

FERNANDO SILVA DUDERSTADT  
RULIANO BAGNHUK

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR  
COM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO ENERGIA  
SOLAR COMO FONTE TÉRMICA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO  
**(TCC2)**

CURITIBA

2014

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "PROJETO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO ENERGIA SOLAR COMO FONTE TÉRMICA", realizado pelos alunos Fernando Duderstadt e Ruliano Bagnhuk, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Me. Eng. Raul Henrique Erthal

UTFPR - Damec

Orientador

Prof. Dr. Eng. Paulo Henrique Dias dos Santos

UTFPR - Damec

Avaliador

Prof. Dr. Eng. Eduardo Matos Germer

UTFPR - Damec

Avaliador

Curitiba, 02 de Fevereiro de 2015.

## RESUMO

Os sistemas de condicionamento de ar com refrigeração por compressão de vapor estão se tornando cada vez mais acessíveis a um maior número de pessoas. Este fato implica em um aumento significativo no consumo de energia elétrica destes equipamentos. Portanto, surge a oportunidade de utilizar fontes alternativas de energia para os processos de climatização. Neste trabalho foi desenvolvido um estudo de caso referente a um projeto de condicionamento de ar com refrigeração por absorção, tendo como fonte térmica a energia solar. O projeto foi desenvolvido seguindo normas específicas, ASHRAE e NBR 16401. Para alcançar este objetivo, primeiramente foi definida a edificação objeto de estudo e posteriormente realizado o cálculo relativo à carga térmica. Em seguida, por meio da carta psicrométrica, foram calculadas as massas de insuflamento a serem distribuídas em cada ambiente, de modo a alcançar o conforto térmico. Para conduzir e insuflar o ar refrigerado nos ambientes foi dimensionado uma rede de dutos, acessórios e ventilador. Paralelamente, para realizar a refrigeração do ar, foi selecionada uma máquina de refrigeração por absorção que utiliza solução binária água-brometo de lítio como fluido de trabalho. Este equipamento é alimentado por um reservatório térmico à temperatura constante, uma vez que toda energia térmica produzida no sistema é oriunda de coletores solares à vácuo. Este sistema realiza a termoacumulação de energia, operando em função da carga térmica e da irradiação solar disponível. Para a interligação de todos os equipamentos, foi projetado um sistema hidráulico que contempla a seleção de bombas e o dimensionamento da tubulação. O memorial de cálculo do projeto é apresentado por meio de uma planilha eletrônica contendo todos os cálculos pertinentes, de modo a ilustrar detalhadamente os procedimentos realizados. O estudo de caso resultou em um projeto de climatização que obteve como resultado um fator solar de 1,23, ou seja, caracterizando um armazenamento de energia durante o dia de projeto. Definiu-se também a densidade de carga térmica por unidade de área útil relativa aos coletores. Este cálculo demonstrou que para cada metro quadrado de coletor é possível gerar 0,20 KW de refrigeração na condição de projeto. Por fim, a viabilidade econômica do projeto foi desenvolvida através do comparativo entre o sistema de refrigeração por absorção e o sistema convencional por compressão de vapor. Realizou-se o levantamento de custos de aquisição e operação dos dois sistemas e verificou-se que, apesar de haver uma diferença no investimento inicial de R\$ 115.822,50, este valor é ressarcido por meio da economia de energia elétrica em um período de aproximadamente nove anos e meio.

**Palavras-chave:** Refrigeração por absorção. Energia solar. Carga térmica. Rede de dutos. Sistema hidráulico.

## ABSTRACT

Air conditioning systems by vapor compression refrigeration have become increasingly accessible to more people. This fact implies a significant increase in electricity consumption of this equipment. Therefore, there is the opportunity to use alternative sources of energy for air conditioning processes. This work developed a case study related to an air conditioning project-cooled absorption, with the heat source solar energy. The project was developed following specific standards, ASHRAE and NBR 16401. To accomplish this, the building was first defined object of study and subsequently carried out the calculation on the thermal load. Then, using the psychrometric chart, the masses were calculated supply air to be distributed in each environment to achieve thermal comfort. To drive and inflate the air cooled environments has been designed in a network of pipes, accessories and fan. Meanwhile, to perform the air cooling was selected for an absorption refrigerating machine which uses binary solution of water-lithium bromide as working fluid. This equipment is supplied by a heat reservoir at a constant temperature, since any thermal energy generated in the system comes from solar collectors vacuum. This system performs the thermal storage of energy, operating according to the thermal load and the available sunlight. For the interconnection of all equipment, was designed a hydraulic system which includes the selection of pumps and pipe sizing. The project calculation memorial is presented through a spreadsheet containing all relevant calculations in order to illustrate in detail the procedures performed. The case study resulted in an HVAC project that got results in a solar factor of 1.23, featuring energy storage during the project day. It also determined the thermal load density per unit of floor area on collectors. This calculation showed that for every square meter of collector can generate 0.20 kW of cooling in the design condition. Finally, the economic viability of the project was developed through the comparison between the cooling system for absorption and conventional vapor compression system. We carried out the survey acquisition and operating costs of the two systems and found that, although there is a difference in initial investment of R\$ 115,822.50, this value is refunded through electricity savings in a period of about nine and a half years.

**Keywords: Refrigeration absorption. Solar power. Thermal load. Hydraulic Pipeline.**

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Perfil de consumo doméstico de energia elétrica. ....	18
Figura 1.2 - Consumo energético em potencial. ....	19
Figura 1.3 - Radiação solar no Brasil – média anual típica.....	21
Figura 2.4 - Fatores que afetam o conforto térmico.....	25
Figura 2.5 - Processo psicrométrico relativo à mudança na condição do ar exterior para a condição de conforto térmico.....	32
Figura 2.6 - Desenho esquemático da instalação de ar condicionado.....	33
Figura 2.7 - Obtenção da temperatura de serpentina (S) utilizando a carta psicrométrica. ....	34
Figura 2.8 - Obtenção do ponto de estado de mistura (M). ....	35
Figura 2.9 - Obtenção do ponto de estado de mistura (I). ....	36
Figura 2.10 – Processo de resfriamento do ar no SRD. ....	36
Figura 2.11 - Ciclo psicrométrico exemplificado. ....	37
Figura 2.12 - Curva de desempenho dos ventiladores. ....	40
Figura 2.13 - Ábaco de seleção de ventiladores.....	41
Figura 2.14 - Difusores e Grelhas.....	43
Figura 2.15 - Ábaco de seleção de bombas .....	45
Figura 2.16 - Curva característica da bomba X Curva do sistema.....	46
Figura 2.17 - Resistências térmicas da tubulação. ....	47
Figura 2.18 - Esquemático do Sistema de Refrigeração por Absorção, amônia-água, de único efeito.....	49
Figura 2.19 - Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo teórico de refrigeração. ...	51
Figura 2.20 - Coletor solar a vácuo.....	55
Figura 2.21 - Princípio de funcionamento do coletor solar a vácuo. ....	56
Figura 2.22 - Associação de coletores solares a vácuo.....	57
Figura 2.23 - Associações de coletores em série e paralelo.....	58
Figura 2.24 - Resistência térmica do tanque de armazenamento.....	59
Figura 3.25 - Dimensões e orientação cardinal da edificação. ....	64
Figura 3.26 - Comportamento da carga térmica total da edificação ao longo do dia de projeto. ....	70
Figura 3.27 - Parcelas da carga térmica.....	72

Figura 3.28 - Desenho isométrico dos dutos. ....	75
Figura 3.29 - Desenho detalhado dos dutos. ....	76
Figura 3.30 - Esquemático do sistema térmico da edificação. ....	80
Figura 3.31 - Desenho esquemático da bateria de coletores. ....	84
Figura 3.32 - Gráfico de insolação e carga térmica x horário solar. ....	85
Figura 3.33 - Circuito de água gelada. ....	88
Figura 3.34 - Circuito dos coletores. ....	90
Figura 3.35 - Circuito de água quente. ....	93
Figura 3.36 - Circuito de resfriamento. ....	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores característicos para fatores de by-pass.....	32
Tabela 2.2 - Tipos de coletores solares (traduzido).....	54
Tabela 3.3 - Requisitos de projeto. ....	65
Tabela 3.4 - Vazões de renovação de ar.....	66
Tabela 3.5 - Dados climáticos da cidade de Curitiba-Pr. ....	66
Tabela 3.6 - Insolação máxima, corrigida e de referência para cada orientação. .....	67
Tabela 3.7 - Geração interna de calor e umidade (Ocupação).....	68
Tabela 3.8 - Geração interna de calor (Iluminação).....	68
Tabela 3.9 - Geração interna de calor e umidade (Equipamentos). ....	69
Tabela 3.10 - Propriedades do ar nos pontos de estado (E), (C) e (O) .....	69
Tabela 3.11 - Cargas térmicas de renovação sensível e latente. ....	70
Tabela 3.12 - Valores da carga térmica total em função do horário solar. ....	71
Tabela 3.13 - Carga térmica total por ambiente às 17:00.....	72
Tabela 3.14 - Vazões de insuflamento.....	73
Tabela 3.15 - Características do SRD. ....	74
Tabela 3.16 - Dimensões e perdas de carga nos dutos. ....	77
Tabela 3.17 - Perdas de carga em singularidades. ....	78
Tabela 3.18 - Ponto de operação do ventilador.....	79
Tabela 3.19 - Especificações técnicas do equipamento de refrigeração. ....	81
Tabela 3.20 - Especificações técnicas da torre de resfriamento.....	82
Tabela 3.21 - Condições de operação dos coletores solares a vácuo.....	83
Tabela 3.22 - Especificações técnicas resumidas do reservatório térmico.....	86
Tabela 3.23 - Perdas térmicas nas tubulações e reservatório.....	87
Tabela 3.24 - Lista de equipamentos, acessórios, tubulações e respectivas perdas de carga do circuito de água gelada.....	89
Tabela 3.25 - Condições de operação da bomba B1.....	89
Tabela 3.26 - Lista de acessórios e equipamentos do circuito dos coletores. .	91
Tabela 3.27 - Condições de operação da bomba B2.....	92

Tabela 3.28 - Lista de acessórios e equipamentos do circuito de água quente. .....	94
Tabela 3.29 - Condições de operação da bomba B3.....	95
Tabela 3.30 - Lista de acessórios e equipamentos do circuito de resfriamento. .....	96
Tabela 3.31 - Condições de operação da bomba B4.....	97
Tabela 3.32 - Planilha de resultados. ....	99
Tabela 3.33 - Comparativo de consumo energético .....	99



## Lista 1

## Lista 2

## Lista 3

## Lista 4

## Lista 5

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>17</b>
1.1	Caracterização da Oportunidade	17
1.2	Objetivos	21
1.3	Justificativa	22
1.4	Estrutura do trabalho	22
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>24</b>
2.1	Conforto térmico e requisitos de projeto	24
2.2	Carga térmica	26
2.2.1	Transmissão de calor por insolação através dos vidros	27
2.2.2	Transmissão de calor por condução através dos vidros	28
2.2.3	Transmissão de calor através das paredes	28
2.2.4	Geração de calor e umidade por fontes internas	29
2.2.5	Cargas de infiltração e renovação de ar exterior	30
2.3	Cálculo das vazões de insuflamento	33
2.4	Dimensionamento dos elementos de tubulação de ar e água	37
2.4.1	Métodos para dimensionamento de dutos	38
2.4.2	Perdas de carga em tubulações	39
2.4.3	Ventiladores	40
2.4.4	Distribuição de ar nos ambientes	42
2.4.5	Válvulas, filtros e dispositivos de controle	43
2.4.6	Bombas hidráulicas	44
2.4.7	Isolamento térmico nas tubulações	46
2.5	Refrigeração por absorção	48
2.6	Energia solar	53
2.6.1	Coletores solares	53
2.6.2	Reservatório térmico	58
2.6.3	Fonte de alimentação auxiliar	60
2.7	Viabilidade econômica de projetos	61
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b>	<b>63</b>
3.1	Dados e requisitos de projeto	64
3.2	Cálculo de carga térmica	67
3.2.1	Transmissões de calor através de vidros e paredes	67
3.2.2	Geração de calor e umidade por fontes internas	68
3.2.3	Cargas térmicas provenientes da renovação de ar	69
3.3	Cálculo das vazões de insuflamento	72
3.4	Dimensionamento dos meios de condução de ar e ventilação	74
3.5	Seleção dos equipamentos de refrigeração	80
3.6	Seleção do sistema de geração e armazenamento de energia térmica	83
3.7	Dimensionamento da rede hidráulica e sistema de bombeamento	87
3.7.1	Circuito de água gelada	88

