodinâmica para cada uma das correntes, se obtêm as Equações 64 e 65.

$$q_q = \dot{m}_q . c_{p,q} . (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (64)$$

$$q_f = \dot{m}_f . c_{p,f} . (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (65)$$

Se $q_q = q_f$ definido simplesmente por q obtêm-se a Equação 66.

$$\left[\frac{1}{\dot{m}_q c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right] = \left[(T_{q,e} - T_{q,s}) + (T_{f,s} - T_{f,e}) \right] / q \quad (66)$$

Substituindo a Equação 66 na Equação 63, obtêm-se a Equação 67.

$$\ln \left[\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \right] = - \left[(T_{q,e} - T_{q,s}) + (T_{f,s} - T_{f,e}) \right] U . A / q \quad (67)$$

Isolando-se o q , tem-se a Equação 68.

$$q = U . A . \left\{ \frac{(T_{q,e} - T_{q,s}) + (T_{f,s} - T_{f,e})}{\ln \left[(T_{q,s} - T_{f,s}) / (T_{q,e} - T_{f,e}) \right]} \right\} \quad (68)$$

Chegando a equação do tipo $q = U.A.\Delta T$. O termo entre chaves é conhecido como a diferença média logarítmica de temperatura ou MLTD, obtendo-se a Equação 69.

$$MTDL = \frac{\Delta T_{entrada} - \Delta T_{saída}}{\ln(\Delta T_{entrada} / \Delta T_{saída})} \quad (69)$$

Respeitando-se as seguintes definições apresentadas nas Equações 70 e 71.

$$\Delta T_{entrada} = T_{q,e} - T_{f,e} \quad (70)$$

$$\Delta T_{saída} = T_{q,s} - T_{f,s} \quad (71)$$

Para um trocador de calor de correntes paralelas, a entrada é óbvia. Entretanto, para trocadores de correntes opostas ou cruzadas, a situação é um pouco mais complexa. Por isto, é comum alterarmos a definição acima para a seguinte, apresentada pela Equação 72.

$$MTDL = \frac{\Delta T_{máxima} - \Delta T_{mínima}}{\ln(\Delta T_{máxima} / \Delta T_{mínima})} \quad (72)$$

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Materiais

➤ Registrador de dados de umidade e temperatura H08-007-02 - Logger de dados externos para quatro registradores capazes de armazenar até 7944 medições, dependendo das faixas estabelecidas para os ensaios. Este registrador possui capacidade de armazenar um conjunto de dados de umidade e temperatura interna, agregados aos sensores usuários substituíveis.

Características técnicas do registrador de temperatura:

- Data/hora programável do começo;
- Taxa programável da amostragem (0.5 segundo a 9 horas);
- Modalidade da memória que para quando completa o ciclo de tempo programado e reinicia os registros automaticamente, eliminando os anteriores;
- A bateria substituível com autonomia de 1 ano;
- Indicação do nível de autonomia da bateria;
- Diodo emissor de luz intermitente de operação de operação;
- Memória permanente de dados mesmo se com final de autonomia da bateria;
- Certificação National Institute of Standards and Technology (NIST) da exatidão da temperatura disponível;
- Escala operando-se: -20°C a $+70^{\circ}\text{C}$ (-4°F a $+158^{\circ}\text{F}$), RH de 0 - de 95% , sem condensação;
- Exatidão de Tempo: aproximado, minuto ± 1 por a semana (± 100 ppm em $+20^{\circ}\text{C}$ ou em $+68^{\circ}\text{F}$), a dependência cheia mostrada dentro traça A;
- Capacidade da medida: 7944 medidas totalizam, armazenado na memória permanente;

- Tamanho: 2.4 " x 1.9 " x 0.8 ";
 - Peso: aproximadamente 28,35g;
 - Bateria: CR-2032 (lítio) usuário-substituível;
 - Temperatura do armazenamento: -40°C a +75°C (- 40°F a +167°F);
 - Certificado de calibração rastreado pela RBC TH 804673;
- Registrador Umidade H08-003-02 - Logger de dados externos para dois registradores capazes de armazenar até 7944 medições, dependendo das faixas estabelecidas para os ensaios. Este registrador possui capacidade de armazenar um conjunto de dados de umidade e temperatura interna.

Características técnicas do registrador de umidade:

- Data/hora programável do começo;
- Taxa programável da amostragem (0.5 segundo a 9 horas);
- Modalidade da memória que para quando completa o ciclo de tempo programado e reinicia os registros automaticamente, eliminando os anteriores;
- A bateria substituível com autonomia de 1 ano;
- Indicação do nível de autonomia da bateria;
- Diodo emissor de luz intermitente de operação de operação;
- Memória permanente de dados mesmo se com final de autonomia da bateria;
- Certificação National Institute of Standards and Technology (NIST) da exatidão da temperatura disponível;
- Escala operando-se: -20°C a +70°C (- 4°F a +158°F), RH de 0 - de 95% , sem condensação;

- Exatidão de Tempo: aproximado minuto ± 1 por a semana (± 100 ppm em $+20^{\circ}\text{C}$ ou em $+68^{\circ}\text{F}$);
 - Capacidade da medida: 7944 medidas totalizam, armazenado na memória permanente;
 - Tamanho: 2.4" x 1.9 " x 0.8 ";
 - Peso: aproximadamente 28,35g;
 - Bateria: CR-2032 (lítio) usuário-substituível;
 - Temperatura do armazenamento: Escala -20°C a $+70^{\circ}\text{C}$ ($- 4^{\circ}\text{F}$ a $+158^{\circ}\text{F}$), RH de 0 de 95% sem condensação;
 - Temperatura do armazenamento: -40°C a $+75^{\circ}\text{C}$ ($- 40^{\circ}\text{F}$ a $+167^{\circ}\text{F}$);
 - Certificado de calibração rastreado pela RBC TH 804673;
- Cabo de entrada - 2.5-STEREO com 13 mm de ligações de fio trançado e estanhado, utilizado para nos sensores passivos, que devem ser unidos. O comprimento total deste cabo é 1.8m. Poderão ser colocados diretamente nos plugs externos da entrada de registradores da família U12, para expandir a escala de opções e de aplicações da medida.

Especificações técnicas de entrada da tensão:

- Características da família U12: Escala da entrada: 0 a 2.5 V, precisão de ± 2 mV; $\pm 2.5\%$ valor absoluta, definição de 0.6 mV, capacidade de medição de 2,5 V em 2 mA, ativo somente durante medidas.
- Características da Para família U8: Escala da entrada: 0 a 2.5 V, precisão de ± 10 mV; $\pm 3\%$ valor absoluto, definição de 10 mV, capacidade de medição de 2,5 V em 2 mA, ativo somente durante medidas.

- Adaptador e Cabo para portas lógicas USB para RS 232;
- Cabo adaptador de conectores de portas tipo USB para portas tipo RS 232;
- Cabo de ligação PC – 3,5;
- Cabo de ligação para acoplamento dos registradores ao computador;
- Cabo de sinais para leitura dos registradores 4 -20mA: Este cabo é conectado a saída do sensor de temperatura com os registradores de qualquer modelo anteriormente apresentado. Poderão ser conectados nas saídas externas da Família U12, expandindo a faixa de opções de medições e aplicações.
- Software dos registradores para plataformas Windows - Características: O avanço do Software a Hoboware tornou possível para os consumidores obterem um conjunto de dados para serem analisados; download rápido e com recursos; Início das medições programáveis; capacidade de exportação de dados para planilhas compatíveis; suporte para software licenciado;
- Fontes de Alimentação Chaveada é necessária para alimentação do conjunto de transdutor e tubos de Pitot para medição da vazão nos dutos de condução do ar quente das máquinas. As características da fonte são:
 - Entrada monofásica em 110 / 220 V;
 - Saída estabilidade em 24 Vcc;
 - Níveis de Correntes disponíveis de 0,5A, 1A, 2A e 3A;
 - Montada em caixa plástica resistente;
- Sensor do ar/água/temperatura do solo (cabo 6) - TMC6-HD - Sensor de temperatura para o uso externo-canaleta da U-Séries é capaz de medir a temperatura no ar, na água, ou no solo. A exatidão e a definição variam de acordo com o modelo do

registrador. A escala da medida é -40° a 50°C (-40° a 122°F) na água ou no solo, -40° a 100°C (-40° a 212°F) no ar.

Características técnicas do sensor TMC:

- Pode ser conectado diretamente nos plugs externos da entrada dos registradores da família U12 para expandir a escala de opções e de aplicações da medida;
- Escala: -40° a 50°C (-40° a 122°F) na água ou no solo -40° a 100°C (-40° a 212°F) no ar;
- Exatidão com H8 (ponta de prova 0.9 da inserção dentro. minuto.): $\pm 0.5^{\circ}$ em 20°C ;
- ($\pm 0.9^{\circ}$ em 68°F), vêem o lote A;
- Exatidão com U12 (ponta de prova 0.9 da inserção dentro. minuto.): $\pm 0.25^{\circ}$ em 20°C ($\pm 0.45^{\circ}$ em 68°F), vêem o lote B;
- Tração: $< 0.1^{\circ}\text{C}$ (0.2°F) por o ano;
- Definição com H8: 0.41° em 20°C (0.7°F em 68°F), vêem o lote A;
- Exatidão com U12 (ponta de prova 0.9 da inserção dentro. minuto.): $\pm 0.25^{\circ}$ em 20°C ($\pm 0.45^{\circ}$ em 68°F), vêem o lote B;
- Tração: $< 0.1^{\circ}\text{C}$ (0.2°F) por o ano;
- Definição com H8: 0.41° em 20°C (0.7°F em 68°F), vêem o lote A;
- Definição com U12: 0.03° em 20°C (0.05°F em 68°F), vêem o lote B;
- Tempo de resposta no ar: 3 minutos típico a 90% no ar que move 1 m/sec (2.2 mph);
- Tempo de resposta na água agitada: 1 minuto típico a 90%;

- Carcaça: Ponta aço inox do sensor;
- Dimensões da ponta de prova: 5x25cm;
- Comprimento: Disponível em comprimentos de cabo do pé de 0.3m, de 1.8m, de 6.1m, e de 15.2m (1, 6, 20 e 50 ft);
- Pesos de acordo com os modelos 14g, 37g, 125g, ou 280g;

Nota: Ponta do sensor e imersão do cabo na água fresca até 50°C (122°F) por um ano; protetor da radiação recomendado fortemente para o uso na luz solar.

➤ Tubos de Pitot multifuros

Características técnicas:

- Tubos em alumínios com micro furações;
- Dimensão de 460 mm;
- Mangueiras de interligação do transdutor os tubos multifuros;
- Bitola da mangueira é de um quarto de polegada

➤ Barômetro modelo VECBAR 201

Características técnicas:

- Faixas de pressão barométrica 600 a 1200 mBar;
- Display LCD de 4 ½ dígitos;
- A unidade de medição: mBar;
- Resolução 0,1 mBar;
- Exatidão +/- 1% do fundo de escala em temperatura de 15 a 25°C;
- Temperatura de operação de -20 a + 60°C;
- Zeragem Eletrônica;
- Alimentação bateria de 9 Volts alcalina dura aprox. 80 horas de uso;
- Dimensões 130x70x30mm;

- Certificado de calibração da pressão barométrica rastreado pela RBC
- Anemômetro digital modelo LCA 301 Alnor/Airflow

Características técnicas:

- Faixa de velocidade de 0,25 a 30 m/s
 - Resolução 0,01 m/s
 - Exatidão +/- 1% da leitura
 - Tempo de programação 3s
 - Alimentação: Bateria 9 V
 - Acompanha certificado de calibração
- Gerador
- Grupo diesel Motor-Gerador de 450 kVA, em regime de emergência, 60 Hz, 220/220 V, com sistema de arrefecimento por radiador com sistema de controle convencional gerenciamento do grupo Motor-Gerador.
 - Quadro de Transferência Automática convencional, equipado com comando e controle, capacidade de 1200 A, *tripolar*, para funcionamento em regime de transferência automática e aberta, com interrupção momentânea durante a comutação de fontes (temporizador de verificação de rede presente).
- Disjuntor de proteção do Grupo Gerador;
 - Acessórios incluídos por Grupo Gerador:
 - ✓ Bateria de Partida de 24 V, com respectivos cabos e conectores;
 - ✓ Silencioso de escape, PADRÃO HOSPITALAR;
 - ✓ Tanque de combustível de 250 litros (mínimo de emergência) em polietileno;
 - ✓ Sistema de pré-aquecimento;
 - ✓ Ferramentas específicas de manutenção;

✓ Jogo de filtros (cotar como opcional);

- Motor Diesel turbinado, sistema de injeção direta, sistema de arrefecimento através de radiador com ventilador acoplado e tanque de expansão incorporado, 6 (seis) cilindros em linha, fabricação específica com baixos índices de emissões de gases e máximo aproveitamento do combustível.