3.7.2	Circuito dos coletores	90
3.7.3	Circuito de água quente	92
3.7.4	Circuito de resfriamento	95
3.6.5	Circuito de alimentação	97
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>98</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>102</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>104</b>
<b>7</b>	<b>APÊNDICES</b>	<b>109</b>
APÊNDICE A	Desenhos das instalações de condicionamento de ar	109
A.1	Planta baixa da edificação e materiais construtivos	109
A.2	Modelo 3D da disposição dos equipamentos na edificação	110
A.3	Desenho das instalações hidráulicas	111
APÊNDICE B	Resumo dos cálculos de carga térmica.	112
B.1	Parâmetros para o cálculo de carga térmica (Carrier, 1980).	112
B.2	Carga térmica total por ambiente.	114
B.3	Perfis de carga térmica total por ambiente versus horário solar.	116
APÊNDICE C	– Cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor	119
C.1	Cálculo para o reservatório térmico.	119
C.2	Cálculo para a tubulação a 90°C..	121
C.3	Cálculo para a tubulação a 80°C	124
C.4	Cálculo para a tubulação a 14°C.	127
C.5	Cálculo para a tubulação a 7°C.	130
<b>8</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>133</b>
8.1	Anexo A Tabelas da NBR 16401 (2008).	133
A.1	Dados climáticos de projeto.	133
A.2	Taxas típicas de calor liberado por pessoas.	134
A.3	Taxas típicas de dissipação de calor por iluminação.	135
A.4	Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório (Computadores).	136
A.5	Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório (Impressoras e Copiadoras).	136
A.6	Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório (Diversos).	137
A.7	Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação.	137
A.8	Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação.	139
8.2	Anexo B Tabelas do Manual do Ar Condicionado, Carrier (1980) Traduzida).	140
B.1	Insolação incidente para 20°S e 30°S.	140
B.2	Correções para a temperatura externa de projeto em função da hora considerada.	142
B.3	Fator de redução através dos vidros.	142
B.4	Fatores de armazenamento de carga térmica (Insolação), para funcionamento de 12 horas diárias à temperatura interior constante.	143

B.5 Correção da diferença equivalente de temperatura.	144
B.6 Diferença equivalente de temperatura (°C), válida para paredes ensolaradas ou em sombra.	145
B.7 Diferença equivalente de temperatura (°C), válida para o teto ensolarado ou em sombra.	146
8.3 Anexo C Tabelas da ASHRAE (2009).	147
C.1 Diâmetro Equivalente (Rectangular Ducts).	147
C.2 Rugosidade Absoluta.	148
C.3 Simbologia (Singularidades).	149
C.4 Curva de raio constante	149
C.5 Joelho com pás direcionadoras de fluxo	150
C.6 Redução	150
C.7 Transições de tamanho	151
C.8 Saída do ventilador	151
C.9 Diagrama de Moody (Rugosidade relativa X Reynolds).	152
8.4 Anexo D Equipamentos.	153
D.1 Máquina de Refrigeração por Absorção (WEGRACAL SE 15)	153
D.2 Torre de Resfriamento (HTM 590 5G-INS)	155
D.3 Coletores Solares (CPC12 e CPC18)	157
D.4 Serpentina de Resfriamento e Desumidificação	159
D.5 Ventilador (Tipo SIROCCO TSA 15/7)	160
D.6 Reservatório Térmico (SPS 5000)	162
D.7 Fonte Auxiliar – Resistência Térmica (XC46221CEP*3).	164
D.8 Difusores (ADLQ-AG)	166
D.9 Grelhas (AR-A)	170
D.10 Bombas.	172
D.11 Filtros	180
D.12 Válvulas	183
D.13 Medidores de Vazão e Temperatura.	188
D.14 Isolamento em Tubulações.	190



# 1 INTRODUÇÃO

A climatização de ambientes é um conceito relativamente recente, tendo sido idealizado pelo Eng. norte americano Willis Carrier em 1902, quando houve a necessidade da desumidificação do ar interno de uma indústria gráfica. Como o clima na região era tórrido e úmido, as impressões de papel absorviam uma quantidade excessiva de umidade e acabavam por borrar tais impressões. Para solucionar o problema, Carrier desenvolveu um mecanismo no qual o ar circulava por dutos resfriados, condensando uma parcela da umidade contida no ar e desta forma tornando o ambiente adequado para a atividade produtiva (CARRIER, 1980).

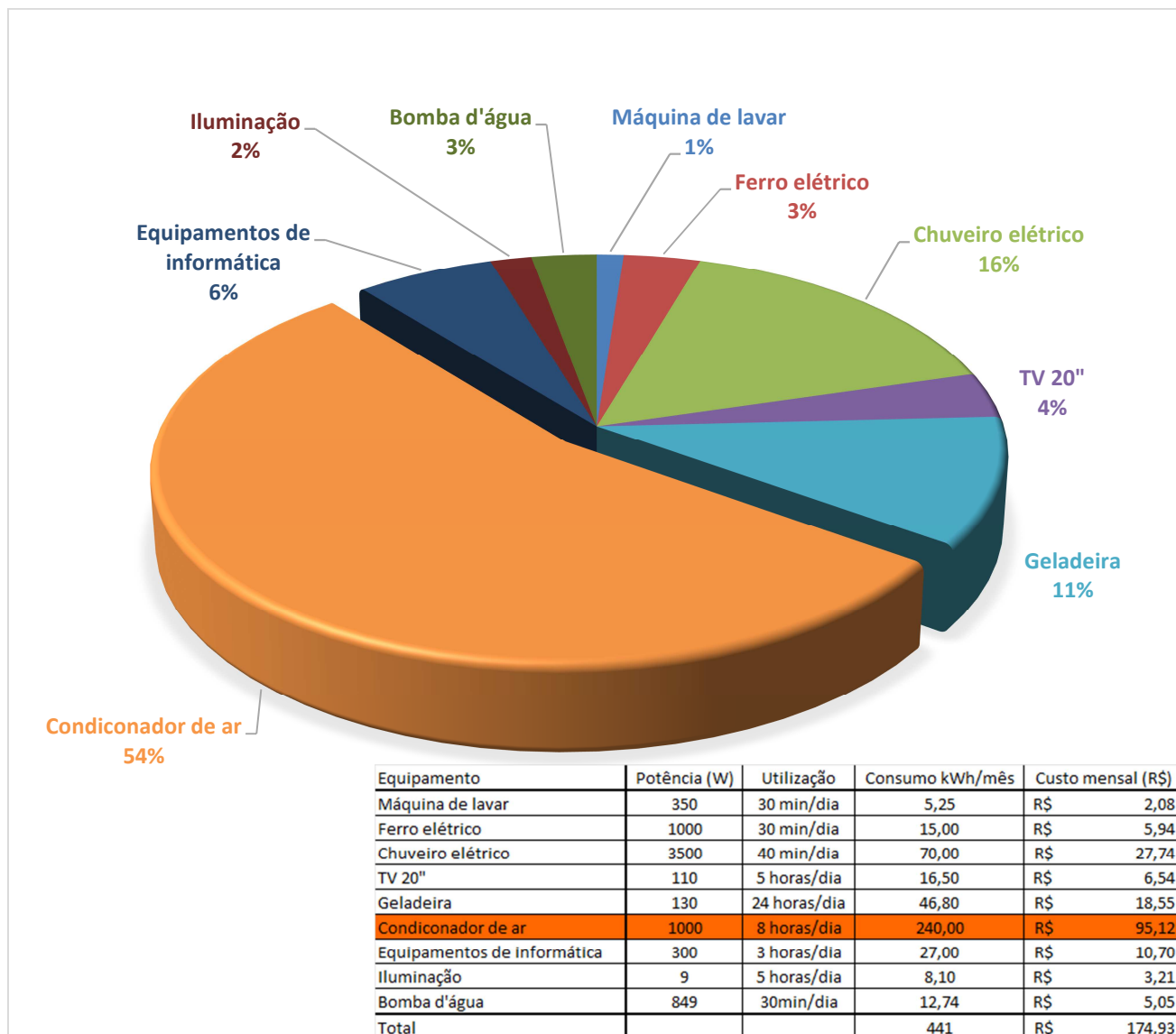
Como era de se esperar, a expansão comercial da invenção de Carrier não demorou a ocorrer. Vários setores da indústria, tais como a têxtil, de papel e de tabaco solucionaram seus problemas com o controle de temperatura e umidade do ar nas suas instalações. Posteriormente, o conceito foi aplicado às residências, hospitais e em ambientes comerciais. Nos anos 50, os condicionares de ar tomaram forma e foram desenvolvidos modelos residenciais produzidos em massa. Com isso, Carrier providenciou inovações que até hoje nos auxiliam no desenvolvimento de novas tecnologias no que tange o condicionamento de ar (CARRIER, 1980).

Para Creder (1985), condicionar o ar em um recinto significa submetê-lo a certas condições, compatíveis com o objetivo da instalação, independentemente das características exteriores. De um modo geral, controla-se a temperatura, umidade relativa, velocidade e pureza do ar, a fim de alcançar um melhor desempenho ou durabilidade de equipamentos ou processos.

## 1.1 Caracterização da Oportunidade

O condicionamento de ar com refrigeração por compressão de vapor vem ocupando um espaço muito importante na sociedade, uma vez que além das necessidades industriais supridas pela tecnologia de climatização, foi apresentado à população o bem estar gerado por estes sistemas. Atualmente, com o aumento do poder aquisitivo brasileiro e com o desenvolvimento econômico do país, estima-se que o uso do condicionador de ar pode aumentar em até 120% o gasto de energia

elétrica nos domicílios, segundo cálculo feito a partir do simulador de consumo de energia elétrica da concessionária COPEL em 2014.



**Figura 1.1 - Perfil de consumo doméstico de energia elétrica.**

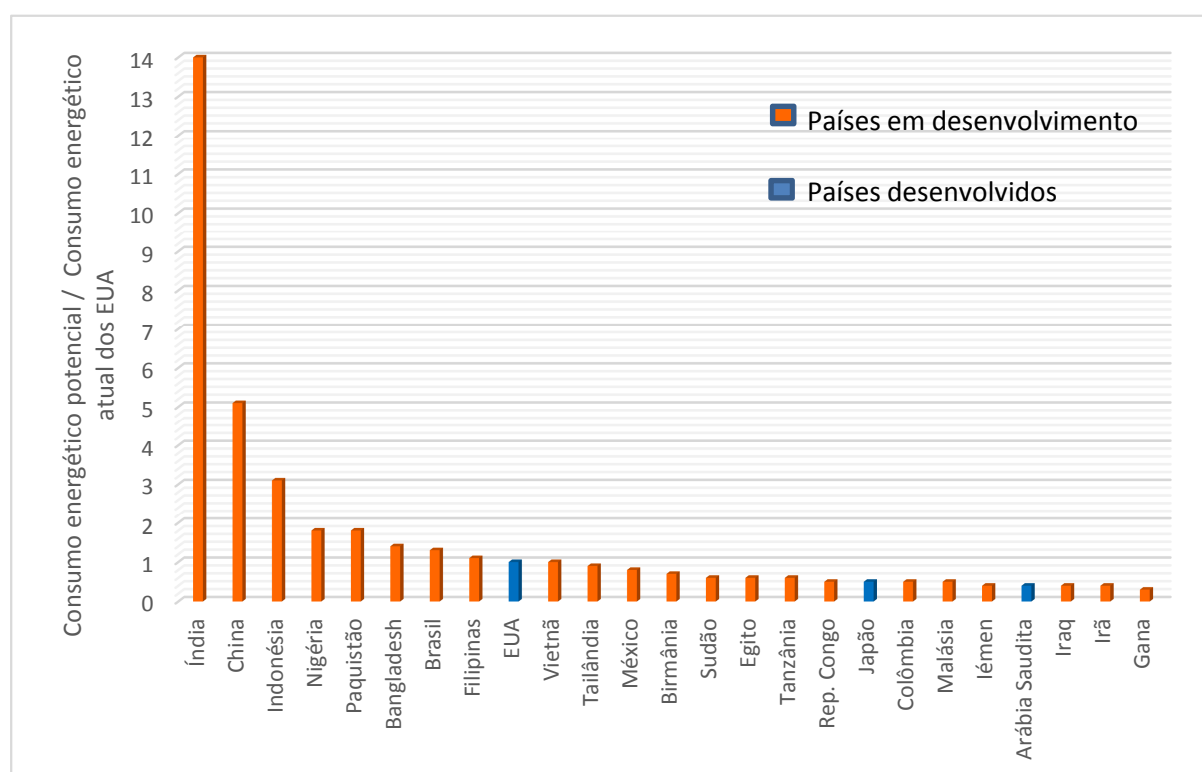
**Fonte: Autoria própria.**

De acordo com a figura (1.1) a utilização do condicionador de ar, que utiliza o ciclo de compressão de vapor, durante 8 horas por dia representa um gasto mensal de 240 kWh. Todos os outros aparelhos (máquina de lavar, bomba d'água, ferro elétrico, lâmpadas fluorescentes, computador, chuveiro, televisão e geladeira), juntos, gastam em média 201 kWh por mês. Ou seja, a família que utilizar o condicionador de ar todos os dias do mês gastará, em média, cerca de 441 kWh, 120% a mais do que gastaria se não possuísse este aparelho. O condicionador de

ar, portanto, representa a maior parcela do consumo doméstico total seguido pelo chuveiro elétrico, que consome 70 kWh mensais se utilizado durante 40 minutos diários. Na fatura, considerando os valores praticados pela COPEL até a data deste trabalho (R\$ 0,39 / kWh), o consumidor gastaria quase R\$ 100,00 apenas com climatização, caso o aparelho permaneça ligado todos os dias do mês.

Esta realidade não é apenas no âmbito nacional, uma vez que outros países possuem potencial igual ou superior no consumo de aparelhos de condicionamento de ar por compressão de vapor. Atualmente, os EUA são os que mais utilizam esse tipo de aparelho para o conforto térmico, visto que 87% das residências o possuem. Entretanto, à medida que as condições econômicas de outros países progredirem, o uso desse eletrodoméstico tende a disparar, colocando uma pressão sem precedentes sobre a oferta global de energia.

Segundo Sivak (2013), como mostrado na figura (1.2), oito países em desenvolvimento (Índia, China, Indonésia, Nigéria, Paquistão, Bangladesh, Brasil e Filipinas) têm potencial para superar os EUA até 2100.



**Figura 1.2 - Consumo energético em potencial.**

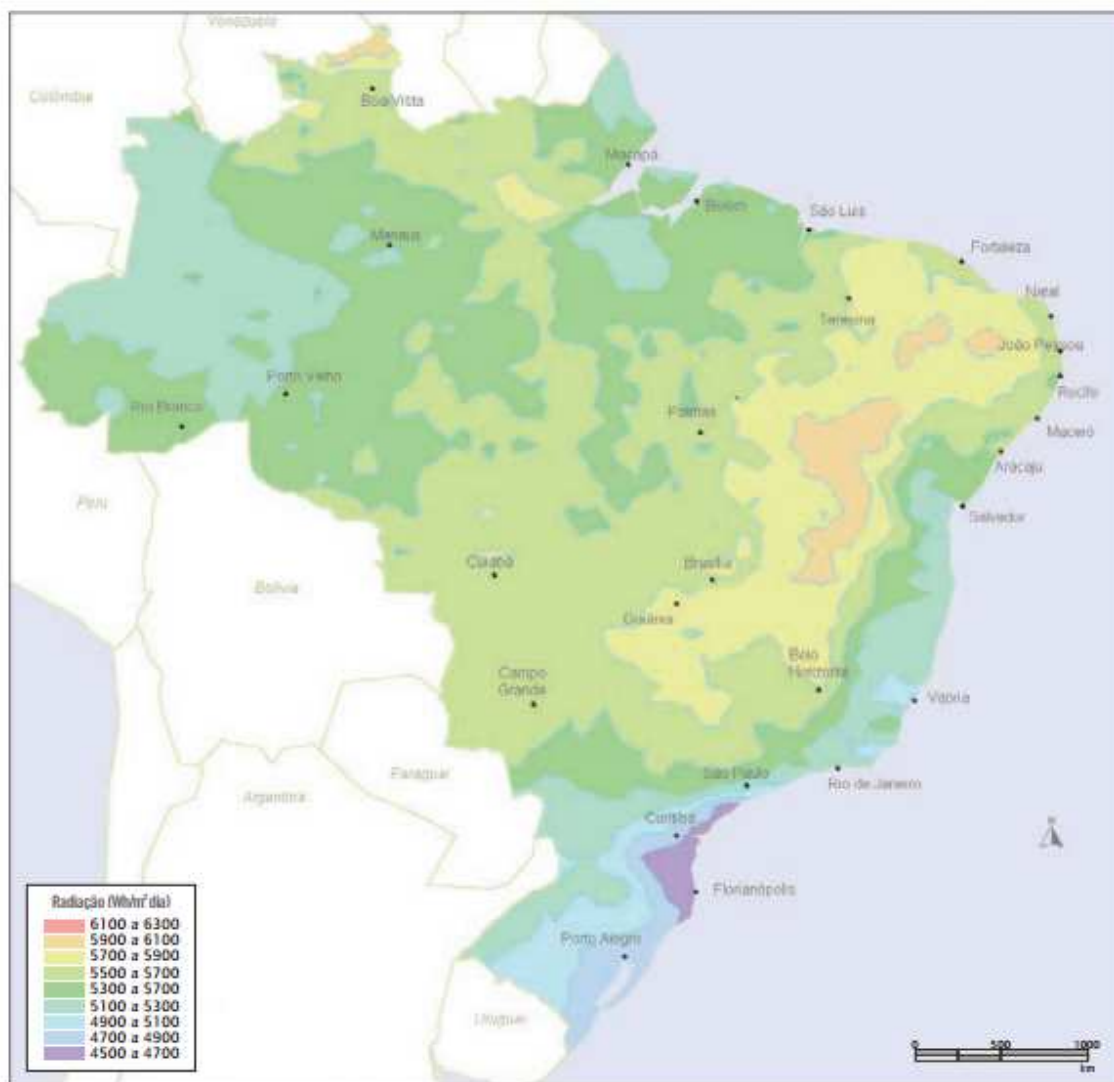
Fonte: Adaptado de Sivak (2013).

Sivak (2013) utilizou previsões de aquecimento global e elevação de renda da população para estimar a demanda energética futura de equipamentos de climatização. Na China, por exemplo, o percentual de domicílios com aparelho de refrigeração por compressão cresceu de menos de 1% em 1990 para 62% em 2003. Na Índia, que em 2007 registrava 2% das residências com ar condicionado, as vendas desses aparelhos têm crescido 20% ao ano. Sivak (2013) também estimou o potencial indiano de consumir, em 2100, cerca de 14 vezes mais energia para resfriamento do que os Estados Unidos da América. O Brasil, que também está na lista, tem potencial de superar o consumo energético dos EUA em quase duas vezes.

Esta expansão de mercado implica em um impacto ambiental que não deve ser desprezado, uma vez que utiliza energia elétrica como fonte primária. Portanto, os profissionais responsáveis pelos equipamentos de climatização devem estar atentos aos níveis de eficiência energética, destinação dos resíduos gerados e, principalmente, as novas tecnologias que utilizam fontes de energia renováveis.

Dentre as fontes de energia renováveis disponíveis, uma solução promissora é a captação da irradiação solar. Entretanto, existem restrições técnicas à expansão de projetos de conversão de energia solar em elétrica, devido à baixa eficiência dos equipamentos disponíveis. Todavia, com a tecnologia disponível atualmente, é possível efetuar a conversão de energia solar em térmica com níveis de eficiência na ordem de 70% (MANEA, 2012). É neste contexto que surge a oportunidade de aliar os sistemas de refrigeração por absorção com este tipo de conversão energética, atenuando o problema da demanda de energia elétrica dos sistemas de climatização.

A figura (1.3) apresenta o índice médio anual de radiação solar no Brasil, em watt-hora por metro quadrado ao dia ( $W.h/m^2.dia$ ), segundo Atlas de Irradiação Solar no Brasil (1998). Como pode ser visto, os maiores índices de irradiação são observados na Região Nordeste, com destaque para o Vale do São Francisco, onde a média anual é de aproximadamente  $6 W.h/m^2.dia$ . Os menores índices são observados no Litoral Sul-Sudeste, incluindo a Serra do Mar, e na Amazônia ocidental, respectivamente. No Amapá e no Leste do Pará também se observam índices inferiores à média nacional. É importante ressaltar que mesmo as regiões com menores índices de irradiação apresentam grande potencial de aproveitamento energético (ANEEL, 2002).



**Figura 1.3 - Radiação solar no Brasil – média anual típica.**  
**Fonte: Adaptado de INMET & LABSOLAR (1998).**

## 1.2 Objetivos

O presente estudo tem como objetivo a elaboração de um projeto de climatização para uma área de múltiplos ambientes utilizando um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com o par ( $H_2O - LiBr$ ), tendo como fonte térmica a energia solar. Para a realização deste trabalho é necessário que objetivos secundários sejam alcançados, são eles:

- a) Definir as características físicas da instalação e os requisitos de tratamento de ar;

- b) Calcular a carga térmica da instalação e vazões de ar;
- c) Dimensionar o sistema de dutos e especificar grelhas, difusores e ventilador;
- d) Selecionar o sistema de refrigeração por absorção e o sistema de termoacumulação de água quente;
- e) Selecionar os coletores solares, o reservatório térmico e os circuitos hidráulicos necessários à geração e armazenamento da energia térmica utilizada no sistema de refrigeração por absorção;
- f) Produzir o desenho técnico das instalações contendo todos os equipamentos necessários ao seu funcionamento;

### **1.3 Justificativa**

O desenvolvimento de um projeto que aproveita a irradiação solar para a climatização de um ambiente justifica-se por:

- a) Aplicar uma tecnologia de condicionamento de ar que faça uso de fontes alternativas de energia como forma de redução do consumo de energia elétrica;
- b) Desenvolver um projeto de climatização sustentável que reduza os impactos ambientais, uma vez que utiliza uma fonte de energia renovável;
- c) Oportunizar a aplicação de vários conceitos presentes no curso de graduação de Engenharia Mecânica que incluem: Desenho Técnico, Máquinas de Fluxo, Mecânica dos Flúidos, Transferência de Calor, Termodinâmica e Sistemas Térmicos;

### **1.4 Estrutura do trabalho**

Este trabalho está organizado da seguinte forma: No capítulo 1 é apresentada a contextualização do tema através de dados e fatos que demonstram sua importância, apresentando a relevância acadêmica do tema e caracterizando a oportunidade do desenvolvimento.

No capítulo 2 é feita uma introdução aos conceitos teóricos necessários ao desenvolvimento do projeto. Nesta seção, conteúdos acadêmicos tais como psicrometria, dimensionamento de dutos, sistemas de refrigeração por absorção e

circuitos hidráulicos serão apresentados. Os conceitos serão avaliados quanto à viabilidade técnica de implantação no projeto.

No capítulo 3 o projeto de climatização de uma edificação propriamente dito é desenvolvido, gerando os documentos necessários ao projeto de climatização detalhado.

O capítulo 4 se refere à análise dos resultados obtidos enquanto que o capítulo 5 destina-se a apresentar as considerações finais e oportunidades de estudos futuros.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para o desenvolvimento de um projeto de climatização, é necessário subdividi-lo em etapas, segundo a metodologia descrita pela norma NBR 16401 (2008). Este capítulo tem a função de apresentar os conceitos técnicos necessários ao desenvolvimento de cada uma destas etapas.

Primeiramente é realizado um estudo com a intenção de definir os parâmetros de conforto térmico e requisitos de tratamento de ar, ambos relevantes ao desenvolvimento do projeto. Posteriormente, serão apresentadas as etapas necessárias ao cálculo da carga térmica da edificação, uma vez que estes procedimentos são fundamentais à definição das vazões de insuflamento. Uma vez definidas estas variáveis, deve-se atentar à distribuição do ar nos ambientes, que é fator importante para a eficiência energética do sistema. Para tal, será apresentada a teoria de dimensionamento de dutos conforme ASHRAE (2009).

Neste capítulo, também serão apresentados os conceitos relativos à refrigeração por absorção, de modo a conhecer os parâmetros relevantes à correta seleção do equipamento. Para gerar e armazenar a energia térmica necessária ao funcionamento desta máquina, será estudada a teoria relacionada à captação da radiação solar utilizando coletores solares. Em seguida, este capítulo disponibilizará os conceitos relativos à sistemas hidráulicos, fundamentais para a interligação entre os componentes do sistema de refrigeração.

### 2.1 Conforto térmico e requisitos de projeto

Conforto térmico é a condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico (ASHRAE, 2009). Partindo desta definição, nota-se que ele está diretamente relacionado à percepção individual quanto ao ambiente. É reconhecido, porém, que não se trata de um conceito exato, dependendo assim de fatores quantificáveis tais como umidade, temperatura e velocidade do ar; e de fatores não quantificáveis, como educação, hábito, vestuário e estado mental de cada indivíduo. Desta forma, as preferências de conforto das pessoas variam consoantes a sua aclimatização particular ao ambiente local (KHEDARI ET AL, 2000).



Segundo Fanger (1972), as variáveis mais importantes para o conforto térmico são: pressão de vapor d'água, temperatura e velocidade relativa do ar, metabolismo, vestimenta e temperatura radiante média, que corresponde à temperatura uniforme da superfície de um ambiente imaginário no qual uma pessoa trocaria a mesma quantidade de calor radiante que no recinto real não uniforme. (NBR 16401-2, 2008)

O conforto térmico pode ser obtido por diferentes combinações destas variáveis, sendo quase impossível considerar o efeito de qualquer um destes fatores independentemente. A dispersão de energia proveniente do corpo humano envolve trocas térmicas sensíveis e latentes. As trocas térmicas sensíveis são aquelas definidas por variações de temperatura, ou seja, trocas de calor por condução, convecção e radiação e as trocas térmicas latentes são aquelas que envolvem perda de calor por evaporação de água (FROTA; SCHIFFER, 2003).

Os diferentes fatores que afetam o conforto térmico são mostrados na figura (2.4):

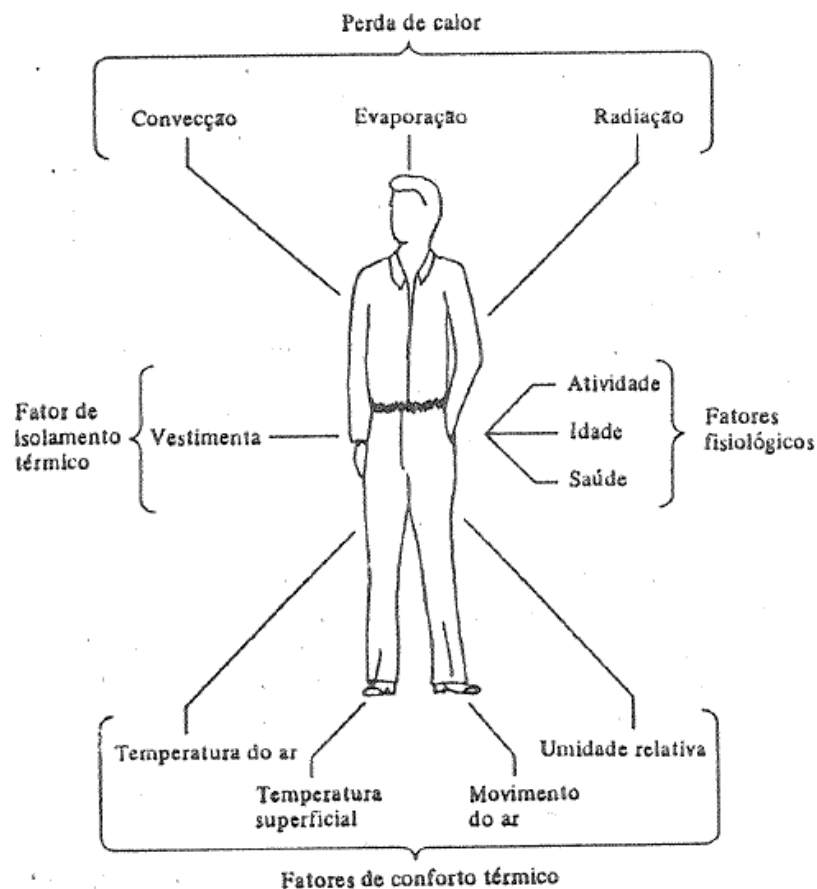


Figura 2.4 - Fatores que afetam o conforto térmico.  
Fonte: Stoecker (1985).