- Características Técnicas principais do motor são:

- Motor de partida 24 V
- Carregador de Baterias chaveado;
- Bomba injetora ou eletrônica;
- Controle de parada de combustível;
- Filtro de ar com elemento seco substituível e indicador de restrição;
- Filtro de combustível separador de água;

- O quadro de comando e controle para grupo gerador é do tipo analógico, com partida e parada manuais, montados sobre o grupo gerador, com as características abaixo:

- Display;
- Visor;
- Botões do tipo membranas sensitivas;
- Comando de partida e parada do grupo gerador;
- Temporização de partida e parada do grupo gerador;
- Rotina de partida;
- Led's de indicação;
- Modo Automático;
- Partida remota;
- Alarme / Defeito;
- Desligamento;

- Modo manual e automático;

- Dispositivo de Monitoramento / Proteção Temperatura de água;

- Temperatura de óleo;
- Rotação do motor;
- Tensão das baterias da partida;
- Monitoramento do motor (frequência e tensão de saída);
- Proteções do motor;
- Sobre-velocidade;
- Baixa pressão do óleo;
- Alta temperatura da água;
- Tensão de bateria;
- Falha na partida;
- Auto-diagnóstico dos sensores;
- Sobre-tensão e sub-tensão do alternador;
- Sobre-corrente;
- Frequência anormal;
- Sobrecarga no campo de excitação;
- Entrada e saída programáveis;

- Características Gerais:

- Gabinete canopiado com Carenagem de atenuação de ruídos (85db a 1,5m);
- Porta acústica com visor e vedação de borracha;

➤ Software de HOROSAZONAL ;

3.2 Métodos

A parte experimental consistiu em medir a vazão real de ar nos dutos de exaustão. Simultaneamente relacionar o valor obtido à pressão diferencial do duto e às temperaturas coletadas do ambiente, na saída do exaustor, no interior do gabinete do gerador e na sala externa aonde encontrava instalado o gerador. A Figura 21 ilustra as condições do local de montagem dos geradores.

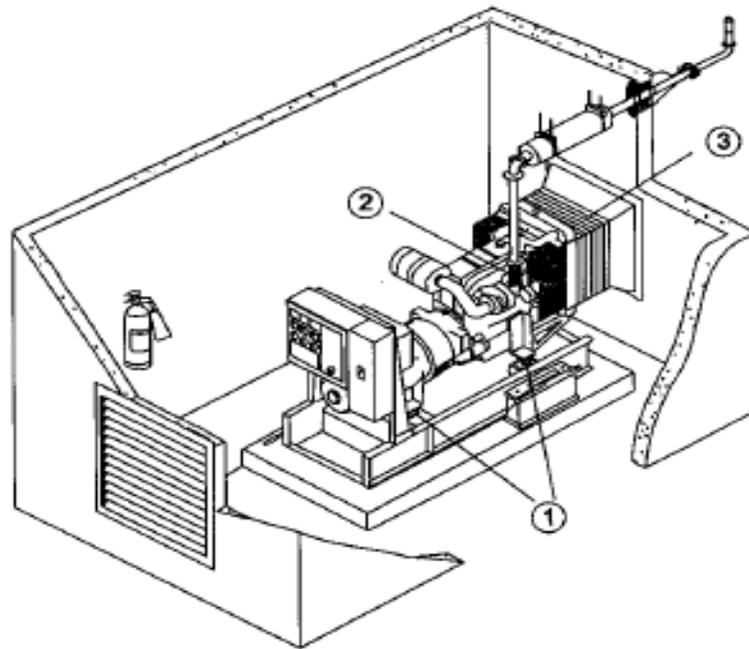


Figura 21 – Croqui representativo das ligações dos medidores para coleta de dados (FGWILSON, 2010)

3.2.1 Do gerador

Foi utilizado para na parte experimental um equipamento gerador de energia emergencial de potência de 450 kVA, FP 0,8, alimentação 220 Volts, trifásico, combustível diesel, regime automático, montado em canópia de estrutura metálica em aço carbono de alta resistência à corrosão, Figura 22 e 23.

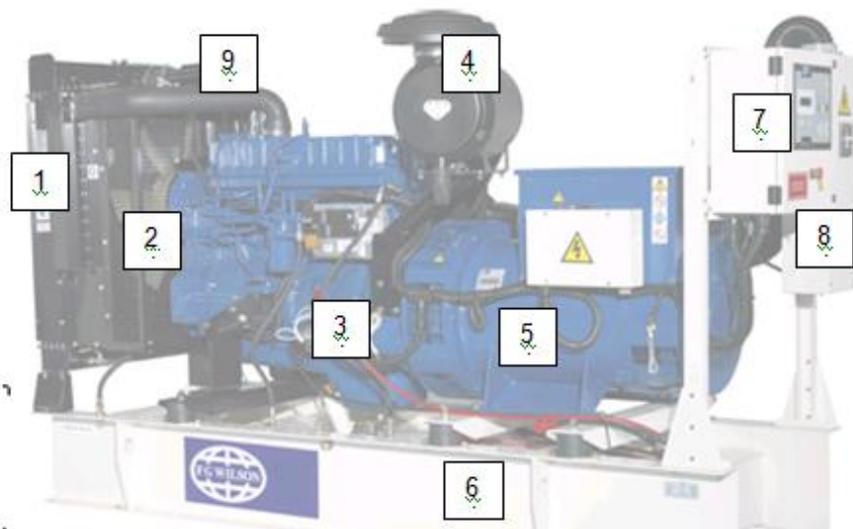


Figura 22 –Grupo Motor-Gerador de energia (FGWILSON, 2010)



Figura 23 – Grupo Motor-Gerador (FGWILSON, 2010)

A metodologia consistiu-se em levantar-se um conjunto de registros de medição internos das partes quentes, externos e ambientais, considerando a classificação de partes quentes e frias descrita na Tabela 3 e ilustradas na Figura 22 e 24.

Tabela 3 – Partes aquecidas do Gerador de Energia

Nr.	Componentes padronizados	Condição de Temperatura
1	Sistema de Arrefecimento	Fria
2	Proteção	Fria
3	Motor	Quente
4	Filtro de ar	Fria
5	Alternador	Quente
6	Base e tanque de combustível	Fria
7	Painel de comando	Fria
8	Disjuntores de saída	Fria
9	Escapamento	Quente

(Fonte: FGWILSON, 2010)

Internamente ao gerador de energia, quando na condição de funcionamento, o motor e alternador aumentam gradativamente as suas temperaturas até as especificadas em manual técnico. Os diversos sensores e dispositivos protegem contra aumento de temperaturas que garantem a segurança contra danos e quebra dos equipamentos. A Figura 24 ilustra a distribuição de aquecimento combinada com o arrefecimento forçado.

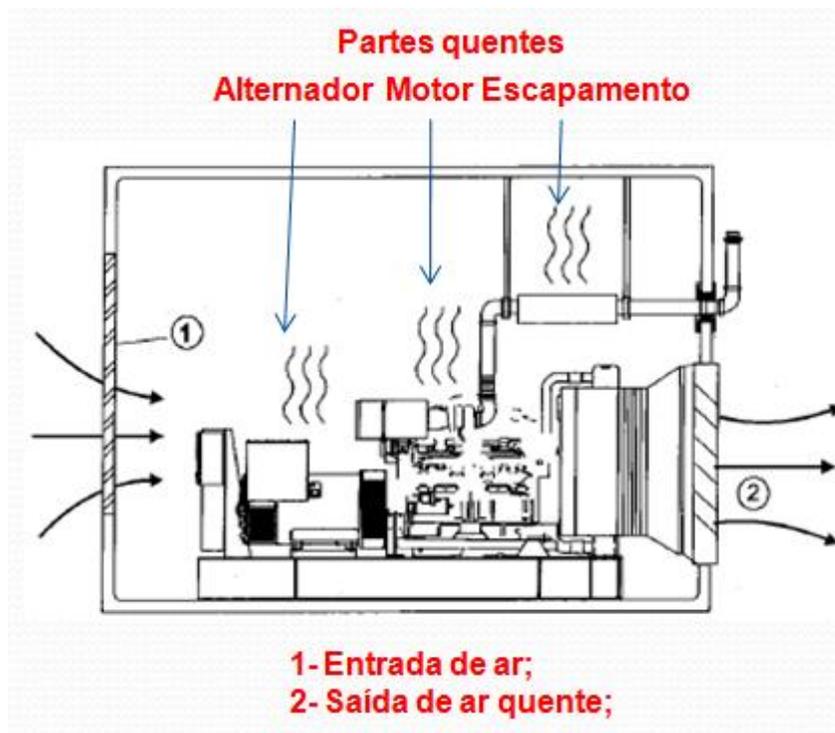
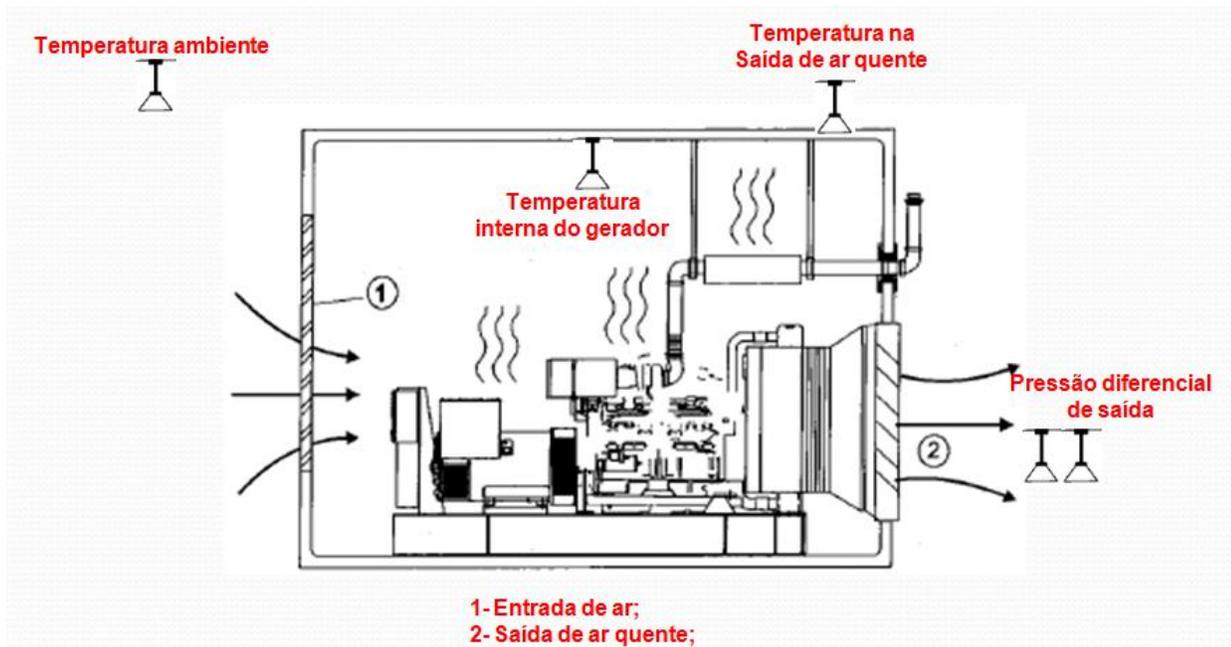


Figura 24 – Distribuição de aquecimento combinada com o arrefecimento forçado (FGWILSON, 2010)

3.2.2 Da vazão

Foi fixado um transmissor de vazão para monitoramento no duto de exaustão, tendo este por finalidade demonstrar qual o comportamento da vazão de ar no sistema de exaustão.

As medições de vazão foram obtidas a partir da leitura da pressão diferencial no duto de saída gerador, utilizando-se duas hastes de duralumínio montadas em “X” numa seção transversal do duto retangular. Estas hastes possuem uma série de multifuros na sua extensão que sentem o diferencial de pressão gerado pela velocidade do fluxo de ar no duto, conforme Figura 24. Esta pressão diferencial relacionada a velocidade é transmitida através de mangueiras de nylon ao sensor de pressão que por sua vez converte esta diferença de pressão ΔP em sinal elétrico de 4 a 20 mA.

Utilizou-se um transmissor de vazão que sente a pressão diferencial faz o cálculo da vazão em m³/hora e transmite um sinal de 4 a 20 mA desta vazão, já calculada para um sistema de controle com exatidão do sistema aproximadamente cinco por cento de erro da leitura e alimentado por fonte chaveada de 110 / 220 Volts em corrente alternada convertida para tensão de 24 Volts em corrente contínua.

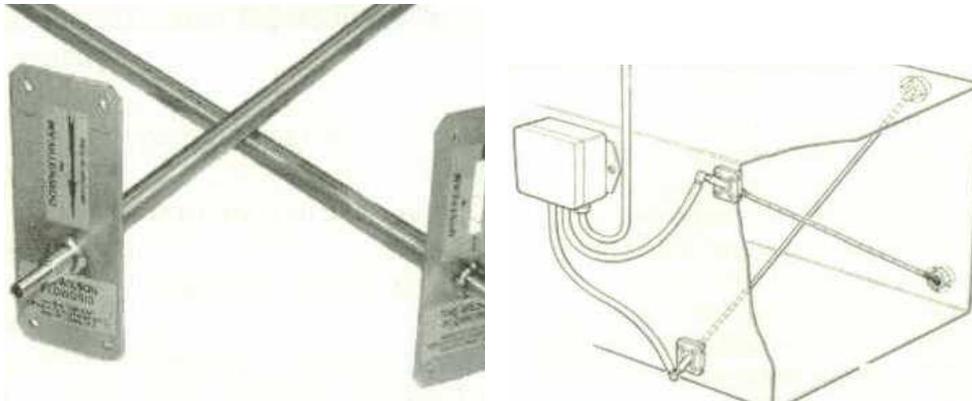


Figura 25 – Hastes duralumínio montadas em “X” e acopladas ao sistema

Alguns detalhes de medição foram levantados juntamente com a medição, que são a área do duto de $A = 0,715m^2$, densidade do ar $\rho = 1,003kg/m^3$ e a constante $K = 2,293$. Considerado velocidade média de $8,0068 m/s$.

Definida a área dos dutos instalados, feita a simulação dos dados registrados, pode-se aplicar a fórmula para obtenção da vazão, conforme a Equação 73.

$$V_z = K * \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (73)$$

Onde:

V = Vazão calculada (m^3 / h)

$K = 2,293$, constante;

Δp = Pressão diferencial;

ρ = Densidade do ar;

3.2.3 Da temperatura

Foram fixados três transmissores para monitoramento da temperatura, interna do gerador, ambiente externa do gerador e temperatura de saída no duto de exaustão. Além do monitoramento de temperatura

O tempo de leitura foi de três horas continuamente, considerado como tempo ideal para condição de funcionamento de emergência. O local escolhido foi sala aonde o gerador encontrava-se instalado, equivalente a uma área de instalação de $30m^2$, com troca de ar de ventilação na sala abaixo do especificado pelo fabricante.

Os registradores, H08-007-02 com quatro canais e H08-003-02 com dois canais registraram 5504 leituras, a uma taxa de amostragem programada de leitura de trinta medições por minuto durante as três horas contínuas.

Os registros obtidos são baixados com a utilização do software HOBOWare que está disponível para usuários sob termos do contrato de licença contidos no programa de

instalação na plataforma Windows e Mac. Este software permite apresentar os registros na forma de diversos tipos gráficos, tabelas exportáveis para o Excel e leituras por intervalos de tempo. Na Figura 23 são apresentados os modelos utilizados no trabalho (GARCIA, 2005).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Relatórios de dados coletados

Os registradores foram capazes de armazenar 5504 medições, com intervalo de um segundo, durante o tempo de cento e oitenta minutos, para pressão diferencial de saída dos dutos e temperaturas. Na seqüência estão apresentados alguns dos dados coletados durante o período de coleta de dados. A Tabela 4a apresenta uma amostragem dos 25 primeiros dados coletados e na Tabela 4b os 25 dados finais coletados para as temperaturas do ar, externa e interna e do motor. A temperatura do ar no ambiente externo apresentou pouca variação durante o período da coleta dos dados. Já para as temperaturas do motor e da saída do ar observou-se uma elevação gradual de ambas.

Tabela 4a. Medições iniciais das temperaturas realizadas durante o funcionamento do gerador

Medição	Tempo (s)	Temp. Motor (°C)	Temp. Saída de Ar (°C)	Temp. do Ambiente (°C)
1	2	30,877	30,472	26,985
2	4	30,784	30,472	27,000
3	6	30,784	30,472	26,985
4	8	30,619	30,491	27,000
5	10	30,562	30,548	26,985
6	12	30,510	30,529	26,985
7	14	30,341	30,619	27,000
	16	30,360	30,694	27,000
	18	30,341	30,675	27,000
	20	30,232	30,750	27,000
	22	30,083	30,750	26,966
	24	30,176	30,803	26,985
	26	30,049	30,896	26,873
	28	29,993	30,896	26,891
	30	29,974	31,009	26,873
	32	29,993	30,934	27,019
	34	29,899	30,934	26,891
	36	29,917	30,990	26,910
	38	29,809	30,990	26,891
	40	29,771	31,024	26,891
	42	29,734	31,136	26,873
	44	29,734	31,192	26,873
23	46	29,696	31,192	26,891
24	48	29,696	31,230	26,891
25	50	29,621	31,264	26,891

Tabela 4b. Medições finais das temperaturas realizadas durante o funcionamento do gerador

<i>Medição</i>	<i>Tempo (s)</i>	<i>Temp. Motor (°C)</i>	<i>Temp. Saída de Ar (°C)</i>	<i>Temp. do Ambiente (°C)</i>
5460	10960	34,346	42,120	28,256
5462	10962	34,365	42,064	28,331
5464	10964	34,312	42,139	28,275
5466	10966	34,365	42,139	28,312
	10968	34,294	41,989	28,312
	10970	34,294	41,970	28,256
	10972	34,294	41,970	28,275
	10974	34,331	42,064	28,312
	10976	34,294	42,064	28,331
	10978	34,312	42,026	28,312
	10980	34,331	41,951	28,256
	10982	34,331	42,082	28,294
	10984	34,219	42,045	28,312
	10986	34,219	41,970	28,312
	10988	34,200	42,045	28,331
	10990	34,181	42,064	28,331
	10992	34,181	42,026	28,331
	10994	34,312	42,026	28,294
	10996	34,312	42,026	28,331
5494	10998	34,312	42,008	28,331
5496	11000	34,238	41,989	28,331
5498	11002	34,331	42,026	28,312
5500	11004	34,312	42,026	28,275
5502	11006	34,294	41,970	28,275
5504	11008	34,312	41,970	28,256

As Tabelas 5 e 6 apresentam os valores obtidos para a variação da pressão e para a vazão do ar, durante o período da amostragem. A vazão foi calculada a partir da Equação 73. Como se nota, as variações da pressão entre a entrada de ar e a vazão do ar são baixas no início, elevando rapidamente até a estabilização próximo dos 80 Pa e dos 21 m³/h.

Tabela 5 – Valores calculados para a variação da pressão e vazão.

Medição	Pressão diferencial (Pa)	$\Delta p/\rho$	$\sqrt{\Delta p / \rho}$	Vazão (m ³ /h)
1	10,779	10,747	3,278	7,517
2	74,112	73,890	8,596	19,711
3	80,478	80,237	8,958	20,540
4	79,113	78,876	8,881	20,365
5	79,153	78,916	8,883	20,370
6	80,129	79,889	8,938	20,495
7	80,828	80,586	8,977	20,584
8	80,280	80,040	8,947	20,514
9	82,899	82,651	9,091	20,846
10	84,423	84,170	9,174	21,037
11	83,487	83,237	9,123	20,920
12	77,668	77,436	8,800	20,178
13	79,304	79,067	8,892	20,389
14	80,986	80,744	8,986	20,604
15	82,121	81,875	9,049	20,748
16	79,224	78,987	8,887	20,379
17	82,121	81,875	9,049	20,748
18	80,129	79,889	8,938	20,495
19	79,383	79,146	8,896	20,399
20	81,693	81,449	9,025	20,694
21	80,320	80,080	8,949	20,519
22	79,542	79,304	8,905	20,420
23	80,439	80,198	8,955	20,535
24	83,248	82,999	9,110	20,890
25	86,455	86,196	9,284	21,289

Dados: $\rho = 1,003 \text{ kg/m}^3$ e $K = 2,293$

continuação

Medição	Pressão diferencial (Pa)	$\Delta p/\rho$	$\sqrt{\Delta p / \rho}$	Vazão(m ³ /h)
5460	78,994	78,758	8,875	20,349
5461	78,756	78,520	8,861	20,319
5462	82,002	81,757	9,042	20,733
5463	79,891	79,652	8,925	20,465
5464	81,693	81,449	9,025	20,694
5465	81,185	80,942	8,997	20,630
5466	79,383	79,146	8,896	20,399
5467	79,343	79,106	8,894	20,394
5468	78,954	78,718	8,872	20,344
5469	76,454	76,225	8,731	20,020
5470	77,510	77,278	8,791	20,157
5471	81,336	81,093	9,005	20,649
5472	80,907	80,665	8,981	20,594
5473	80,439	80,198	8,955	20,535
5474	77,978	77,745	8,817	20,218
5475	78,486	78,251	8,846	20,284
5476	79,542	79,304	8,905	20,420
5477	81,066	80,824	8,990	20,615
5478	80,169	79,929	8,940	20,500
5479	79,621	79,383	8,910	20,430
5480	78,835	78,599	8,866	20,329
5481	78,176	77,942	8,828	20,244
5482	79,034	78,798	8,877	20,355
5483	76,843	76,613	8,753	20,070
5484	80,518	80,277	8,960	20,545
5485	82,121	81,875	9,049	20,748
5486	77,668	77,436	8,800	20,178
5487	81,336	81,093	9,005	20,649
5488	78,486	78,251	8,846	20,284
5489	79,772	79,533	8,918	20,449
5490	79,812	79,573	8,920	20,454
5491	78,407	78,172	8,842	20,274
5492	79,700	79,462	8,914	20,440
5493	78,018	77,785	8,820	20,223
5494	80,439	80,198	8,955	20,535
5495	78,994	78,758	8,875	20,349
5496	78,954	78,718	8,872	20,344
5497	78,486	78,251	8,846	20,284
5498	80,320	80,080	8,949	20,519
5499	76,962	76,732	8,760	20,086
5500	79,700	79,462	8,914	20,440
5501	79,542	79,304	8,905	20,420
5502	80,320	80,080	8,949	20,519
5503	81,224	80,981	8,999	20,635
5504	68,326	68,122	8,254	18,925

Dados: $\rho = 1,003 \text{ kg/m}^3$ e $K = 2,293$

A seguir, na Figura 26 está apresentada a variação da temperatura do ar no ambiente externo durante o período de coleta, como já foi dito houve pouca variação e desta forma, ela pode ser considerada como uma constante e igual a sua média de 27,694°C.

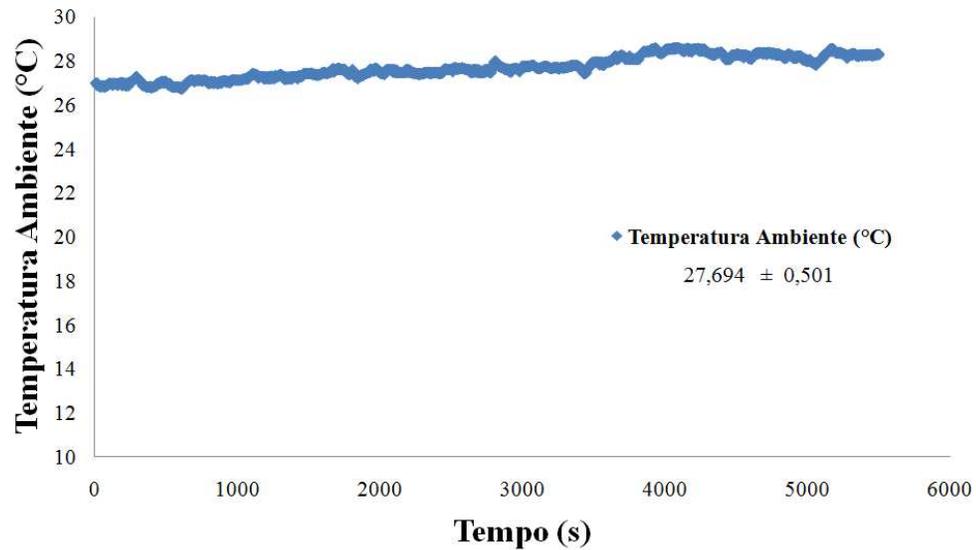


Figura 26. Comportamento da temperatura ambiente durante o período de coleta de dados

De acordo com ÇERGEL, no conceito de transferência de calor por convecção, quanto mais intenso o movimento do fluido, maior a transferência de calor. O tipo de convecção poderá se considerar como forçada, se o escoar do fluido utilizar mecanismos que aumentem a velocidade com ventiladores, bombas e outros, e será considerada convecção livre ou natural, se o movimento do fluido for causado por forças induzidas por diferenças de densidades em função das diferenças de temperatura, que foram as consideradas na obtenção dos dados coletados neste trabalho.