Segundo ASHRAE (2009), para que as condições de conforto sejam atendidas, é de fundamental importância um estudo rigoroso das condições e características do ambiente.

Primeiramente devem ser definidas as características relativas à edificação, que são: orientação cardinal, posição geográfica, insolação, finalidade do recinto, dimensões físicas, materiais construtivos, equipamentos de utilização interna, iluminação e ocupação.

A partir do momento que é definido o ambiente a ser climatizado, o contratante deve fornecer os desenhos arquitetônicos da edificação, onde constam a orientação cardinal, as dimensões físicas e os materiais construtivos.

Outras variáveis também devem ser fornecidas pelo contratante, tais como a finalidade do ambiente, iluminação instalada, taxas de ocupação e lista de equipamentos de utilização interna.

As condições climáticas referentes à posição geográfica da edificação são pautadas pela NBR 16401-1, anexo (A.1). Primeiramente, deve-se definir a frequência anual a ser adotada, cujo valor representa a probabilidade mínima da capacidade frigorífica do sistema ser inferior à necessária para garantir as condições internas. Conhecendo a frequência anual e a localização geográfica da edificação é possível definir os dados climáticos. São eles: temperatura de bulbo seco exterior,  $TBS_E$ [°C], temperatura de bulbo úmido exterior,  $TBU_E$ [°C] e variação média da temperatura diária no mês mais quente  $\Delta T$ [°C].

Nesta etapa do estudo, são definidas as condições internas de conforto térmico, quais sejam: temperatura de bulbo seco,  $TBS_C$ , e umidade relativa,  $UR_C$ , que podem ser requeridas pelo contratante ou conforme a finalidade do ambiente.

## **2.2 Carga térmica**

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente que o sistema de climatização deve retirar ou fornecer ao ar ambiente, de forma a assegurar a manutenção das condições internas de projeto.

Segundo McQuiston e Faye (1994), a carga térmica é influenciada pelas condições climáticas exteriores e interiores do ambiente. A componente externa

está associada às trocas de calor através de paredes, teto, envidraçados e às infiltrações de ar. Por outro lado, a componente interna da carga térmica é função do calor gerado internamente à zona térmica, geralmente associada à utilização de equipamentos, iluminação e taxa de ocupação. O somatório das parcelas externas e internas resulta nas cargas térmicas totais da edificação.

As trocas térmicas exteriores são subdivididas em duas parcelas. A primeira está associada à insolação através de vidros, paredes e teto. De acordo com Carrier (1980), a radiação solar incidente à superfície varia ao longo do ano devido à inclinação do eixo da Terra e a variação da distância Sol-Terra. Pelo anexo (B.1) é possível extrair os valores de insolação em função da orientação, latitude e data. Com a latitude e orientação da fachada considerada, encontra-se a máxima insolação incidente,  $I_s$ , e sua respectiva data e horário. A segunda parcela das trocas exteriores, por sua vez, está associada a condução e é função da temperatura de bulbo seco interna e externa. Entretanto, a temperatura externa de projeto é definida para às 15 horas do dia mais quente, sendo necessário uma correção para as demais horas do mesmo dia. Esta correção da temperatura de bulbo seco,  $TBS_{cor}$ , é obtida pelo anexo (B.2), utilizando a variação média da temperatura diária no mês mais quente,  $\Delta T$ .

Ao longo do dia a carga térmica da edificação pode sofrer grandes variações devido à taxa de ocupação, infiltração, posição em relação ao sol, etc. Logo, é importante considerar a evolução temporal da carga térmica para o dimensionamento do sistema de condicionamento de ar. Conforme a norma regulamentadora NBR 16401 (2008), a carga térmica deve ser calculada em diferentes momentos quantos forem necessários para determinar a carga máxima de cada zona térmica.

### **2.2.1 Transmissão de calor por insolação através dos vidros**

Segundo Carrier (1980), a transmissão de calor por insolação através dos vidros é calculada conforme a equação (2.1):

$$\dot{Q}_{iv} = I_t A_{ev} \varphi a \quad (2.1)$$

Onde  $\dot{Q}_{iv}$  representa a taxa de transferência de calor através dos vidros,  $I_t$  é a insolação corrigida para cada orientação cardinal,  $A_{ev}$  representa a área da janela ensolarada,  $\varphi$  fator de redução do vidro e  $a$  fator de armazenamento.

Para a determinação de  $I_t$ , é necessário corrigir  $I_s$  segundo os parâmetros apresentados no rodapé do anexo (B.1) em relação a esquadrias, poluição, altitude, ponto de orvalho do ar externo, data e latitude da máxima insolação.

O fator de redução, por sua vez, é uma propriedade que leva em consideração o material do vidro e se há ou não cortinas instaladas nas janelas, conforme anexo (B.3).

O fator de armazenamento, listado no anexo (B.4), leva em consideração o peso específico, horário de funcionamento da edificação, orientação cardinal do vidro ensolarado, horário e se há ou não cortinas instaladas nas janelas.

### 2.2.2 Transmissão de calor por condução através dos vidros

Para Carrier (1980), a taxa de transferência calor por condução através dos vidros,  $\dot{Q}_{cv}$ , é dada pela equação (2.2):

$$\dot{Q}_{cv} = U_v A_{ej} (TBS_E + TBS_{cor} - TBS_C) \quad (2.2)$$

Onde  $U_v$  é o coeficiente de transmissão de calor através do vidro e  $A_{ej}$  define a área de janela exterior.

### 2.2.3 Transmissão de calor através das paredes

Segundo Carrier (1980), a técnica para o cálculo desta componente da carga térmica é baseada no conceito de temperatura equivalente, que corresponde à diferença de temperatura capaz de fornecer um fluxo de calor igual ao fluxo relativo à combinação da radiação solar incidente, das trocas radiantes com o meio ambiente e das trocas convectivas com o ar exterior. A taxa de transmissão de calor por condução e insolação através das paredes,  $\dot{Q}_p$ , é dada pela equação (2.3):

$$\dot{Q}_p = U_p A_{ep} \Delta T_e \quad (2.3)$$

Onde  $U_p$  é o coeficiente de transmissão de calor através da parede,  $A_{ep}$  define a área de parede em contato com o ar exterior e  $\Delta T_e$  corresponde a variação de temperatura equivalente, definida pela equação (2.4):

$$\Delta T_e = c + \Delta T_{em} + b \left( \frac{I_s}{I_m} \right) (\Delta T_{ee} - \Delta T_{em}) \quad (2.4)$$

Onde  $c$  é a correção de  $\Delta T_e$ , definida pelo anexo (B.5), em função de  $\Delta T$  e da diferença ( $TBS_E - TBS_C$ ).

A diferença equivalente de temperatura para a hora considerada na parede sombreada e ensolarada, respectivamente, correspondem a  $\Delta T_{em}$  e  $\Delta T_{ee}$ , apresentados pelos anexos (B.6) e (B.7). O parâmetro  $I_m$  é a máxima insolação de referência, correspondente ao mês de julho a 40° de latitude norte para a orientação considerada. O coeficiente  $b$  considera a coloração da parede, de forma que para paredes escuras  $b$  é igual a 1,0, para paredes na cor média  $b$  é igual a 0,78 e para paredes claras vale 0,55 (CARRIER, 1980).

#### 2.2.4 Geração de calor e umidade por fontes internas

Para Tomczyk (2008), as principais fontes de geração interna de calor são os ocupantes, a iluminação e os equipamentos de operação interna, responsáveis por uma grande parcela das trocas de calor nas edificações.

O cálculo de carga térmica relativo à taxa de ocupação deverá seguir requerimento normativo constante no anexo (A.2) da norma NBR 16401 e é calculada pelas equações (2.5) e (2.6):

$$\dot{Q}_{os} = P \dot{q}_{os} \quad (2.5)$$

Onde  $\dot{Q}_{os}$  define o calor sensível total gerado pelos ocupantes no ambiente considerado,  $\dot{q}_{os}$  é a taxa típica de calor sensível liberado por pessoa e  $P$  é o número de ocupantes no ambiente;

$$\dot{Q}_{ol} = P \dot{q}_{ol} \quad (2.6)$$

Onde  $\dot{Q}_{ol}$  corresponde à taxa de calor latente total gerado pelos ocupantes no ambiente considerado e  $\dot{q}_{ol}$  é a taxa típica de calor latente liberado por pessoa.

Para o sistema de iluminação da edificação, serão consideradas as taxas típicas de dissipação de calor constantes no anexo (A.3) da norma NBR 16401, conforme a equação (2.7):

$$\dot{Q}_i = \dot{q}_i A \quad (2.7)$$

Onde  $\dot{Q}_i$  é o calor sensível total dissipado pela iluminação,  $\dot{q}_i$  é a potência dissipada pela iluminação por unidade de área e  $A$  é a área útil do ambiente.

A dissipação efetiva de calor dos equipamentos de utilização interna, por sua vez, corresponde a outra parcela da geração de calor, sendo definida pelas equações (2.8) e (2.9):

$$\dot{Q}_{es} = N \dot{q}_{es} \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_{el} = N \dot{q}_{el} \quad (2.9)$$

$\dot{Q}_{es}$  e  $\dot{Q}_{el}$  são as dissipações sensíveis e latentes, respectivamente, de calor total pelos equipamentos,  $N$  é o número de equipamentos e  $\dot{q}_{es}$  e  $\dot{q}_{el}$  são as dissipações sensíveis e latentes, respectivamente, por equipamento. Estes dados são obtidos através dos anexos (A.4), (A.5) e (A.6).

### 2.2.5 Cargas de infiltração e renovação de ar exterior

A penetração de ar externo no ambiente afeta tanto a temperatura do ar como sua umidade. É comum, na prática, fazer a distinção entre esses dois efeitos. Assim, o efeito sobre a temperatura denomina-se calor sensível, ao passo que aquele sobre a umidade é denominado calor latente (STOECKER, 1985). Estas infiltrações adicionam carga térmica ao ambiente e podem ser estimadas por dois diferentes métodos segundo a ASHRAE (1994): o método das trocas de ar e o método das frestas, este último definido com valores tabelados pela NBR 16401 (2008) em função da velocidade de ar externo.

Segundo Stoecker (1985), pode-se evitar a infiltração mantendo a pressão interior levemente positiva em relação ao exterior. Isto pode ser obtido dimensionando o exaustor do ambiente para uma vazão de ar inferior àquela proporcionada pelo ventilador responsável pelo insuflamento.

O cálculo relativo à renovação de ar, apresentado pela norma NBR 16401, considera a soma de duas parcelas: a vazão relacionada ao número de ocupantes do recinto e a vazão relacionada à área ocupada, sendo calculada pela equação (2.10).

$$\dot{V}_r = \frac{(P \dot{V}_o + A \dot{V}_a)}{E} \quad (2.10)$$

Onde  $\dot{V}_r$  é a vazão de renovação de ar, E é a eficiência da distribuição de ar na edificação, apresentado no anexo (A.8),  $\dot{V}_o$  e  $\dot{V}_a$  são a vazão de ar de renovação por ocupante e por área útil, respectivamente.

Para a realização do cálculo de vazão de renovação de ar, deve-se estipular os valores de  $\dot{V}_o$  e  $\dot{V}_a$  conforme o anexo (A.7), considerando a destinação do ambiente e o nível de vazão de ar exterior de ventilação, medida esta que qualifica o ar interior ao ambiente.

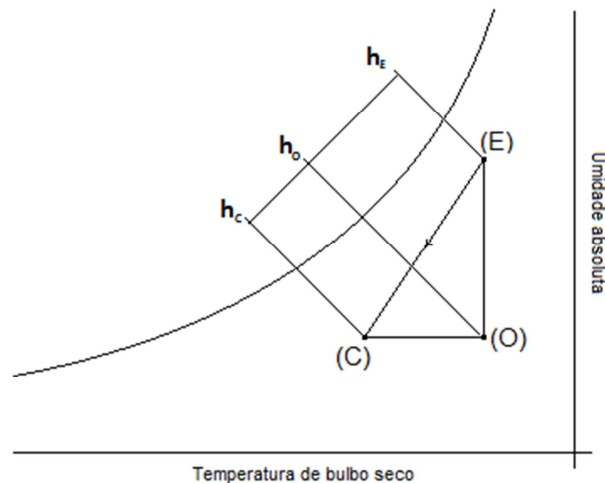
Após definida a vazão de renovação de ar externo, calcula-se as cargas térmicas sensível e latente correspondentes. Estas trocas térmicas são definidas conforme as equações (2.11) e (2.12), respectivamente:

$$\dot{Q}_{rs} = \mathbf{bp} \left( \frac{\dot{V}_r}{\vartheta_E} \right) [\mathbf{h}_C - \mathbf{h}_O] \quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_{rl} = \mathbf{bp} \left( \frac{\dot{V}_r}{\vartheta_E} \right) [\mathbf{h}_E - \mathbf{h}_O] \quad (2.12)$$

$\dot{Q}_{rs}$  e  $\dot{Q}_{rl}$  são, respectivamente, as cargas térmicas sensível e latente provenientes da renovação de ar no ambiente, sendo  $\vartheta_E$  o volume específico do ar na condição externa (E) e as propriedades  $h_C$ ,  $h_E$  e  $h_O$ , que representam as entalpias específicas nas condições de conforto (C), externa (E) e auxiliar (O), respectivamente.