O fato de inexistir estes mecanismos capazes de aumentarem a velocidade de escoamento, leva que a transferência de calor será simplesmente devido a ascensão do ar quente próximo a superfície e a queda do ar frio, mais leve, próximo a superfície de queda do ar frio para ocupar seu lugar.

No registro da variação da temperatura de saída durante o período de coleta, apresentado na Figura 27, demonstra-se o aumento gradativo da temperatura a partir do funcionamento contínuo do gerador, desde o ponto inicial até alcançar a estabilização constante igual a sua média de 40,814 °C.

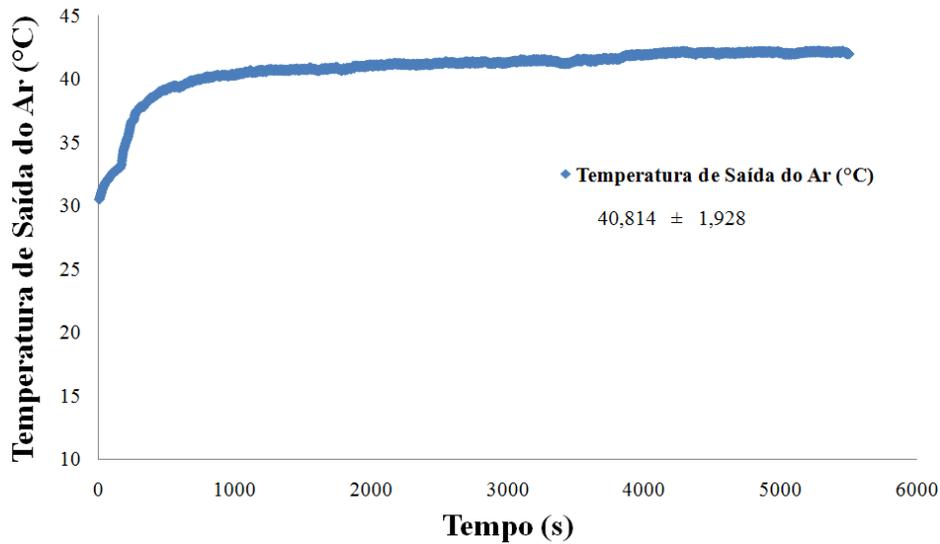


Figura 27. Comportamento da temperatura saída do ar durante o período de coleta de dados

Conforme descrito no corpo do trabalho, as partes classificadas como quentes, o motor, alternador e escapamento do gerador, emitem energia por radiação térmica. Segundo ÇERGEL, esta radiação considera um fenômeno de superfície, uma vez que a radiação emitida pelas regiões do interior desses materiais não conseguem atingir totalmente a superfície, sendo absorvida pelo bloco do motor.

Na Figura 28 apresenta-se o registro da variação da temperatura do motor durante o período de coleta, demonstra-se o aumento gradativo da temperatura a partir do funcionamento contínuo do gerador, desde o ponto inicial até alcançar a estabilização constante igual a sua média de 40,813 °C.

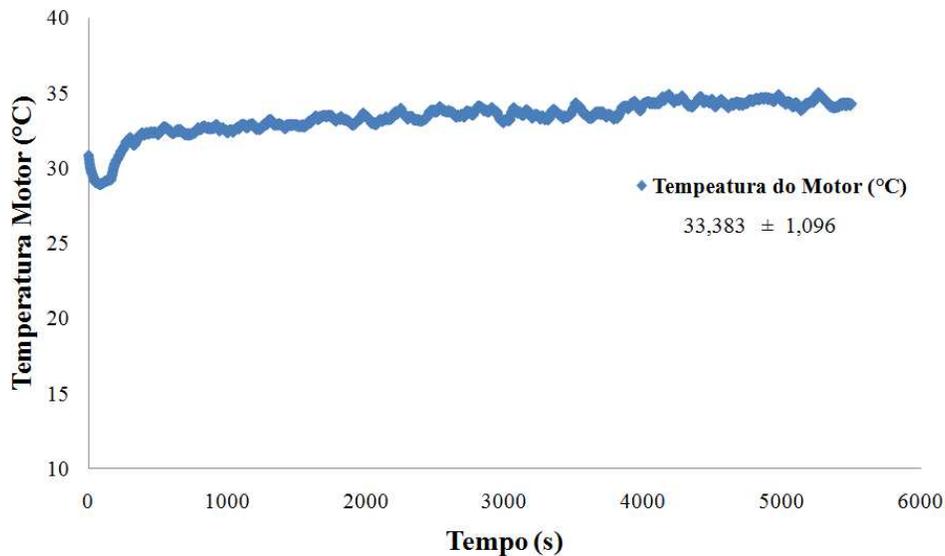


Figura 28. Comportamento da temperatura do motor durante o período de coleta de dados

A Figura 29 apresenta-se o comportamento da diferença de pressão do ar de entrada com relação ao ar de saída, durante o período de coleta de dados. Nota-se que a diferença de pressão foi praticamente constante, com média de aproximadamente 80,134 Pa, com oscilação de apenas 2 Pa. Isso demonstra que houve um bom controle deste parâmetro pelo sistema de alimentação de ar.

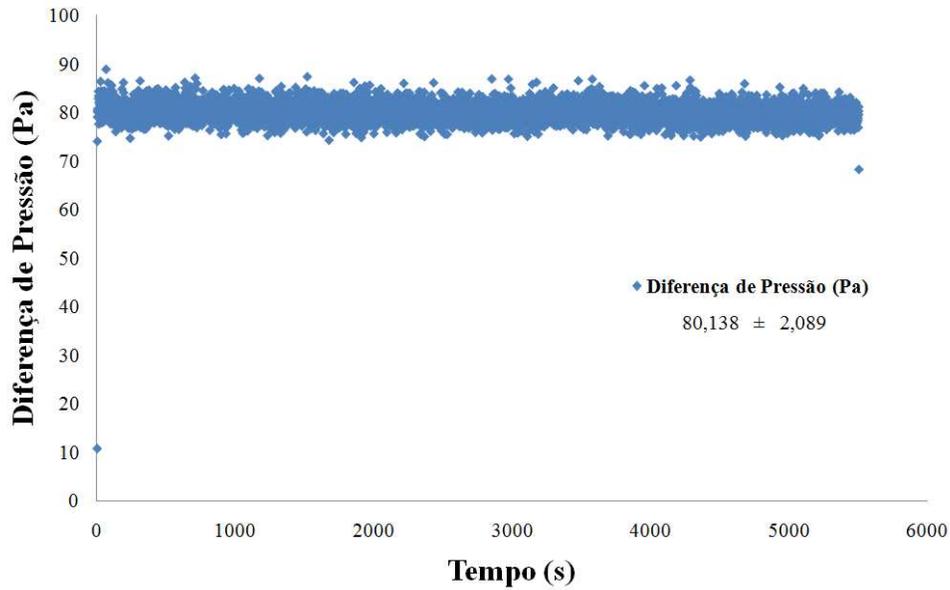


Figura 29. Comportamento da variação da pressão na entrada e saída de ar do sistema.

A Figura 30 mostra a variação da vazão com o tempo, durante o período de coleta de dados. Nota-se que a vazão apresentou um comportamento linear, com média de 20,496 m³/h, comportamento similar ao da variação da pressão.

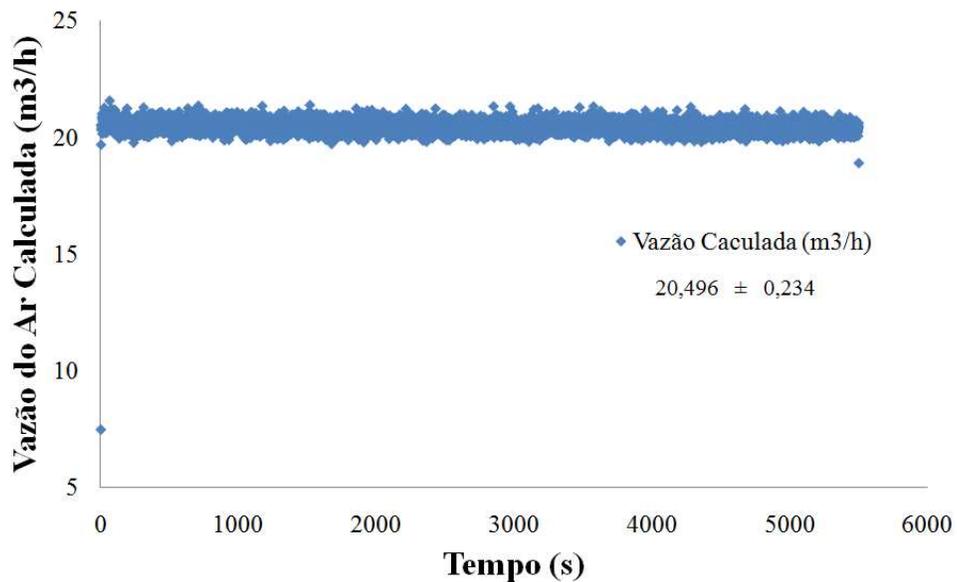


Figura 30. Comportamento da vazão calculada durante o período de medição.

4.2 Dimensionamento e cálculos do trocador de calor

No desenvolvimento do trabalho a metodologia é basear-se na instalação do gerador elétrico em uma sala de no 2º subsolo de um prédio, com área de 30 metros quadrados, baixa ventilação e com altura de pé direito de 2,90m, ilustrado na Figura 31. No projeto para trocador de calor duplo-tubo, considera-se que o fluido ar quente que sai do gerador, escoar-se no tubo interno e o fluido de água no tubo externo, sendo que utilizaria neste último uma bomba de vazão e 5,5cv, com sucção de até 40m para fazer a troca no reservatório de aproximadamente 25.000 litros colocado no topo do prédio, com previsão de acionamento somente quando o gerador estiver funcionando.

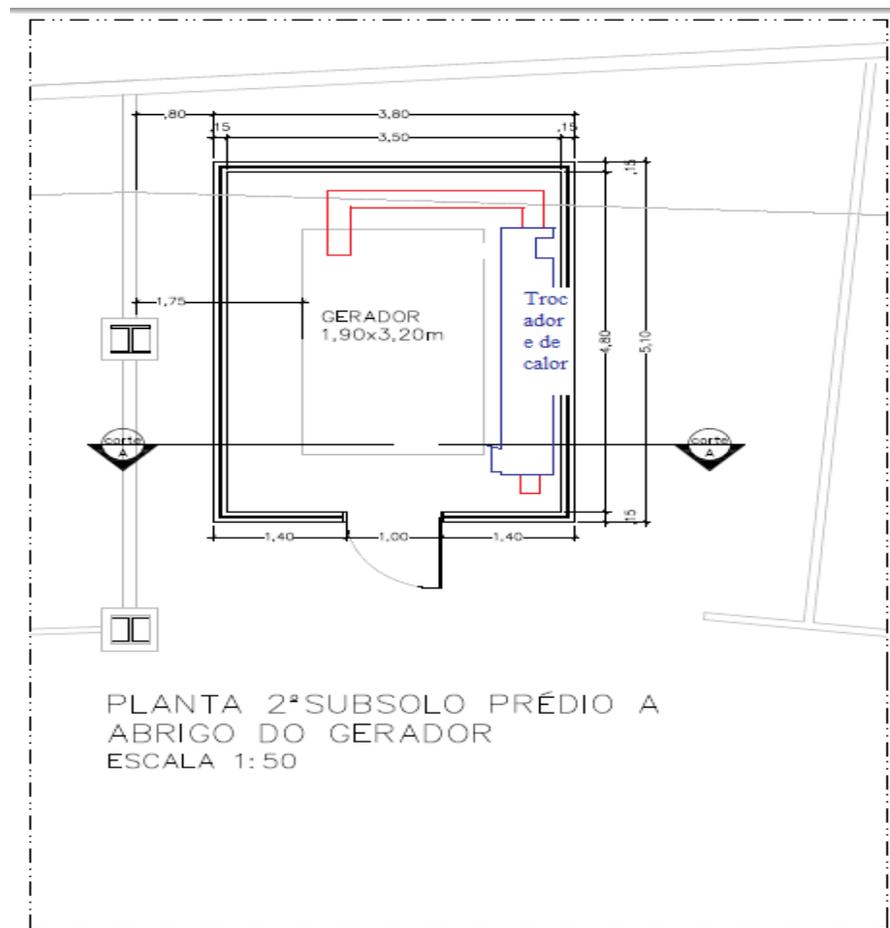


Figura 31: Croqui do ilustrativo do local de instalação

Para o cálculo e dimensionamento do trocador de calor proposto, faz-se necessário montar um conjunto de premissas de dados suficientes para aplicarmos às equações descritas e desenvolvidas no trabalho. Além do apresentado nas Tabelas 30 e 31, segue uma lista de dados para fundamentar-se o cálculo.