Para a determinação da condição (O), traçam-se duas retas: a primeira de temperatura constante passando pelo ponto (E) e uma segunda com umidade absoluta constante passando pelo ponto (C). A intersecção destas retas configura a condição (O), conforme figura (2.5).



**Figura 2.5 - Processo psicrométrico relativo à mudança na condição do ar exterior para a condição de conforto térmico.**

**Fonte: Autoria própria.**

E finalmente,  $b_p$  é o fator de by-pass da serpentina de resfriamento e desumidificação, SRD. Este parâmetro construtivo, indica a eficiência com que se realizam as trocas térmicas entre a superfície da serpentina e o ar, sendo função da configuração geométrica da serpentina e de sua superfície de contato com o ar. Valores característicos e suas aplicações são obtidos conforme tabela (2.1) (CARRIER, 1980).

**Tabela 2.1 - Valores característicos para fatores de by-pass.**

Fator de by-pass	Aplicação	Finalidade
0,3 - 0,5	Pequenas vazões de ar exterior ou grandes taxas de calor latente	Apartamentos
0,2 - 0,3	Condicionamento de conforto térmico padrão ou pequenas taxas de calor sensível	Pequenas fábricas
0,1 - 0,2	Condicionamento de conforto térmico padrão	Bancos e escritórios
0,05 - 0,1	Grandes vazões de ar exterior ou grandes taxas de calor sensível	Restaurantes
0 - 0,1	Funcionamento com renovação de ar total	Hospitais

**Fonte: Adaptado de Carrier (1980).**



Definidas as diferentes taxas de transferência de calor no ambiente, é possível determinar a carga térmica sensível total,  $\dot{Q}_{ts}$ , e latente total,  $\dot{Q}_{tl}$ , definidas pelas equações (2.13) e (2.14).

$$\dot{Q}_{ts} = \dot{Q}_{iv} + \dot{Q}_{cv} + \dot{Q}_p + \dot{Q}_{os} + \dot{Q}_i + \dot{Q}_{es} + \dot{Q}_{rs} \quad (2.13)$$

$$\dot{Q}_{tl} = \dot{Q}_{ol} + \dot{Q}_{el} + \dot{Q}_{rl} \quad (2.14)$$

### 2.3 Cálculo das vazões de insuflamento

Na figura (2.6) observa-se o desenho esquemático de uma instalação de condicionamento de ar, composto pelo ambiente, SRD e dutos de retorno, exaustão, insuflamento e tomada de ar externo. Com o auxílio da carta psicrométrica é possível definir os pontos de estado <sup>1</sup> presentes no ciclo psicrométrico (representado na figura (2.11))<sup>2</sup>, ao qual será submetido o ar durante o processo de climatização.

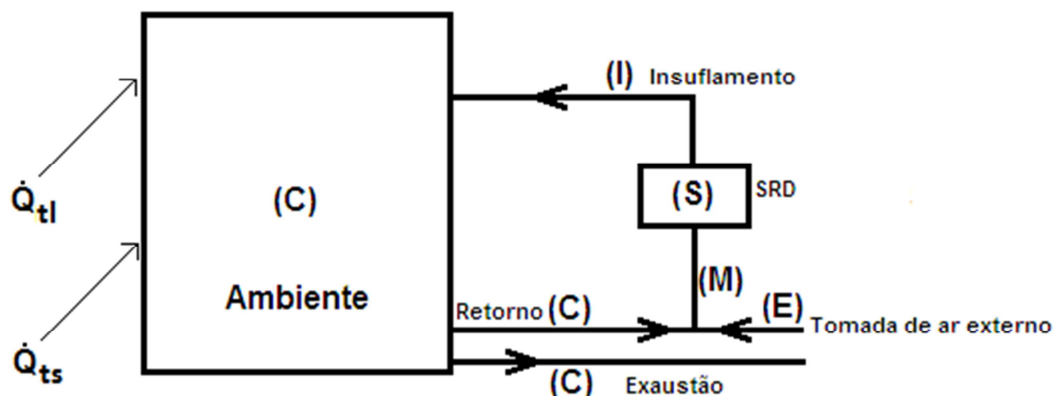


Figura 2.6 - Desenho esquemático da instalação de ar condicionado.

Fonte: Autoria própria.

Para que o ar ambiente alcance a condição de conforto térmico, caracterizada pelo ponto de estado (C), é necessário controlar parâmetros tais como umidade e temperatura de bulbo seco. Este controle é realizado através do insuflamento de ar na condição (I), a uma vazão mássica capaz de retirar  $\dot{Q}_{ts}$  e  $\dot{Q}_{tl}$  do ambiente.

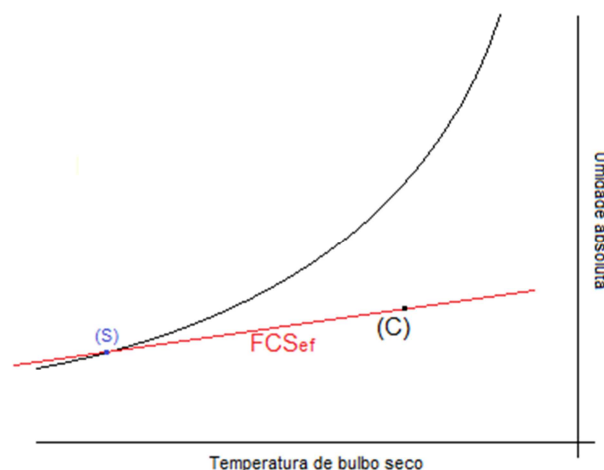
<sup>1</sup> Pontos de estado: Condições relativas às propriedades do ar úmido sob pressão constante (Stoecker, 1985).

<sup>2</sup> Em virtude dos inúmeros processos envolvidos no ciclo psicrométrico, a figura (2.11) será apresentada ao final do capítulo.

Para que a vazão de ar insuflado no ambiente seja definida, faz-se necessário a realização de uma sequência de cálculos. Primeiramente deve-se calcular o fator de calor sensível efetivo,  $FCS_{ef}$ , calculado a partir da equação (2.15):

$$FCS_{ef} = \frac{\dot{Q}_{ts}}{\dot{Q}_{ts} + \dot{Q}_{tl}} \quad (2.15)$$

Na carta psicrométrica, o coeficiente  $FCS_{ef}$  representa a inclinação angular de uma reta que, quando construída passando pelo ponto (C), irá definir o ponto de estado da serpentina (S), obtido através da intersecção desta reta com a linha de saturação do vapor d'água no diagrama de Mollier para o ar úmido, conforme ilustrado na figura (2.7).



**Figura 2.7 - Obtenção da temperatura de serpentina (S) utilizando a carta psicrométrica.**  
**Fonte: Autoria própria.**

Conforme Carrier (1980), para a determinação da vazão mássica de insuflamento, deve-se utilizar a equação (2.16):

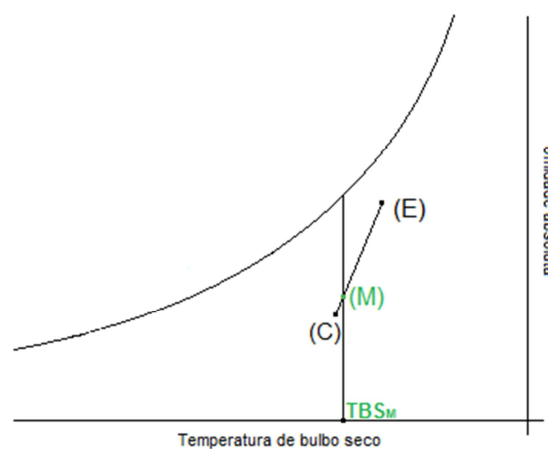
$$\dot{m}_I = \frac{\dot{Q}_{ts}}{(h_C - h_S)(1 - bp)} \quad (2.16)$$

Onde  $h$  é a entalpia específica nos respectivos pontos de estado e  $CS$  é o coeficiente de segurança para o dimensionamento do sistema. Com a massa de

insuflamento calculada, parte-se para a determinação do ponto (M). Utilizando a equação (2.17) calcula-se a temperatura de mistura,  $TBS_M$ :

$$TBS_M = \frac{\left(\frac{\dot{V}_r}{\dot{\theta}_E}\right) TBS_E + (\dot{m}_I - \frac{\dot{V}_r}{\dot{\theta}_E}) TBS_C}{\dot{m}_I} \quad (2.17)$$

O ponto (M) é determinado a partir da interseção entre a reta de temperatura constante passando por  $TBS_M$  e o segmento de reta de (C) até (E), conforme figura (2.8).



**Figura 2.8 - Obtenção do ponto de estado de mistura (M).**

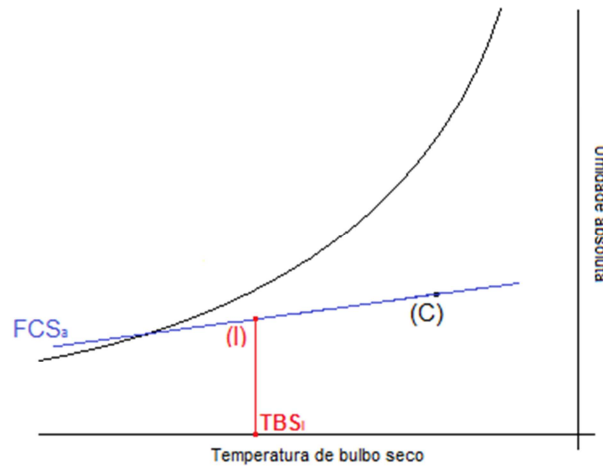
**Fonte: Autoria própria.**

Para determinar o ponto (I), primeiramente deve-se utilizar a equação (2.18) para calcular a temperatura  $TBS_I$ :

$$TBS_I = TBS_S + bp (TBS_M - TBS_S) \quad (2.18)$$

Com a reta do fator de calor sensível do ambiente,  $FCS_a$ , descrito pela equação (2.19), e com a temperatura de bulbo seco do ponto (I) é possível determinar a posição exata do ponto de estado de insuflamento (I) conforme figura (2.9):

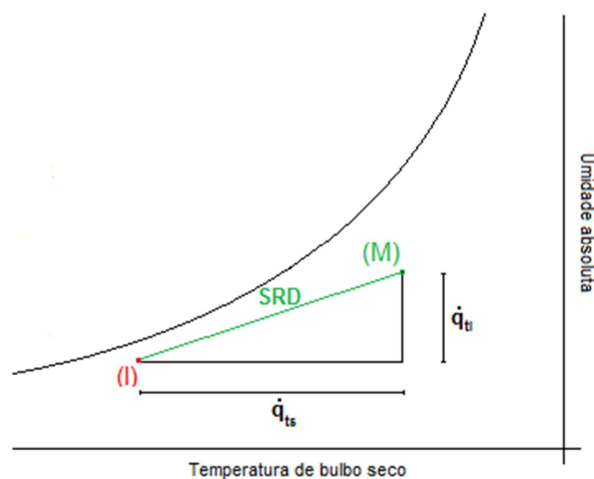
$$FCS_a = \frac{\dot{Q}_{ts} - \dot{Q}_{rs}}{(\dot{Q}_{ts} - \dot{Q}_{rs}) + (\dot{Q}_{tl} - \dot{Q}_{rl})} \quad (2.19)$$



**Figura 2.9 - Obtenção do ponto de estado de mistura (I).**  
**Fonte: Autoria própria.**

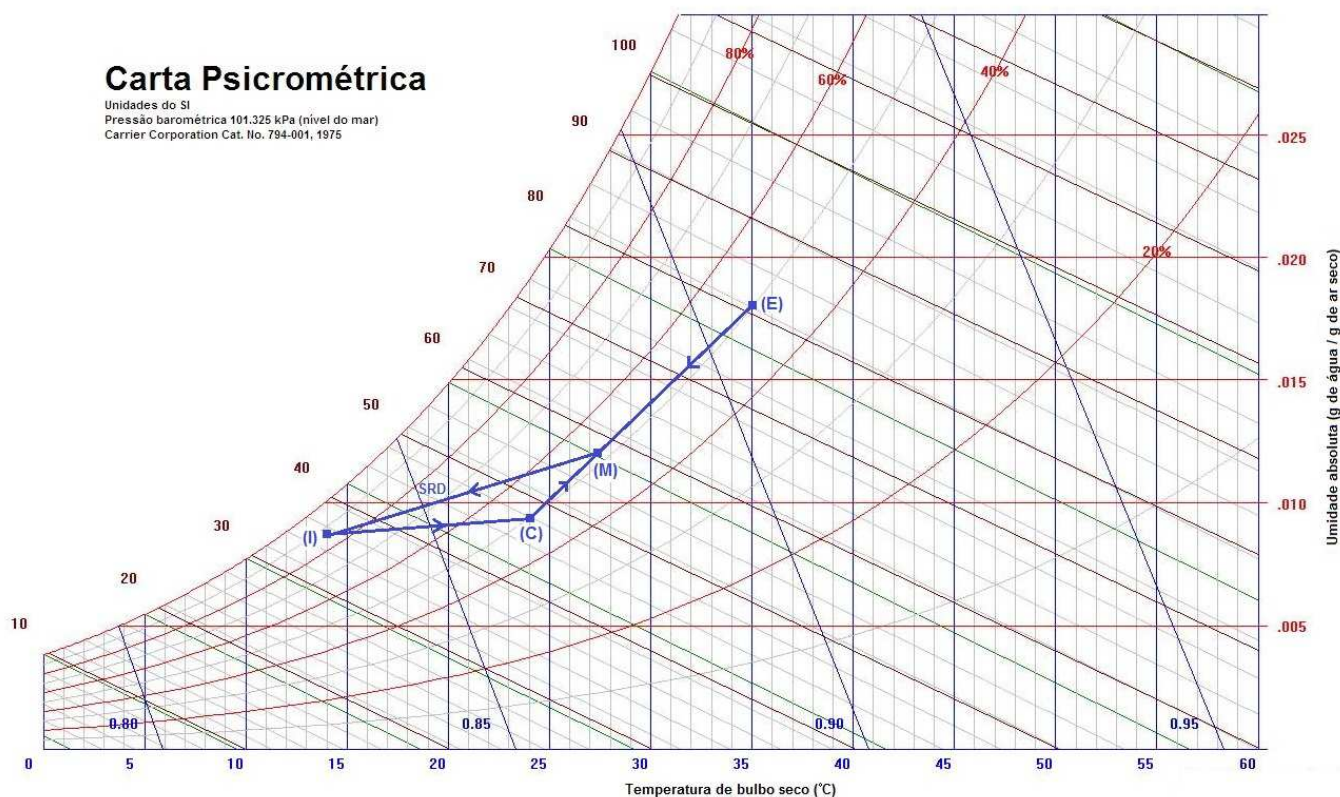
Vale ressaltar que o  $FCS_{ef}$  é o fator de calor sensível considerando todas as parcelas da carga térmica. O  $FCS_a$ , por sua vez, é o fator de calor sensível que desconsidera as cargas térmicas provenientes da renovação de ar exterior, parâmetro definindo a transformação que ocorre no ar de insuflamento ao subtrair as cargas térmicas sensível e latente do ambiente.