Dados propostos:

RH(%) – umidade relativa do ar (15,4%);

Velocidade na área do duto de saída (8,0068 m/s²)

Valor da constante π – 3,141592;

Fórmula da área e comprimento do tubo circular: πR^2 ou $\pi \frac{D^2}{4}$; $2\pi R$ ou πD

Tabela 6 – Propriedades dos fluídos

	T (°C)	μ (cP)	ρ (lb/ft ³)	c (Btu/lb.°F)	k (Btu/h.ft.°F.t ²)
Ar	30	0,0182	0,07273	0,25	0,0058
Água	23	1,002	622,43	1,00	0,3499

Fonte: Kern (1987)

Tabela 7 – Dimensões e propriedade térmica da tubulação de aço

	L (ft)	Diâmetro Nominal (in)	Diâmetro interno (ft)	Diâmetro externo (ft)	k (Btu/h.ft.°F.t ²)
Tubo externo	13,5216	3 ½	0,2917	0,3125	26
Tubo Externo	13,5216	6	0,5000	0,5164	26

Fonte: Kern (1987)

Através do uso das temperaturas de entrada e saída do ar média, de 27,694°C e 40,814°C, apresentadas nas Figuras 26 e 27, respectivamente, e da água de 23°C

mostrada na Tabela 6, se calculou a MLDT usando-se a Equação 67. Como os dados das propriedades dos fluidos foram encontrados em unidades inglesas, optou-se por calcular as temperaturas em °F, como segue:

$$MLDT = \frac{(104 - 73,4) - (80,6 - 73,4)}{\ln[(104 - 73,4) - (80,6 - 73,4)]}$$

$$MLDT = 26,1245 \text{ °F}$$

- Considerando-se a vazão do ar como sendo a média dada na Figura 29 (20,496 m³/h), como sendo igual a 723,81 ft³/h.

- A vazão da água de 49,440 ft³/h (1,4 m³/h), dada por uma bomba de 5,5 cv, com sucção de até 40 m.

- E pelo uso dos dados das Tabelas 6 e 7 da Equação 74, proposta por Morris e Whitman (1928) para os cálculos dos coeficientes de convecção (h_i) dos fluidos:

$$h_i = 0,0115 \cdot k_i \cdot D_i \left(\frac{D_i G_i}{\mu_i} \right)^{0,90} \left(\frac{c_i \mu_i}{k_i} \right)^{1/3} \quad (74)$$

Onde:

h_i é o coeficiente de convecção;

k é a condutividade térmica;

D_i é o diâmetro interno;

G_i é a vazão mássica;

μ_i é a viscosidade

c_i é o calor específico

Chegou-se aos valores de:

$$h_{\text{água}} = 40,5631 \text{ Btu/ft.h}^2.\text{°F}$$

$$h_{\text{ar}} = 5,2648 \text{ Btu/ft.h}^2.\text{°F}$$

Substituindo-se estes valores na Equação 50, obtém-se o valor da resistência térmica global, como sendo:

$$\frac{1}{U_c} = 713,2444$$

A área de troca de calor é dada pela Equação 75:

$$A = \pi.L.D_{\text{externo}} \quad (75)$$

Onde D_{externo} é o diâmetro externo do tubo interno e L a dimensão do tubo, relacionado na Tabela 7.

Substituindo-se os dados da Tabela 7 chega-se a um valor de:

$$A = 12,8837 \text{ ft}^2$$

E, a partir disto, pela substituição na Equação 52, se obtém a taxa de calor trocada no sistema:

$$Q = 0,4719 \text{ Btu/h}$$

Na Figura 32 ilustramos o diagrama do sistema

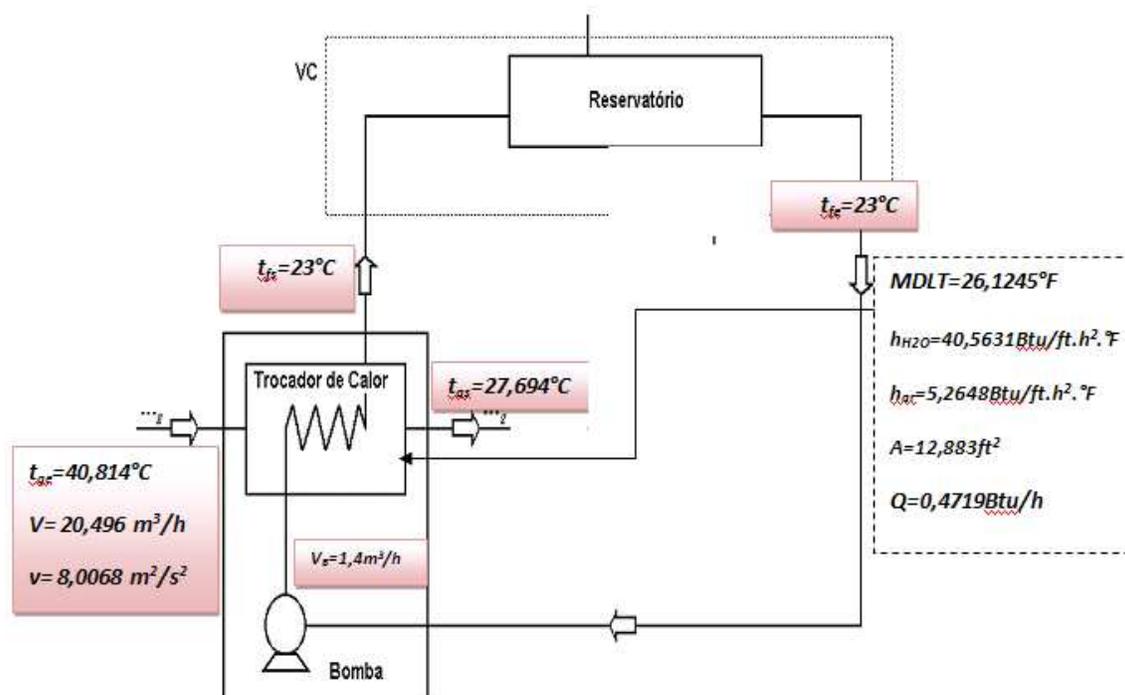


Figura 32: Diagrama do sistema

4.3. Viabilidade econômica do projeto

A opção de produção de energia distribuída recai na análise e viabilidade econômica financeira para implantação das alternativas às atuais convencionais, que advinda de avanços tecnológicos ou da otimização para redução de consumo consolidam a busca de uma melhor eficiência energética traduzida na redução de gastos para nossa empresa.

A análise da viabilidade econômica do projeto inclui os custos de inclusão do trocador de calor e propõe a avaliação de implantação da co-geração de energia nos horários de maior tarifa. Os benefícios almejados são a obtenção de benefícios como redução dos custos de manutenção, redução de consumo nos prédios, economia nas contas de energia, além da consolidar a proposta do trabalho de garantir o tratamento do ar quente dos dutos de saída para garantir e melhorar a eficiência do sistema gerador.

A aplicação do software HOROSAZONAL apresenta-se como a ferramenta de simulação de escolha da opção do uso de geradores de energia nas horas aonde as tarifas de energia são mais elevadas, além de fornecer recurso para opções de investimento.

Denomina-se hora de ponta aquela aonde a produção de energia é mais alta para atender a demanda de consumo. Para os grandes consumidores, as concessionárias de energia oferecem pacotes de contratos de fidelização com taxas diferenciadas reduzidas, porém ainda muito altas. Alimentam-se dados ao software HOROSAZONAL, como valores das tarifas da respectiva concessionária, demanda de contrata de consumo, gastos de manutenção, gastos com combustíveis e as taxas de mercado para as opções de financiamento.

Na seqüência apresenta-se na Figura 33 mostra a tela do software HOROSAZONAL usada para alimentar os valores das tarifas. Utiliza-se na simulação as tarifas da Concessionária AES Eletropaulo: tarifa da demanda fora da ponta de R\$ 7,99/kW. tarifa da demanda na ponta de R\$ 32,39/kW, tarifa de consumo fora ponta R\$ 0,159 e tarifa de consumo na ponta de R\$ 0,249.

AZUL											
Umido											
		Início da vigência	ICMS	Demanda (R\$/kW)		Consumo (R\$/kWh)		ICMS	Demanda (R\$/kW)		Se
				Ponta	F. Ponta	Ponta	F. Ponta		Ponta	F. Ponta	
51	44	EEB		18%	28,01	9,33	0,1700	0,0772	18%	28,01	9,33
52	45	EEVP		18%	28,82	9,60	0,1749	0,0795	18%	28,82	9,60
53	46	EFLUL		18%	24,69	8,24	0,1504	0,0681	18%	24,69	8,24
54	47	ELEKTRO		18%	23,87	7,95	0,1448	0,0658	18%	23,87	7,95
55	48	ELETROACRE		18%					18%	-	-
56	49	ELETROCAR		18%	16,16	5,38	0,0981	0,0455	18%	16,16	5,38
57	50	ELETRO NORTE		18%	23,61	7,88	0,1433	0,0650	18%	23,61	7,88
58	51	ELETROPAULO	01/06/2010	18%	32,39	7,99	0,2490	0,1591	18%	32,39	7,99
59	52	ELFSM		18%	24,68	8,23	0,1498	0,0681	18%	24,68	8,23
60	53	ENERGIPE		18%	27,49	9,09	0,1625	0,0754	18%	27,49	9,09
61	54	ENERSUL		18%	28,62	9,45	0,1753	0,0814	18%	28,62	9,45
62	55	ESCELSA		17%	23,03	7,70	0,1397	0,0634	17%	23,03	7,70
63	56	FORCEL		18%	22,34	7,43	0,1256	0,0615	18%	22,34	7,43
64	57	HIDROPAN		18%	16,54	5,53	0,1005	0,0456	18%	16,54	5,53
65	58	JARCEL		18%					18%	-	-
66	59	JOÃO CESA		18%	21,75	7,27	0,1320	0,0600	18%	21,75	7,27
67	60	LIGHT		18%	26,11	8,67	0,1585	0,0720	18%	26,11	8,67

Figura 33. Tela do software HOROSAZONAL de alimentação dos valores de tarifas

Outra tela que deve ser alimentada com dados é a dos gastos de manutenção apresentados, incluindo aqueles levantados pelo uso do trocador de calor, e demonstrado na Figura 34.

	A	K	L	M	N	O	P	AR
1	Grupo Gerador	S 450						
2	KW PRIME	328						
3	Serviços	Custo	Periodo	Custo/h				
4	Filtro de lubrificante	51,00	200	0,26				
5	Filtro de diesel	43,00	200	0,22				
6	Filtro de ar	187,00	1.000	0,19				
7	Filtro de água	50,00	200	0,25				
8	Troca de óleo lubrificante	162,80	200	0,81				
9	Sistema do Trocador de Calor	150,00	1.000	0,15				
10	Retífica completa do motor	13.000,00	12.000,00	1,08				
11	Revisão de bomba e bicos	1.500,00	3.000,00	0,50				
12	Revisão de turbina	1.500,00	3.000,00	0,50				
13	Bomba de água sistema do Trocador de calor	350	1000	0,35				
14		Custo Horário Total		4,30				
15	Consumos	Custo	Consumo	Custo/kWh				
16	Consumo de combustível/ hora	1,85	86,50	160,03				
17	Consumo de lubrificante/ hora	4,50	0,43	1,95				
18	Consumo de combustível/ kw.h	1,85	0,26	0,49				
19	Consumo de lubrificante/ kw.h	4,50	0,00	0,01				

Figura 34. Tela do software HOROSAZONAL de alimentação dos gastos de manutenção

A Figura 35 apresenta uma tela do Software HOROZONAL usado para fazer a simulação dos custos da implementação do sistema de geradores, utilizando-se uma demanda média de 1081 kW. Nesta tela estão apresentados os custos com o consumo de energia na instituição, na fase anterior a implementação do gerador. Como se vê o custo médio com o uso da energia é de aproximadamente R\$ 55.693,80 por mês. Observa-se que o software já determinou a quantidade de geradores que irão atender a demanda.