Após a definição de todos os pontos de estado constantes no processo de climatização, é possível visualizar na figura (2.10) as parcelas das cargas térmicas específicas sensível e latente totais,  $\dot{q}_{ts}$  e  $\dot{q}_{tl}$  respectivamente.



**Figura 2.10 – Processo de resfriamento do ar no SRD.**  
**Fonte: Autoria própria.**

A reunião de todos os processos psicrométricos descritos anteriormente resulta no ciclo psicrométrico da instalação, conforme figura (2.11).



**Figura 2.11 - Ciclo psicrométrico exemplificado.**

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

## 2.4 Dimensionamento dos elementos de tubulação de ar e água

Dutos são condutores do ar insuflado pelo ventilador até os pontos de insuflamento, bem como o retorno (CREDER, 2005). De acordo com Stoecker (1985), um sistema de ventilação bem projetado é aquele que, minimizando custos de investimento e operação, distribui o ar de acordo com as especificações para os vários ambientes aos quais está conectado, operando com perda de carga reduzida e evitando a geração de ruídos. É baseado nestas condições e conhecendo o alto consumo energético dos ventiladores que serão efetuados os cálculos de perda de carga, dimensionamento dos dutos, seleção de acessórios e determinação do ponto de operação do sistema através da seleção dos ventiladores (CREDER, 2005).

As especificações gerais dos dutos devem seguir os requisitos normativos constantes na norma SMACNA (2006). Devem ser levados em consideração o isolamento térmico, tratamento acústico, dispositivos de regulação de vazão e a

classe de pressão, que representa a máxima pressão interna que pode ocorrer em condições normais de operação. Este parâmetro, em especial, é fundamental para a confecção dos dutos, uma vez que define o tipo, a rigidez e espaçamento das juntas, bem como o espaçamento dos reforços e a espessura da parede dos dutos.

#### **2.4.1 Métodos para dimensionamento de dutos**

O dimensionamento de dutos é realizado em função da vazão e perda de carga total do sistema. A disposição dos dutos na edificação leva em consideração o espaço disponível e as distâncias a serem percorridas, de modo a definir os trajetos da tubulação responsável pela distribuição do ar em todos os ambientes. (CLEZAR, 1999).

Conforme descreve Stoecker (1985), três são as principais técnicas de dimensionamento: método da velocidade, método da igual perda de carga e método da recuperação estática.

A norma NBR 16401 indica o método da igual perda de carga como procedimento mais adequado para o dimensionamento da rede de distribuição de ar. Este método caracteriza-se pela obtenção de uma perda de carga constante por unidade de comprimento de duto, isto é, um gradiente de pressão constante ao longo do sistema de ventilação.

A norma estipula um coeficiente de perda por fricção uniforme na rede, situado entre 0,7 e 5 Pa/m de duto reto. Um valor de 1,3 Pa/m é recomendado para uma perda de carga moderada. O coeficiente adotado não deve necessariamente ser aplicado a toda rede. Determinados ramais, curtos e próximos ao ventilador, por exemplo, podem ser dimensionados com coeficiente de fricção maior, para reduzir a necessidade de restringir excessivamente os dispositivos de regulação.

Embora geralmente o sistema seja favorável ao dimensionamento com este método, quase sempre o ajuste final do sistema será obtido com atuação dos “dampers” de controle. Sua principal vantagem é que a velocidade é reduzida no sentido do escoamento, e assim há uma menor geração de ruído (CREDER, 2005).

### 2.4.2 Perdas de carga em tubulações

Segundo Fox e McDonald (2002), a perda de carga representa a energia mecânica do fluido convertida em energia térmica por efeitos de atrito devido à viscosidade, quando se considera o escoamento ao longo da superfície das tubulações, ou por efeitos de perdas dinâmicas devidas à turbulência causada por mudanças na direção e separação do escoamento ao redor de obstruções. A relação fundamental para a determinação da perda de carga distribuída em um escoamento em regime turbulento é dada pela equação (2.20):

$$\Delta p = \frac{f L \rho \bar{V}^2}{(2 D_h)} \quad (2.20)$$

Onde  $\bar{V}$  é a velocidade média do fluido,  $f$  é o fator de atrito de Darcy-Weisbach,  $\Delta p$  é a perda de carga,  $L$  é o comprimento do duto,  $\rho$  define a densidade do fluido e o diâmetro hidráulico sendo dado por  $D_h$ , calculado geometricamente por  $D_h = 4 \cdot A_h / P_m$ , onde  $P_m$  é o perímetro molhado do escoamento e  $A_h$  é a área da secção do duto.

Um sistema de circulação de ar ou água não envolve somente tubulações retas, mas também curvas, registros, difusores, grelhas, filtros, SRD, transições bifurcadas e de tamanho. Este conjunto de acessórios é responsável pelas perdas localizadas do sistema e são calculadas pela equação (2.21) (ASHRAE, 2009):

$$\Delta p = \frac{C \rho \bar{V}^2}{2} = \left( \frac{L_e}{D} \right) \frac{\rho \bar{V}^2}{2} \quad (2.21)$$

Onde  $L_e/D$  é o comprimento equivalente da singularidade e  $C$  é o coeficiente de proporcionalidade, são determinados experimentalmente para cada singularidade, conforme os anexos (C.4) a (C.8) e por intermédio de ensaios realizados por fornecedores.

O fator de atrito é função do número de Reynolds,  $R_e$ , e da rugosidade relativa da tubulação,  $\varepsilon/D$ , sendo  $\varepsilon$  a rugosidade absoluta do material da tubulação, descrita no anexo (C.2). O diagrama de Moody, apresentado no anexo (C.9) permite a

determinação do fator de atrito para diferentes valores de Reynolds e rugosidade relativa.

Segundo Burton (1997), atenção especial deve ser dedicada ao cálculo das perdas de carga em singularidades, uma vez que elas geralmente são superiores às perdas de carga distribuídas do sistema de ventilação.

O somatório das perdas de carga distribuídas e localizadas representa a a energia resistiva a ser vencida pelo dispositivo de insuflamento de ar.

### 2.4.3 Ventiladores

Por definição, ventiladores são máquinas de fluxo geradoras que transferem energia aos fluidos por intermédio da ação de um rotor. O equipamento selecionado para o projeto de climatização deve ser capaz de vencer as resistências do sistema, ou seja, fornecer a pressão exigida para mover o ar através da tubulação. Os ventiladores aplicados ao condicionamento de ar são, geralmente, de baixa pressão, isto é, não transferem energia suficiente para impor uma variação apreciável de densidade do fluido de trabalho (SOLER & PALAU, 2003).

De acordo com Creder (2005), em qualquer sistema de ventilação alguns parâmetros são fundamentais para a especificação do ventilador, tais como: vazão de ar, potência consumida, rotação e pressões estáticas e dinâmicas do sistema. A curva de desempenho do ventilador é representada graficamente através destes parâmetros, de modo a definir o ponto de operação do sistema conforme figura (2.12):

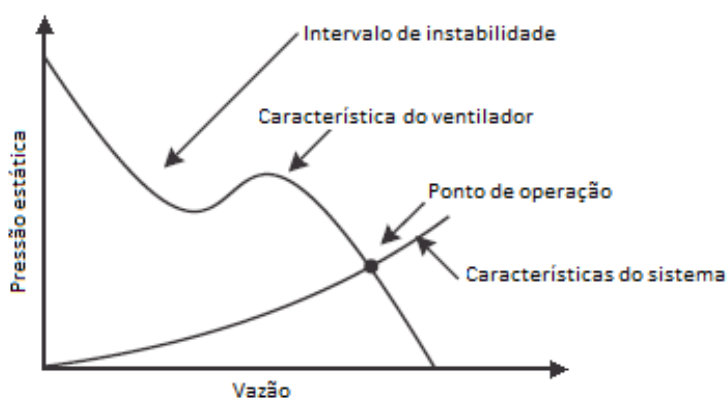


Figura 2.12 - Curva de desempenho dos ventiladores.  
Fonte: Soler&Palau (2003).



O ponto de operação no qual o ventilador irá funcionar é determinado pela intersecção da curva do sistema com a curva característica do ventilador. Vale ressaltar que o ventilador apenas opera ao longo da sua curva de desempenho e que a instabilidade do ventilador demonstrada pela figura (2.12) é gerada pela falta de sustentação aerodinâmica inicial, produto da baixa vazão do sistema (SOLER & PALAU (2003)).

Uma vez que cada tipo e tamanho de ventilador possuem características diferentes, é necessário determinar o aparelho mais adequado para cada aplicação. Segundo Soler & Palau (2003), o método comumente utilizado para selecionar o tipo de ventilador é o método da rotação específica. Primeiramente calcula-se a rotação específica,  $n_s$ , apresentada na equação (2.22), e posteriormente aplica-se o valor obtido no ábaco da figura (2.13).

$$n_s = \frac{2,877 n \sqrt{\dot{V}_1}}{\sqrt[4]{p_e^3}} \quad (2.22)$$

Onde  $\dot{V}_1$  é a vazão de insuflamento nos dutos,  $p_e$  é a pressão estática a ser vencida pelo ventilador e  $n$  é a rotação na qual o ventilador irá trabalhar.

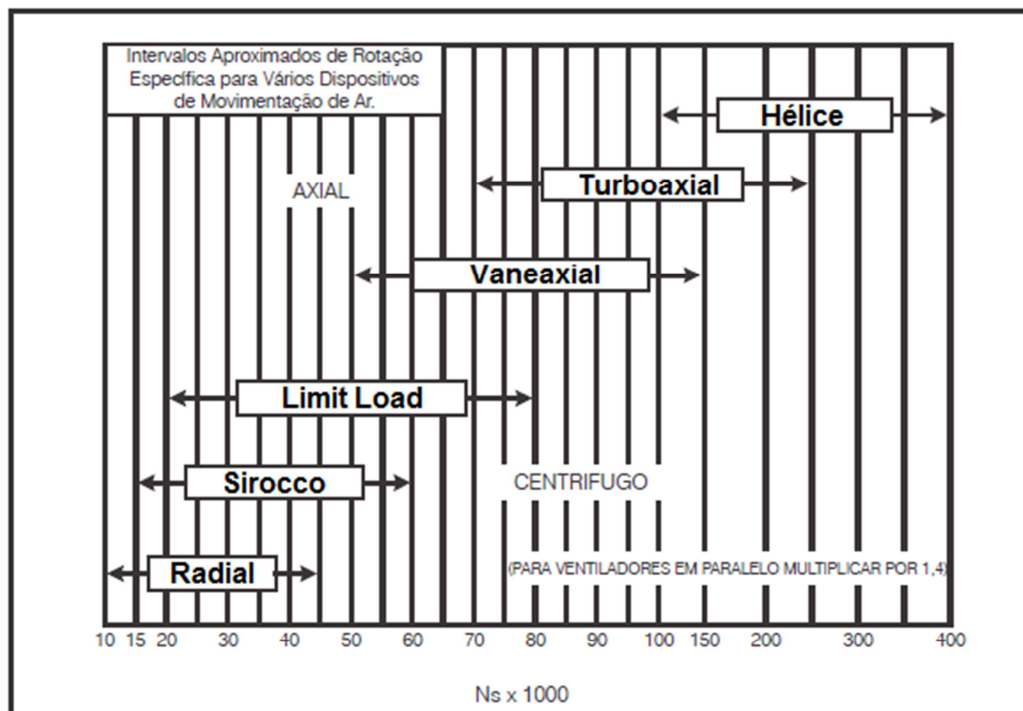


Figura 2.13 - Ábaco de seleção de ventiladores.

Fonte: Soler&Palau (2003).