A partir de otimização da implantação da co-geração de energia, utilizando-se o uso do gerador de energia nos horários de ponta, obteve-se a seguinte Figura 36, que apresenta a redução de custos com energia. Observa-se que o software já determinou a quantidade de geradores que irão atender a demanda.

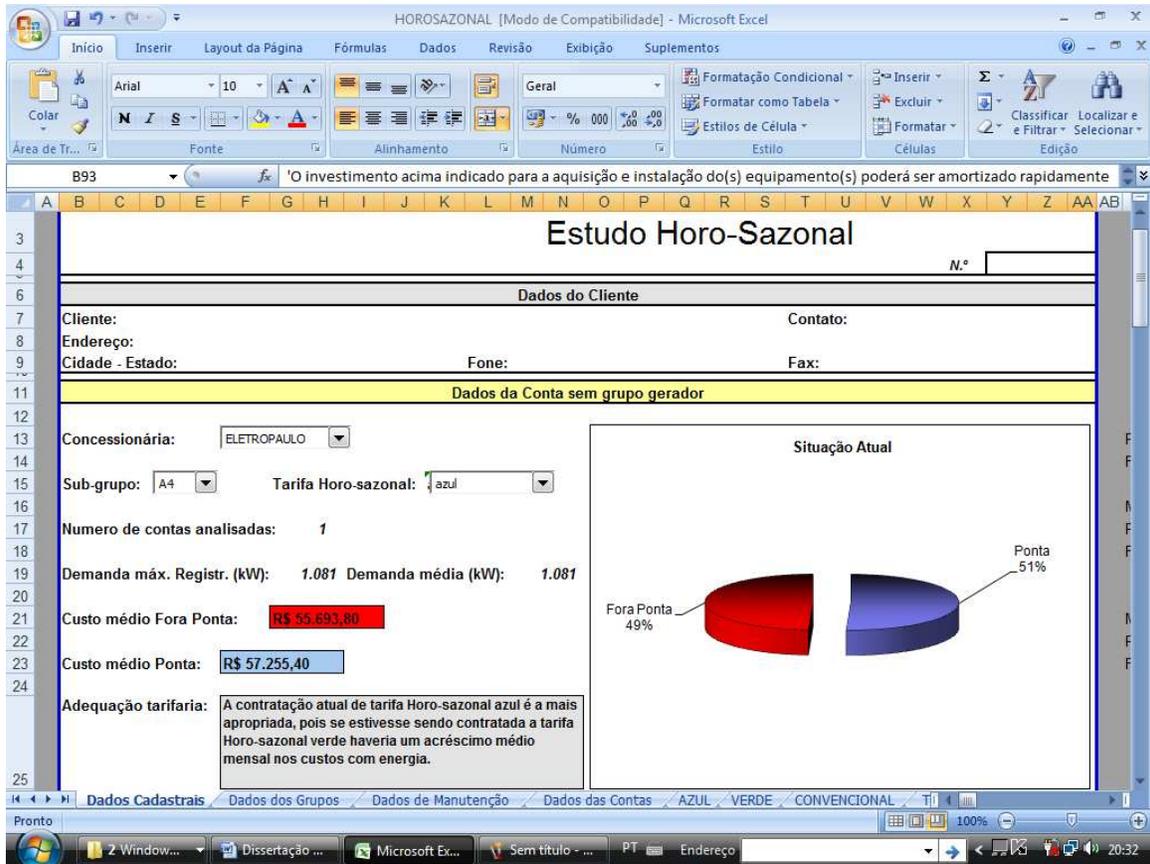


Figura 35: Custos com o consumo de energia na instituição, na fase anterior a implementação, sem o grupo gerador.

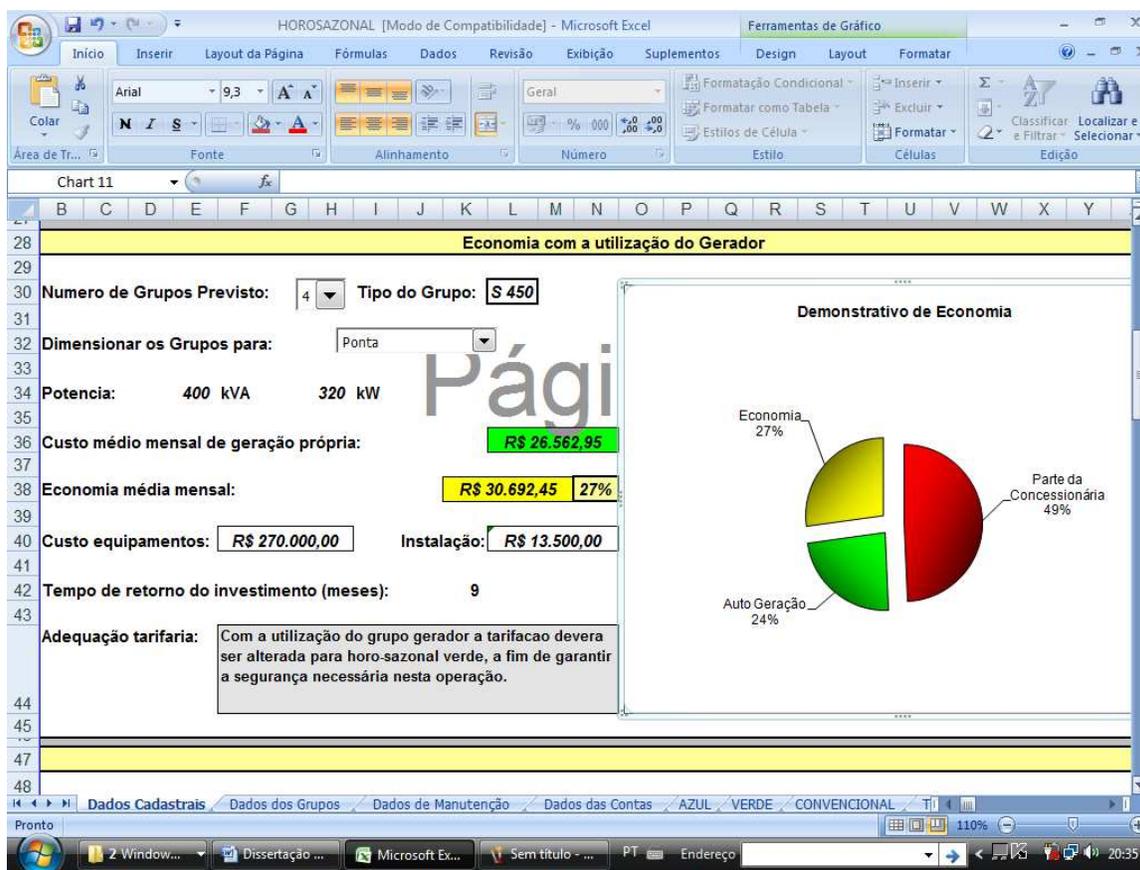


Figura 36: Custos com o consumos de energia na instituição, na fase posterior a implementação, com o grupo gerador.

Verifica-se na análise da tela simulador, que o software gerou, já apresenta uma taxa de retorno do investimento para a opção da escolha de usar-se o grupo gerador de energia no horário de ponta, ao custo de aproximadamente R\$ 300.000,00, somente considerando apenas com a economia de redução da conta da concessionária de R\$ 30.824,45, que pode ser utilizado como base de negociação para justificar o investimento.

Nas Figuras 37 e 38 seguintes, as telas do software HOROSAZONAL, apresentam-se a simulação de duas opções de investimento: Leasing e FINAME.

Objetivam-se equalizar-se os valores comparativos do investimento, usou-se a taxa de juros apropriada para cada investimento, sendo aproximadamente para o Leasing de 1,5% ao mês, enquanto para o FINAME de 5,5% ao ano, considerando-se o mesmo

período de financiamento de vinte e quatro meses e a mesma condição de investimento inicial de parcela inicial igual a zero.

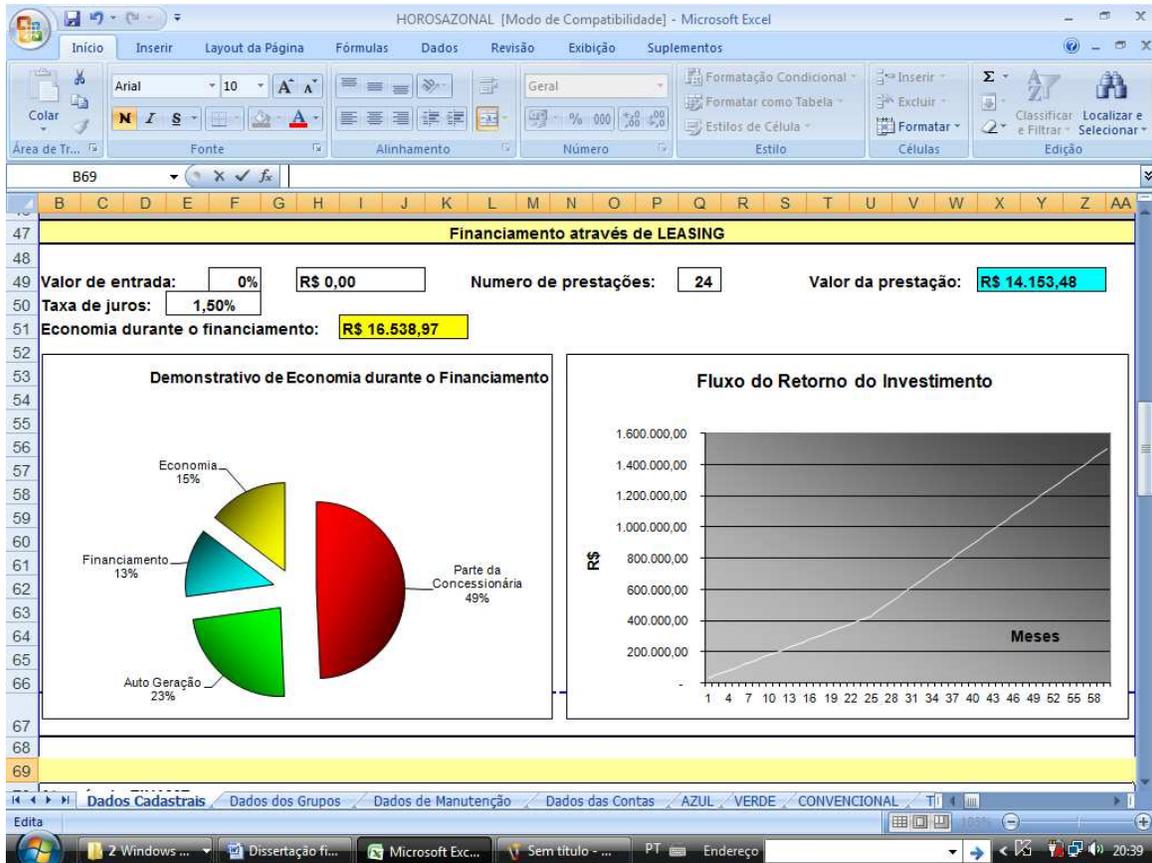


Figura 37: Simulação dos custos de financiamento comparados aos de consumo e economia, utilizando Leasing

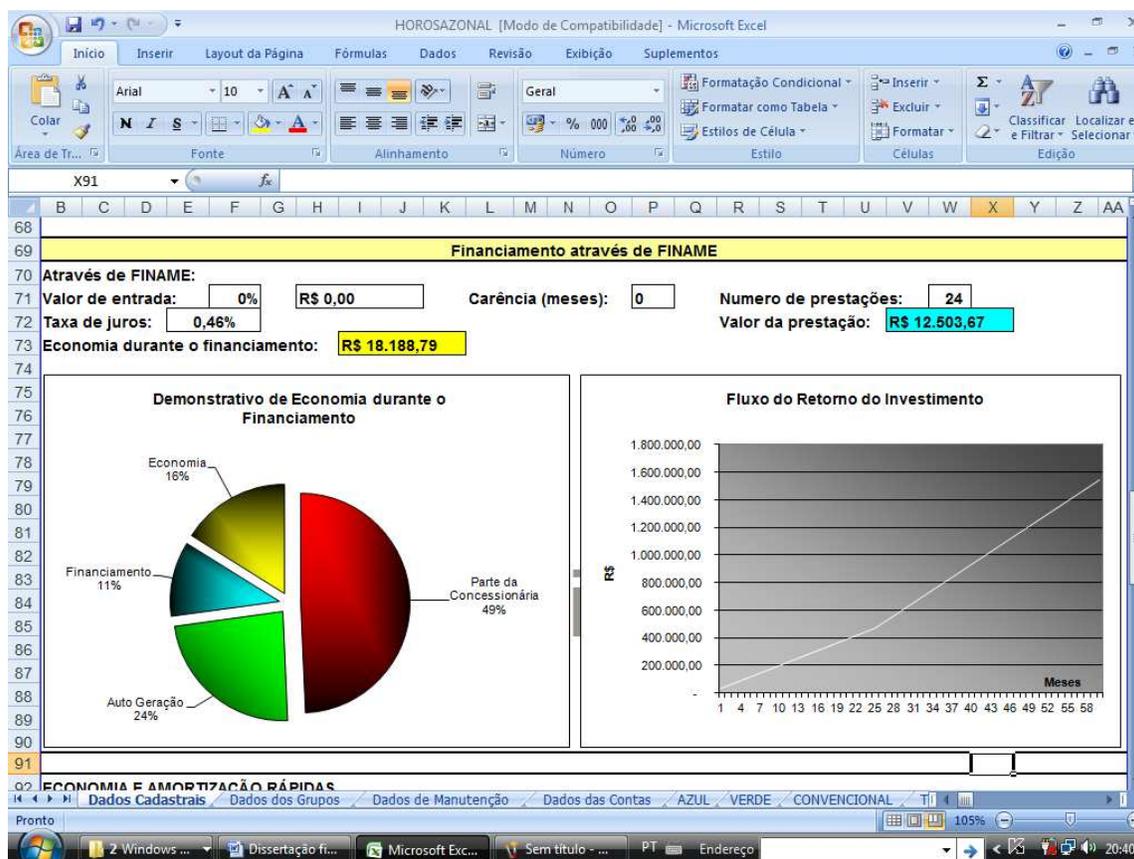


Figura 38: Simulação dos custos de financiamento comparados aos de consumo e economia, utilizando-se o FINAME

No mesmo software HOROSAZONAL apresenta-se fluxo de retorno dos investimentos que são equivalentes, em torno de 24 meses. Porém, financeiramente apresente um ligeiro diferencial a favor do FINAME que pagará mensalidades do investimento menores na ordem de R\$ 12.500,00, comparados com o Leasing que na ordem de R\$ 14.100,00. A economia no caso da opção pelo FINAME durante o mesmo período do financiamento de aproximadamente R\$ 38.400,00.

O investimento acima indicado para a aquisição e instalação do(s) equipamento(s) poderá amortizar-se rapidamente caso seja efetuado com recurso próprio. A aquisição do equipamento também poderá ser efetuada através de leasing ou FINAME, garantindo desde o início um ganho mensal mesmo com o pagamento das prestações.

Além da vantagem econômica propiciada pela utilização dos grupos geradores no horário de ponta, os mesmos também poderão ser utilizados como emergência no caso de falta de fornecimento da concessionária, garantindo o faturamento da empresa

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho, através registradores, foi possível obter-se uma relação de medições, necessária para se determinar parâmetros suficientes para o cálculo do projeto do trocador de calor. Acrescentam-se ainda aos cálculos as propriedades dos fluidos, as dimensões dos tubos e as propriedades térmicas da tubulação do aço, materiais estes utilizados na sua construção.

Verificou-se também que os equipamentos instalados mostram-se capazes de medir as temperaturas de entrada e saída do ar e do motor satisfatoriamente e estas temperaturas foram em média de 27,694°C, 40,814°C e 33,383°C, respectivamente.

Observou-se ainda que as temperaturas de entrada do ar foram praticamente estáveis, enquanto que os do ar de saída e do motor aumentaram gradualmente com o tempo.

O sistema de medição da vazão desenvolvida neste trabalho também apresentou resultados satisfatórios para a medição da vazão de saída do ar. Dados que foram extremamente úteis para os cálculos do balanço de energia no trocador de calor.

No caso da vazão e a diferença de pressão apresentaram pouca oscilação, sendo consideradas como constantes e iguais a 20,496 m³/h e 80,138 Pa, respectivamente.

A análise da viabilidade econômica do projeto inclui os custos de inclusão do trocador de calor e propõe a avaliação de implantação da co-geração de energia nos horários de maior tarifa. Após os cálculos usando-se o software HOROSAZONAL, comprovou-se que o retorno financiamento com o uso do gerador ocorre após os 20 meses e que após os 5 anos de uso a economia com o uso de energia chega aos R\$ 1.500.000,00.

Após os balanços energéticos, o trocador de calor de casco duplo ficou determinado como sendo: diâmetro do tubo interno 3 ½ polegada e diâmetro do tubo externo de 6 polegadas, ambos de aço carbono com 13,52 pés de comprimento linear de troca de calor. Usando uma vazão de 1,4 m³/h de água a 23°C, obteve-se uma taxa de troca de calor no sistema de 0,4719 Btu/h.

Conclui-se que é possível com a determinação da taxa de calor trocada no sistema do trocador de calor, garantir-se que há atenuação térmica interna nos grupos geradores de energia e pode ser controlada com alteração e controle dos parâmetros para seu cálculo.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se desenvolver o protótipo do trocador de calor, instalar registradores e comprovar os dados reais do experimento.

Outra abordagem faz-se com o desenvolvimento de um software de supervisão e controle dos parâmetros do projeto apresentado e simular diversas possibilidades reais.

Dando continuidade neste trabalho pode-se pesquisar o comportamento da troca de calor do fluido externo na coluna de sucção de até quarenta metros, dada pela bomba de 5,5 cv e utilizando-se a mesma vazão de água.

A partir dos registros de medições do trabalho, pode-se modelar através de software matemáticos a otimização dos pontos de temperatura, por exemplo, o MATLAB e modelar-se com software de termodinâmica, por exemplo, o HYSYS 2.0.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: Blücher, 2009.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Tradução, Katia Aparecida Roque. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

CHERCHIARO, D. F.; **Controle de temperatura de um trocador de calor**. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.

CREDER, Helio.; **Instalações Elétricas**. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

CUENCA, R. B. ; **Controle robusto aplicado a trocadores de calor**. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, 2009.

ESTEVES, A. C. ; **Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos**. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, 2009.

FGWILSON, Geradores de Energia.; **Manual Técnico de Geradores de Energia**. São Paulo: FGWilson, 2009.

FILHO, A. P.; **Desenvolvimento de simulador para análise de trocadores de calor como ferramenta de apoio às aulas de operações unitárias**. Universidade Metodista de Piracicaba. Disponível em:

<<http://www.unimep.br/phpg/mostraacademica/anais/4mostra/pdfs/470.pdf>> Acesso em: 20 de fev. 2012, 23:20:21.

FITZGERALD, A. E.; HIGGINBOTHAM, D. E. **Engenharia Elétrica**. Rio Grande do Sul: McGraw-Hill, 1981.

GALLI, M.; **Projeto e desenvolvimento de uma bancada didática de testes para análise de troca e estabilidade do sistema de controle**. Originalmente apresentada com dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2002.

GARCIA, C.; **Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletomecânicos**. São Paulo: EDUSP, 2005.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Ed. John Wiley & Sons, 2002.

MORRIS, F. H.; W. G. Whitman. **Temperature: It's Measurement and Control in Science and Industry**, American Institute of Physics. New York: Reinhold Publishing Corporation, 1928.

MÜLLER, J. F.; **Simulação para análise e projeto de controladores em processos da indústria petroquímica**. Originalmente apresentada como monografia para a disciplina DAS 5511, Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; Okiishi, T. H. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. Tradução, Euryale de Jesus Zerbini. 4. ed. São Paulo: Blücher, 2004.

KERN, Donald Q.; **Processos de transmissão de calor**. Rio de Janeiro: Ed. Guanabra Dois, 1987.

PRETI, R. O.; **Modelagem e de um sistema hidráulico proposto para funcionar como um amortecedor para pequenas amplitudes**. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Escola de Engenharia São Carlos da Universidade de São Paulo, 2007.

RAMOS, E. F.: **Análise do desempenho de um sistema de cogeração com uma microturbina a gás natural**. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2007.

SALAU, N. P. G.; SECCHI, A. R. ; TRIERWEILER, J. O.; NEUMANN, G. A.; **Comportamentos dinâmicos em um reator industrial de polimerização em fase gasosa**. *Revista Controle & Automação, Brasil*, v. 16, n 4, p.391-405, out. 2005.

SILVA, J. P.; COSTA, A. L. H.; PAREDES, M. L. L.; QUEIROZ, E. M.; **Simulação de trocadores de calor com mudança de fase**. In: Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, 3. 2005, Salvador. Anais eletrônicos...Salvador: IBP, 2005. Disponível em: [HTTP://www. >](http://www. >). Acesso em: 07 mar. 2011.

STRÖHER, R. G., et al.; **Experimental evaluation of the global heat transfer coefficient in a fixed bed.** Revista Acta Scientiarum, 2004. Disponível em: <<http://periodicos.uem.br/ojs/index.php/ActaSciTechnol> >, Acesso em: 2 de fev. 2012, 21:05:32.

TOMAZETI, C. A.; **Análise numérica do desempenho térmico de trocadores de calor de correntes cruzadas.** 191f. Originalmente apresentada como tese doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade de Campinas, 2006.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO.; **Anexo I – Rotina Matlab para linearização do modelo não linear do TC.** Disponível em:

<<http://www.teses.usp.br/disponiveis/3/3139/tde-13072011.../Anexos.pdf>> . Acesso em: 20 de mar. 2012, 23:20:21.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO.; **Modelos Matemáticos.** Disponível em:

<<http://www.teses.usp.br/disponiveis/3/3139/tde../Capitulo3.pdf> > . Acesso em: 12 de jan. 2012, 21:05:33.

VECTUS, Instrument.; **Manual Técnico de Instrumentos de Medição.** São Paulo: Vectus, 2010.

ANEXO

Tabela 8 – Dimensionamento de Tubos ABNT NBR 5580

NBR 5580														
TAMANHO NOMINAL	DIÂMETRO EXTERNO				LEVE			MÉDIO			PESADO			
	BÁSICO	MINIMO	MAXIMO	PESO			PESO			PESO				
				ESPESSURA (mm)	PRETO (Kg/m)	GALVANIZADO (Kg/m)	ESPESSURA (mm)	PRETO (Kg/m)	GALVANIZADO (Kg/m)	ESPESSURA (mm)	PRETO (Kg/m)	GALVANIZADO (Kg/m)		
15	1/2	21,3	21,0	21,7	2,25	1,060	1,108	2,65	1,220	1,267	3,00	1,350	1,396	
20	3/4	26,9	26,5	27,1	2,25	1,370	1,432	2,65	1,580	1,641	3,00	1,770	1,830	
25	1	33,7	33,3	34,0	2,65	2,030	2,108	3,35	2,510	2,586	3,75	2,770	2,845	
32	1 1/4	42,4	42,0	42,7	2,65	2,600	2,700	3,35	3,230	3,328	3,75	3,570	3,667	
40	1 1/2	48,3	47,9	48,6	3,00	3,350	3,464	3,35	3,710	3,833	3,75	4,120	4,232	
50	2	60,3	59,7	60,7	3,00	4,240	4,384	3,75	5,230	5,372	4,50	6,190	6,330	
65	2 1/2	76,1	75,3	76,3	3,35	6,010	6,192	3,75	6,690	6,872	4,50	7,950	8,130	
80	3	88,9	88,0	89,4	3,35	7,070	7,285	4,00	8,380	8,593	4,50	9,370	9,582	
90	3 1/2	101,6	100,3	102,1	3,75	9,050	9,296	4,25	10,200	10,445	5,00	11,910	12,153	
100	4	114,3	113,1	114,9	3,75	10,220	10,498	4,50	12,180	12,456	5,60	15,010	15,283	
150	6	165,1	163,9	166,5	-	-	-	5,00	19,740	20,142	5,60	22,030	22,431	

Zona desconhecida | Modo Protegido: Ativado

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO n.º. VEL-11-017

Nome do Cliente: VECTUS IMPORTATUM INSTRUMENTOS DE PRECISÃO LTDA
 Endereço: RUA CARLOS BUZZI, 14
 Bairro: JD. DAS ACÁCIAS
 Cidade: SÃO PAULO-SP