Para a seleção do tamanho do ventilador o método mais indicado é o do ar equivalente, que utiliza o princípio da lei dos ventiladores. As curvas características dos ventiladores são determinadas pelos fabricantes para o ar a uma determinada temperatura e pressão. Para a correta seleção, deve-se utilizar a equação (2.23) a fim de corrigir a pressão estática a ser vencida pelo ventilador de acordo com a variação de densidade ocasionada pela variação dos parâmetros de temperatura e pressão em relação à padrão.

$$\Delta P_{T2} = \Delta P_{T1} \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (2.23)$$

Onde  $\Delta P_{T2}$  é a pressão estática corrigida, a ser considerada na curva de desempenho do ventilador,  $\Delta P_{T1}$  é a pressão estática do ponto de operação do sistema e a densidade à temperatura padrão e a temperatura de operação são representadas por  $\rho_1$  e  $\rho_2$ , respectivamente.

#### **2.4.4 Distribuição de ar nos ambientes**

O ar, depois de impulsionado pelo ventilador através do sistema de dutos, deve ser distribuído no ambiente condicionado por meio de grelhas ou difusores de teto. O dimensionamento das grelhas e difusores é de grande importância para a eficiência do sistema, pois através destes elementos deve ser assegurada uma distribuição uniforme do ar a uma altura adequada acima do piso, de modo que todas as correntes de ar se formem acima da linha de respiração. Esta linha deve ficar em torno de 1,5 m acima do solo, conforme explica Creder (2005).

As grelhas podem ser simples, quando não apresentam meios de controle de ar, ou com registro, quando existem defletores móveis que permitem o controle da vazão do ar. Ambas as configurações podem ser utilizadas tanto para o insuflamento como para o retorno do ar ao ambiente. Difusores, por sua vez, são usualmente colocados no teto do ambiente e utilizados apenas para o insuflamento de ar.



**Figura 2.14 - Difusores e Grelhas.**  
**Fonte: TROX do Brasil (2013).**

Para a escolha correta destes acessórios, os fabricantes disponibilizam ábacos de seleção que utilizam a velocidade e a vazão de saída do ar para a determinação do modelo adequado à instalação. No entanto, deve-se atentar ao alcance de jato que estes acessórios atingem medida esta que define a área com a qual o difusor irá distribuir a quantidade de ar dentro do ambiente.

#### **2.4.5 Válvulas, filtros e dispositivos de controle**

As válvulas são dispositivos destinados a estabelecer, controlar e interromper o fluxo em uma tubulação. São os acessórios mais importantes existentes nas tubulações e por esta razão devem merecer maior cuidado na sua seleção, especificação e localização. Em qualquer instalação deve haver sempre o menor número possível de válvulas, pois seu custo geralmente é elevado e a possibilidade de vazamentos é maior. As válvulas, apesar de indispensáveis à tubulação, introduzem valores de perda de carga significativos ao sistema (SILVA TELLES, 2001).

Existe uma grande variedade de tipos de válvulas, subdividas em cinco grandes grupos: válvulas de regulação, destinadas especificamente a controlar o fluxo, podendo trabalhar em qualquer posição parcial; válvulas de bloqueio, que são utilizadas para estabelecer ou interromper totalmente o fluxo; válvulas unidirecionais, que permitem o fluxo em apenas um sentido e válvulas controladoras de pressão à montante e à jusante (SILVA TELLES, 2001).

Segundo Silva Telles (2001), há outros dispositivos que devem ser considerados no projeto de tubulações. Os filtros são aparelhos separadores destinados a reter poeiras e sólidos em suspensão em correntes fluídas. Devem ser intercalados próximos aos bocais de entrada de alguns equipamentos, visando evitar que impurezas deixadas nas tubulações durante uma possível manutenção possam penetrar nestes equipamentos e causar danos ou prejudicar a eficiência do sistema. Todos os filtros sempre causam perdas de carga consideráveis na tubulação, perdas estas que aumentam muito à medida que os filtros vão ficando sujos.

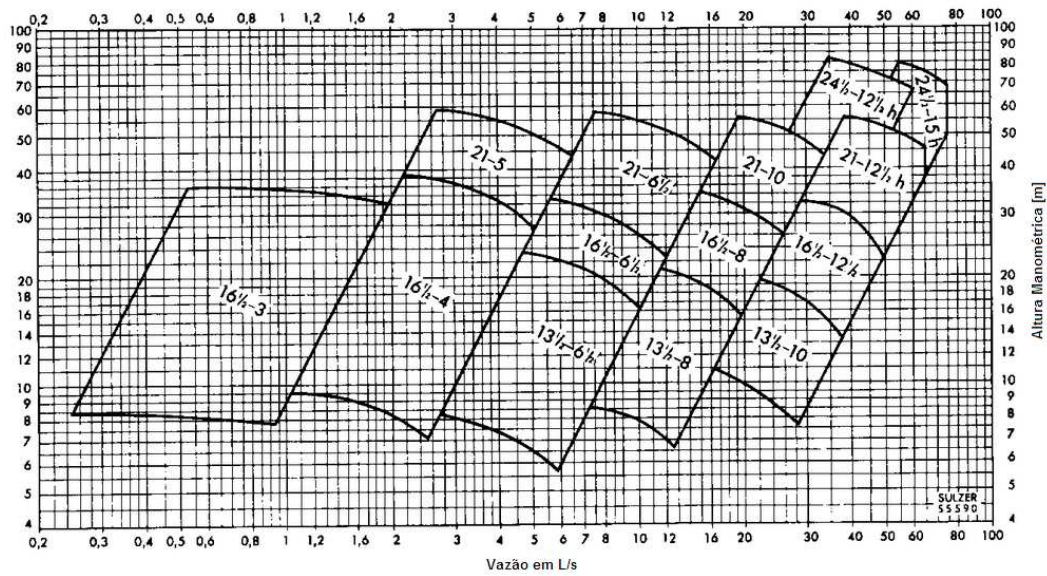
#### **2.4.6 Bombas hidráulicas**

Para Macintyre (1997) bombas são máquinas geratrizes cuja finalidade é realizar o escoamento de um líquido no interior de uma tubulação. Sendo uma máquina geratriz, ela transforma o trabalho mecânico que recebe para o seu funcionamento em energia que é comunicada ao líquido sob as formas de energia de pressão e cinética.

Para instalações de refrigeração, é usual a utilização de bombas centrífugas radiais. Estas bombas caracterizam-se por possuírem um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor, que exerce forças sobre o líquido e que resultam na aceleração da massa fluida. Necessitam também de um órgão chamado difusor, onde é feita a transformação da maior parte da elevada energia cinética com que o líquido sai do rotor em energia de pressão. Neste tipo de configuração de bomba o líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás pela periferia, segundo trajetórias contidas em planos normais ao eixo. (MACINTYRE, 1997).

Quanto ao processo de seleção das bombas, os fabricantes disponibilizam ábacos de seleção (exemplificados na figura (2.15)) que facilitam o trabalho dos

engenheiros na escolha do melhor equipamento para determinado ponto de funcionamento, apresentando seus produtos por faixas de vazão e altura. Nos catálogos técnicos em que se descrevem as curvas características das bombas, pode-se fazer a seleção mais refinada, onde todos os fatores envolvidos são levados em consideração, principalmente o rendimento total, visando à eficiência energética da instalação.

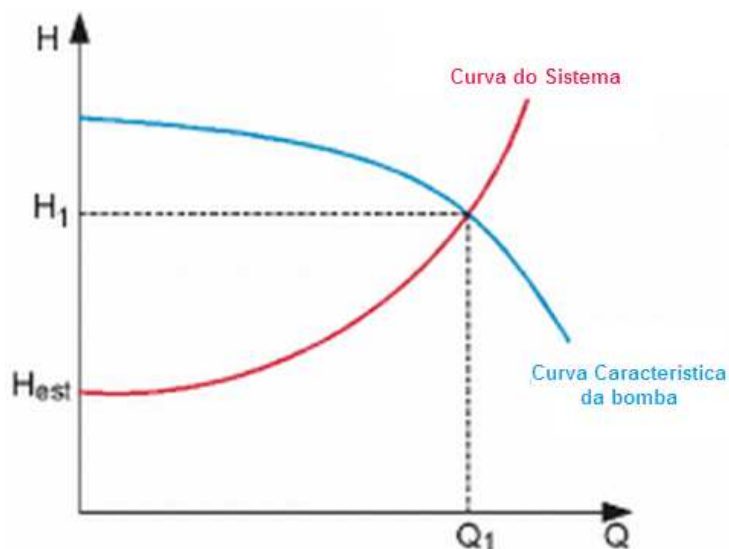


**Figura 2.15 - Ábaco de seleção de bombas**

**Fonte: Catálogo de seleção de bombas da Sulzer Pumps (2001).**

Estes ábacos, portanto, servem para identificar a família da bomba que irá atender o circuito hidráulico.

O projetista deve calcular a variação da perda de carga na tubulação em função da vazão, determinando assim a curva do sistema. Após a seleção da família de bombas por meio do ábaco da figura (2.15), é possível determinar o ponto de operação do sistema. Para isso, basta sobrepor a curva característica da bomba selecionada com a curva do sistema, conforme ilustrado na figura (2.16).



**Figura 2.16 - Curva característica da bomba X Curva do sistema.**  
**Fonte: Manual KSB (2014).**

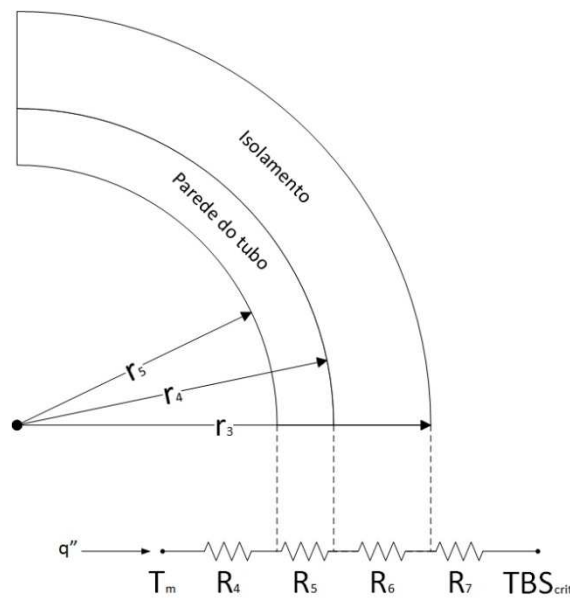
A eficiência energética do sistema hidráulico pode ser alcançada procurando-se manter o ponto de operação o mais próximo possível da curva de máximo rendimento, variando a curva de desempenho da bomba por meio da variação de sua rotação, compensando assim a variação da curva do sistema.

#### **2.4.7 Isolamento térmico nas tubulações**

Segundo Silva Telles (2001), os isolamentos térmicos têm por finalidade geral reduzir as trocas de calor da tubulação para o meio ambiente ou vice-versa. Distinguem-se duas classes gerais de isolamentos térmicos, os de linhas quentes e os de linhas frias. As perdas de calor ou de frio para o exterior representam um desperdício da energia empregada no aquecimento ou na refrigeração do fluido contido na tubulação. O emprego do isolamento térmico resulta, portanto, em economia de energia.

Na rotina usualmente empregada nos projetos, cabe ao engenheiro responsável indicar quais as tubulações que devem receber isolamento térmico, bem como a escolha dos tipos e a determinação das espessuras de todos estes isolamentos.

Segundo Incropera (2007), a resistência térmica da tubulação pode ser expressa pelo circuito térmico da figura (2.17):



**Figura 2.17 - Resistências térmicas da tubulação.**  
**Fonte: Autoria própria.**

De acordo com Incropera (2007), o coeficiente global de transferência de calor nas tubulações,  $U_{tb}$ , é apresentado pela equação (2.24):

$$U_{tb} = \frac{1}{[R_4 + R_5 + R_6 + R_7] A_{tb,e}}$$

$$U_{tb} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{\infty} A_{tb,e}} + \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \pi k_{is} L_{tb}} + \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \pi k_{tb} L_{tb}} + \frac{1}{h_{tb,i} A_{tb,i}} \right] A_{tb,e}} \quad (2.24)$$

Onde  $R_4$  representa a resistência convectiva interna,  $R_5$  e  $R_6$  designam as resistências condutivas do isolante e do material do tubo e  $R_7$  caracteriza a resistência convectiva externa ao tubo. As áreas externas e interna da tubulação são representadas, respectivamente, por  $A_{tb,e}$  e  $A_{tb,i}$ . O coeficiente de película externo e interno à tubulação são representados por  $h_{\infty}$  e  $h_{tb,i}$ , respectivamente. As condutividades térmicas do isolante e do material são representados por  $k_{is}$  e  $k_{tb}$ , respectivamente. O comprimento  $L_{tb}$  corresponde a medida longitudinal da tubulação. E finalmente,  $r_3$ ,  $r_4$  e  $r_5$  configuram os raios conforme figura (2.17).

A perda de calor no circuito hidráulico,  $\dot{Q}_{tb}$ , é determinada pela equação (2.25) em função da temperatura média interna ao tubo  $T_m$  e da temperatura crítica externa  $TBS_{crit}$ , que corresponde a mínima temperatura de bulbo seco de projeto para os tubos aquecidos e a máxima para os tubos resfriados.