CEP: 04702-040

1 DESCRIÇÃO DO INSTRUMENTO

Instrumento: Termoanemometro
 Marca: AIR FLOW
 Modelo: LCA 6000
 Tipo: Eletrônico Digital
 Número de série: 103781

Data da calibração: 19/09/2011
 Data da emissão: 19/09/2011
 Freq. de calibração: Anual

Exatidão: $\pm 1\%$ fundo de escala
 (velocidade)

Faixa nominal do Instrumento: 0,25 a 30 m/s

Erro máximo admitido: $\pm 0,297$ m/s
 (velocidade)

Faixa de calibração: 0,3 a 10 m/s

2 EQUIPAMENTOS / PADRÕES

INSTRUMENTO	FABRICANTE	N.º. DE SÉRIE	MODELO	N.º. DO CERTIFICADO	ORGÃO EXP.
Transdutor de velocidade do ar	TSI INCORPORATED	510520	8455-12	CERT_XDUCER_3	TSI INCORPORATED
VALIDADE	FAIXA DE MEDIÇÃO	EXATIDÃO	RESOLUÇÃO	TEMP. DE OPERAÇÃO	UMID. DE OPERAÇÃO
03/03/2012	0 a 50 m/s	$\pm 0,5\%$ da leitura	0,001 m/s	0 a 93 °C	10 a 90 %

INSTRUMENTO	FABRICANTE	N.º. DE SÉRIE	MODELO	N.º. DO CERTIFICADO	ORGÃO EXP.
TERMOHIGROMETRO	ROTRONIC	60486788	HYGROPALM	LV 10640/11R1	VISOMES
VALIDADE	FAIXA DE MEDIÇÃO	EXATIDÃO	RESOLUÇÃO	TEMP. DE OPERAÇÃO	UMID. DE OPERAÇÃO
09/05/2012	-50 à 100 °C	$\pm 0,1\%$	0,1 °C	-50 à 100 °C	0 a 99% não condensada

3 NOTAS

As leituras para calibração da velocidade foram feitas na unidade m/s (metros por segundo). Os resultados apresentados neste certificado de calibração referem-se exclusivamente ao instrumento submetido ao ensaio realizado pela VEC-SOLUTIONS, nas condições especificadas não sendo extensivo a quaisquer outros instrumentos.

Calibrações foram registradas as variações de temperatura e umidade relativa apresentadas abaixo.

Temperatura: 21,9 a 22,2 °C Umidade Relativa: 62,8 a 63,2%

A incerteza expandida é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência K, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

Av da Invernada 12 - Vila Congonhas - CEP 04612-060 - São Paulo - SP
 Fone / fax 011 5096 4654

Para honra e glória de ΙΧΘΥΣ

Pág 1 de 1

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO n°. VEL-11-017**4 PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO**

PPCI-08 R0 – Procedimento para calibração de medidores de velocidade de ar no túnel de vento TUN-02. O procedimento utilizado baseia-se na comparação da velocidade indicada pelo medidor em calibração contra a velocidade indicada pelo instrumento padrão para medição de velocidade de ar.

5 RESULTADOS**VELOCIDADE**

Valor da leitura (m/s)	Valor padrão (m/s)	Diferença dos valores (m/s)	Desvio do fundo de escala (%)	Fator de abrangência K (-)	Incerteza combinada (%)
0,26	0,3	-0,04	-0,13	2	+/- 0,5
0,92	1,0	-0,08	-0,27	2	+/- 0,5
2,95	3,0	-0,05	-0,47	2	+/- 0,5
4,95	5,0	-0,05	-0,17	2	+/- 0,5
9,98	10,0	-0,02	-0,07	2	+/- 0,5

Anderson D. Batista
Anderson D. Batista
Controle de Qualidade

Vitor A. Carrara
Vitor A. Carrara
Assistente Técnico

Av da Invernada 12 - Vila Congonhas - CEP 04612-060 - São Paulo - SP
Fone / fax 011 5096 4654

Para honra e glória de ΙΧΘΥΣ

Pág 2 de 2



LABORATÓRIO DE METROLOGIA - VISOMES
CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº LV 10640/11R1

INTERESSADO: VEC-SOLUTIONS COMÉRCIO E SERVIÇOS DE AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO LTDA
AVENIDA DA INVERNADA, 12 - VILA CONGONHAS - SÃO PAULO - SP
CONTRATANTE: VEC-SOLUTIONS COMÉRCIO E SERVIÇOS DE AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO LTDA
AVENIDA DA INVERNADA, 12 - VILA CONGONHAS - SÃO PAULO - SP

DADOS DO EQUIPAMENTO E CONDIÇÕES DE CALIBRAÇÃO

MATERIAL CALIBRADO: TERMÔHIGRÔMETRO DIGITAL

MARCA:	ROTTRONIC	NR. DE CONTROLE:	IT-0/1
MODELO:	HIGROPALM	NR. DO SENSOR:	60562348
FAIXA DE MEDIÇÃO:	0 a 100% UR / -50 a 100°C	NR. DE SÉRIE:	60486780
VALOR DE UMA DIVISÃO:	0,1%UR / 0,1°C	TIPO DO SENSOR:	CAPACITIVO
NR. DA OS:	02231/11	LOCAL DA CALIBRAÇÃO:	VISOMES
CONDIÇÕES AMBIENTAIS:	23°C ± 5°C / MÁXIMO 78%	DATA DA CALIBRAÇÃO:	09/05/11

PADRÕES UTILIZADOS

CÓDIGO	DESCRIÇÃO	Nº DO CERTIFICADO	VALIDADE	RASTREABILIDADE
LT-275	Termômetro digital	LV 19295/10	31/07/2011	SI/INMETRO
LT-114	Medidor de Ponto de Orvalho	DIMCI 0186/2009	31/07/2011	INMETRO

PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO

A calibração foi realizada por comparação com o padrão em ambiente conhecido. Foi utilizada para esta calibração a Instrução de Trabalho - ILT 002 REV. 9

NOTAS E OBSERVAÇÕES PERTINENTES

- Os valores de temperatura apresentados estão em conformidade com a Escala Internacional de temperatura de 1990.
- A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t, com os graus de liberdade efetivos relatados (veff), corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
- O presente certificado refere-se exclusivamente ao instrumento calibrado, não sendo extensivo a lotes mesmo que similares.
- É proibida a reprodução parcial deste certificado.
- Este certificado atende aos requisitos de acreditação do CGCRE/INMETRO, o qual avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida.
- Calibração no sensor OUT (externo)
- Este certificado cancela e substitui o de nº LV 10640/11. Data da revisão: 22/07/11
- Motivo: correção no campo faixa de medição, erro de digitação.

Ricardo Mendes
Signatário Autorizado
Gerente Técnico Subs



LABORATÓRIO DE METROLOGIA - VISOMES
CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº LV 10640/11R1

INTERESSADO: VEC-SOLUTIONS COMÉRCIO E SERVIÇOS DE AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO LTDA
AVENIDA DA INVERNADA, 12 - VILA CONGONHAS - SÃO PAULO - SP

RESULTADOS OBTIDOS

Umidade Relativa (%UR)

MÉDIA DAS LEITURAS DO PADRÃO	MÉDIA DAS LEITURAS DO INSTRUMENTO	ERRO	INCERTEZA DE MEDIÇÃO (U)	FATOR DE ABRANGÊNCIA k	veff	TEMPERATURA DE REFERÊNCIA (°C)
34,9	35,3	0,4	1,0	2,00	Infinito	20
55,1	55,2	0,1	1,5	2,00	Infinito	20
74,9	74,2	-0,7	2,1	2,00	Infinito	20

Nota: Os valores de umidade relativa apresentados foram medidos à pressão atmosférica

Temperatura (°C)

MÉDIA DAS LEITURAS DO PADRÃO	MÉDIA DAS LEITURAS DO INSTRUMENTO	ERRO	INCERTEZA DE MEDIÇÃO (U)	FATOR DE ABRANGÊNCIA k	veff
15,0	15,3	0,3	0,3	2,00	Infinito
24,7	24,8	0,1	0,3	2,00	Infinito
35,0	35,2	0,2	0,3	2,00	Infinito

Laboratório de Calibração Acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o nº CAL 0471

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº LP - 784 / 11

DADOS DO CLIENTE
 Razão social: VEC-SOLUTIONS COM.E SERV.DE AR COND.E VENT.LTDA
 Endereço: AV.da Invernada,12 - São Paulo - SP
 Interessado: O mesmo

DADOS DO INSTRUMENTO
 Instrumento: Barômetro digital
 Fabricante: VECTUS
 Número de série: 43894
 Faixa de indicação: 600 à 1200
 Faixa de Calibração: 600 à 1200

DADOS DA CALIBRAÇÃO
 Data da calibração: 6/9/2011
 Nr. Ordem Serviço: 144/11
 Local da calibração: Laboratório Trical
 Procedimento: PO - 5.4 - 008 rev. 1

DADOS DO INSTRUMENTO
 Identificação: BAR-01
 Modelo: VEC - BAR 201
 Valor de uma divisão: 0.1
 Unidade: mbar
 Unidade: mbar

DADOS DA CALIBRAÇÃO
 Data de emissão: 6/9/2011
 Temperatura ambiente: 20 ± 2 °C
 Umidade ambiente: 50 ± 20 %ur

O instrumento calibrado foi comparado com um manômetro padrão nos pontos indicados abaixo, no sentido da avanço e no sentido do retorno (duas séries de repetições).

PADRES UTILIZADOS

código	descrição	data calibr.	nr. certificado	laboratório	validade	rastreab.
BAR-001	Barômetro digital	30/7/2010	CAL - 74 / 59/10	ABSI Industria	07/2012	RBC
THI-001	Termohigrômetro Digital	4/6/2011	RB - 5068/11	MASTERLABOR	06/2013	RBC

RESULTADOS

Dados da calibração

Indicação no instrumento (teste) mbar	Leitura no instrumento padrão (VC) em: mbar				
	Antes do ajuste	1º Ciclo		2º Ciclo	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
600.0	---	600.6	600.6	600.5	600.5
700.0	---	700.7	700.8	700.5	700.7
800.0	---	800.4	800.5	800.3	800.3
900.0	---	900.4	900.5	900.2	900.5
1.000.0	---	1.000.6	1.000.7	1.000.5	1.000.7
1.100.0	---	1.099.6	1.099.7	1.099.5	1.099.6
1.200.0	---	1.200.3	1.200.3	1.200.3	1.200.3

RESULTADOS

Cálculos da calibração

Indicação no instrumento (teste) mbar	Leitura no instrumento padrão (kPa)	Erro de Indicação mbar	Histerese %	Fator k	Incerteza Expandida Medição mbar
600.0	60.0	0.6	0.00	2.0	0.9
700.0	70.0	0.8	0.02	2.2	1.0
800.0	80.0	0.5	0.03	2.5	1.1
900.0	90.0	0.5	0.05	2.5	1.1
1.000.0	100.0	0.7	0.03	2.5	1.1
1.100.0	110.0	0.6	0.02	2.5	1.1
1.200.0	120.0	0.3	0.00	2.0	0.9

Erro Fiducial = 0,13 % Repetitividade = 0,02 %

- OBSERVAÇÕES**
- Os resultados deste certificado de calibração referem-se somente ao instrumento calibrado.
 - Este certificado de calibração somente pode ser reproduzido por inteiro, sendo proibida sua reprodução parcial.
 - A incerteza expandida de medição relacionada e declarada como a incerteza padrão de medição, multiplicada por um fator de abrangência k, que para uma distribuição normal corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
 - Erro encontrado = indicação no instrumento - leitura no instrumento padrão (valores absolutos).
 - Erro Fiducial: Maior erro em um ponto da escala, tanto no avanço quanto no retorno, multiplicado por 100 e dividido pela amplitude da faixa da escala.
 - Histerese: Maior erro de indicação encontrado em um ponto da escala, tanto no sentido do avanço quanto no sentido do retorno, multiplicado por 100 e dividido pela amplitude da faixa da escala.
 - Fator de conversão do SI (kPa) para unidade do manômetro 10mbar.
 - Pressão Atmosférica no momento da calibração = 925.6 mbar.

Técnico executante: Edenilson Lourenço da Cunha
 Edenilson Lourenço da Cunha
 Signatário Autorizado

FL 1/1

Este certificado atende aos requisitos de acreditação da Cgcre que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida. (ou ao Sistema Internacional de unidades - SI)