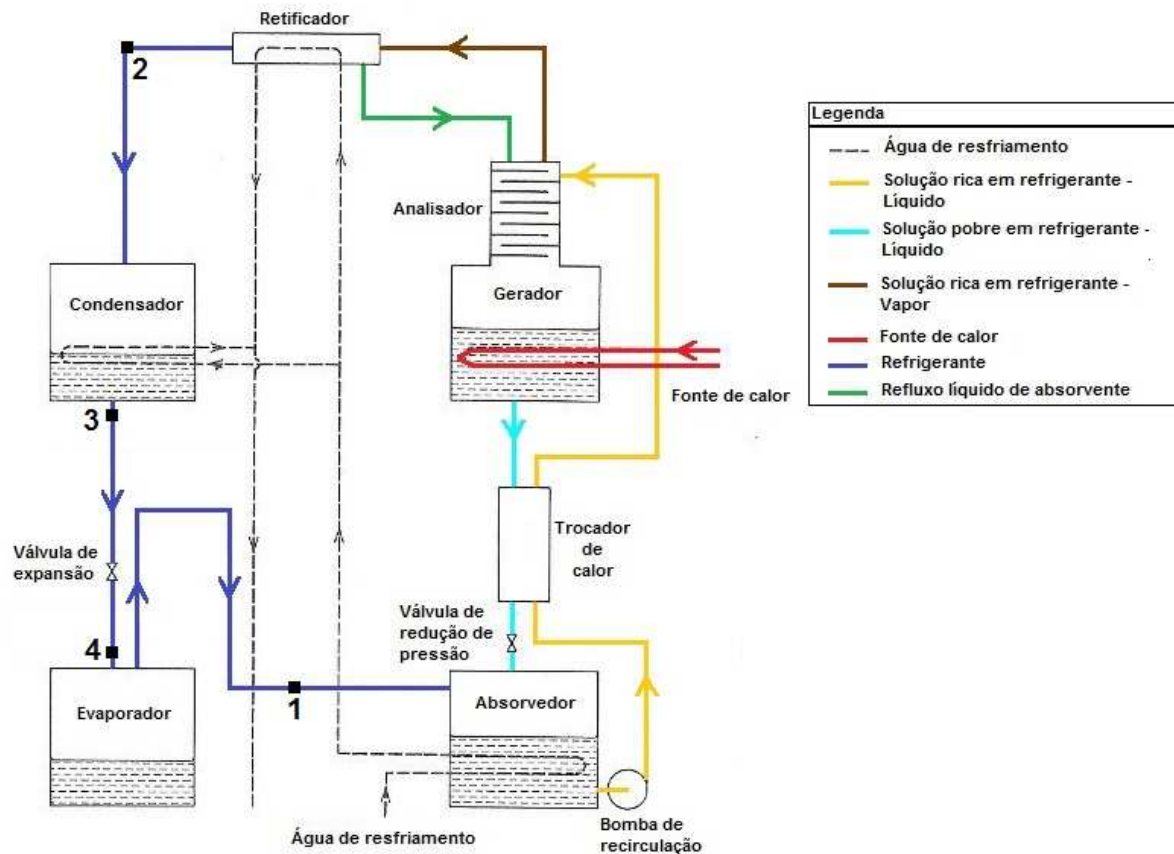
$$\dot{Q}_{tb} = U_{tb} A_{tb,e} (TBS_{crit} - T_m) \quad (2.25)$$

## 2.5 Refrigeração por absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção são um dos mais antigos métodos de refrigeração. Esses sistemas utilizam pares de fluidos na sua operação, geralmente amônia-água ( $NH_3 - H_2O$ ) ou água-brometo de lítio ( $H_2O - LiBr$ ). No par ( $NH_3 - H_2O$ ) a amônia caracteriza o fluido refrigerante e a água opera como absorvente, ao passo que no par ( $H_2O - LiBr$ ) a água opera como refrigerante e o  $LiBr$  aquoso como solução líquida absorvente (THRELKELD, 1970).

O ciclo básico de absorção, de simples efeito, opera com dois níveis de pressão, de alta e de baixa, configurado pelas temperaturas de condensação e evaporação, respectivamente. O ciclo de refrigeração por absorção que utiliza amônia-água é composto pelos seguintes componentes: absorvedor, bomba de recirculação, gerador, analisador, retificador, condensador, válvulas de expansão, evaporador e trocador de calor, conforme representado pela figura (2.18):





**Figura 2.18 - Esquemático do Sistema de Refrigeração por Absorção, amônia-água, de único efeito.**

**Fonte: Adaptado de Dossat (1961).**

Segundo Swinney (2001), o termo absorção descreve a transferência de vapor, oriunda do evaporador, para uma solução absorvente na fase líquida. A absorção guarda uma similaridade com a condensação, uma vez que ocorre uma mudança de fase de vapor para líquido. Contudo, o processo de absorção implica na existência prévia de uma substância na fase líquida com capacidade absorvedora. Nele, o vapor de refrigerante proveniente do evaporador é misturado à solução absorvente, com baixa concentração de refrigerante. A concentração irá aumentar à medida que a solução absorver o vapor de refrigerante, formando uma solução rica em refrigerante.

Por estar diretamente conectado ao evaporador, o absorvedor trabalha à pressão de evaporação. A absorção de vapor pela solução líquida é uma reação exotérmica, e o calor gerado precisa ser removido da solução, a fim de que esta não atinja sua temperatura de equilíbrio, condição na qual cessaria o efeito de absorção. Esse arrefecimento geralmente é realizado por água passando através de

serpentinhas, ou por ar ambiente circulando em torno de aletas em trocadores de calor (GARIMELLA, 2007).

A solução rica em refrigerante é então bombeada até o gerador, fazendo com que esta tenha sua pressão elevada da pressão de evaporação para a pressão de condensação, ou pressão de alta do sistema. Para que o equipamento atenda às condições de projeto, a especificação da bomba deve levar em consideração critérios tais como fluido de trabalho, vazão de circulação e o diferencial de pressão que a bomba deve fornecer para a massa fluída (THRELKELD, 1970).

Esta solução rica em refrigerante, a alta pressão, é descarregada no gerador. Em alguns casos existe um trocador de calor que propicia o pré-aquecimento da solução de modo a diminuir a quantidade de calor necessária à geração de vapor, aumentando a eficiência do ciclo, além de diminuir a área necessária de transferência de calor no gerador e absorvedor (THRELKELD, 1970).

No gerador, a partir da transferência de calor, ocorre a dissociação a alta pressão do vapor de refrigerante da solução absorvente. O gerador está diretamente conectado a uma fonte térmica, que fornece à solução calor a temperatura constante. O calor absorvido pela solução eleva sua temperatura e por sua vez evapora um dos componentes da mistura, desencadeando um processo de destilação (THRELKELD, 1970).

O analisador é uma coluna de destilação que está localizado na parte superior do gerador. Quando o vapor de amoníaco<sup>3</sup> entra no analisador, a solução é arrefecida. Uma vez que a água tem uma maior temperatura de saturação, o vapor de água é parcialmente condensado de forma a retornar para dentro do gerador. A pequena parcela de vapor d'água que não atingiu a condensação nesta troca de calor, irá se encaminhar em meio ao vapor de amoníaco (no estado gasoso) fazendo com que esta mistura, rica em amônia, se encaminhe ao retificador (THRELKELD, 1970).

O retificador ou condensador de refluxo, por sua vez, é um trocador de calor arrefecido por água. É responsável pela redução final da concentração de água presente no vapor de amoníaco. Este processo ocorre devido à condensação da água no interior do retificador. Inevitavelmente uma pequena parcela de amoníaco irá retornar ao gerador na forma líquida, com baixa concentração de amônia. O

---

<sup>3</sup> Amoníaco: Solução de amônia e água ( $NH_3 - H_2O$ ).

vapor de amoníaco, que tem sua pureza elevada após a passagem pelo retificador, escoo para o condensador (DOSSAT, 1961).

Conforme figura (2.18) é possível verificar que o processo entre os pontos (1) e (2) engloba as transformações que o correm no absorvedor, gerador, analisador e retificador, que correspondem ao processo de compressão (1)-(2) do ciclo termodinâmico de refrigeração, mostrado na figura (2.19).

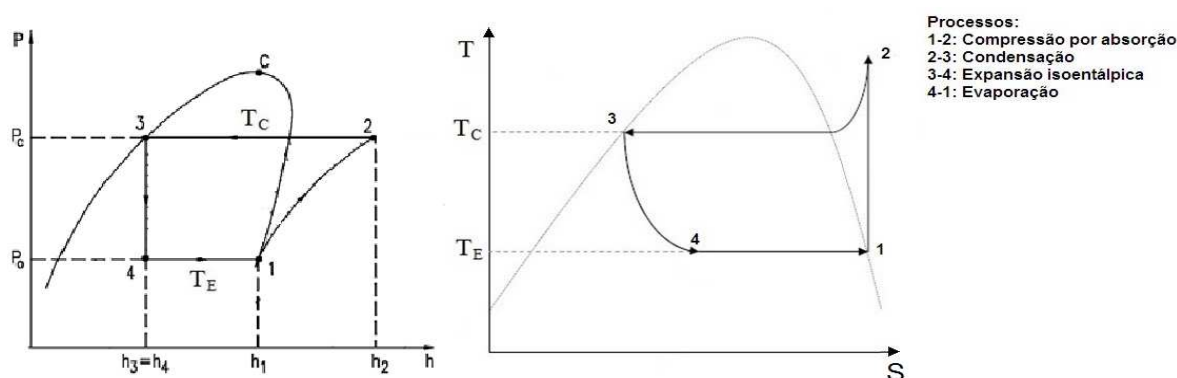


Figura 2.19 - Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo teórico de refrigeração.

Fonte: Adaptado de Stoecker (1985).

O condensador de um sistema de refrigeração, por sua vez, é o componente que está em contato direto com o meio onde será rejeitado o calor proveniente do evaporador e gerador (TALBI; AGNEW, 2002). No seu interior ocorre a condensação do vapor de refrigerante proveniente do retificador, na pressão de condensação, processo (2)-(3) da figura (2.19). O líquido passa então através do dispositivo de expansão, através do qual sua pressão é reduzida isoentalpicamente a um valor correspondente à temperatura de evaporação esperada no evaporador, definindo assim o processo (3)-(4) da figura (2.19).

O evaporador, por fim, tem a função de absorver a carga térmica em contato com sua superfície e a sua temperatura está diretamente relacionada com a pressão a qual está submetido. Após absorver a carga térmica no evaporador, o fluido refrigerante na forma de vapor segue para o absorvedor, completando o ciclo (HEROLD ET AL, 1996).

Segundo Threlkeld (1970), o desempenho depende das propriedades do refrigerante. O coeficiente de desempenho, COP, é um parâmetro importante na

análise das instalações de refrigeração, sendo definido pela razão entre o calor retirado do evaporador e o calor fornecido no gerador conforme a equação (2.26). O COP diminui se houver diminuição da temperatura de evaporação e aumenta se houver diminuição da temperatura de condensação.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_q} \quad (2.26)$$

O calor transferido no gerador,  $\dot{Q}_q$ , é a quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser entregue à máquina com a finalidade de disponibilizar a refrigeração  $\dot{Q}_f$  no ambiente.

Tão importante quanto o cálculo do coeficiente de desempenho do projeto é a determinação da adequada solução binária. Conforme Stoecker (1985), propriedades como alta condutividade térmica, baixa viscosidade e elevado calor de evaporação são fundamentais para fluidos refrigerantes. Entretanto quando se trata de soluções binárias, propriedades relativas ao par refrigerante-absorvente são fundamentais, tais como grande afinidade entre os fluidos e volatilidade do refrigerante maior do que a do absorvente. Conforme Mühle (2003), sistemas que trabalham com o par amônia-água são indicados para projetos onde a temperatura necessária à evaporação atinge valores negativos, entre 0 e  $-35^\circ\text{C}$ , em contrapartida, sistemas que utilizam água-brometo de lítio propiciam temperaturas de evaporação positivas, uma vez que temperaturas negativas resultariam na solidificação da água no interior do evaporador.

Conforme Mühle (2003), para que o projeto atenda às necessidades de refrigeração do ambiente, é fundamental selecionar um equipamento que possua uma capacidade nominal equivalente à máxima carga térmica da edificação. A refrigeração do ambiente é realizada por um circuito de água gelada, responsável pela troca de calor entre o evaporador do chiller de absorção, a serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD) e consequentemente com o ar de insuflamento. A vazão mássica neste circuito,  $\dot{m}_1$ , e a temperatura de entrada,  $T_{1ms}$  de água gelada são de fundamental importância, uma vez que determinam a taxa de transferência de calor no SRD.

O gerador, por sua vez, é alimentado por um circuito de água quente. Este circuito é responsável pela alimentação da fonte quente no interior do chiller de absorção. A energia deve ser fornecida ao gerador à uma vazão mássica,  $\dot{m}_3$ , e à uma temperatura de entrada  $T_{1mr}$  da água no gerador.

Os valores das vazões mássicas, temperaturas de entrada e saída nos componentes e o COP são especificados pelos fabricantes por meio de curvas de desempenho relacionando às temperaturas da água no gerador, evaporador e no circuito de resfriamento. Como já mencionado anteriormente, o calor rejeitado no condensador e no absorvedor deve ser dissipado. Este processo é realizado por meio de um circuito de resfriamento no qual é bombeado água através de uma torre de resfriamento. Os requisitos da instalação de resfriamento tais como vazão mássica,  $\dot{m}_4$  e temperatura de entrada e saída da água de resfriamento,  $T_{1mt}$  e  $T_{2mt}$ , devem ser fornecidos pelo fabricante para um correto dimensionamento dos equipamentos.

## 2.6 Energia solar

O Sol é uma fonte de energia considerada inesgotável e, por esta razão é uma das principais alternativas de energia limpa para substituir os combustíveis fósseis como matriz energética. Existem basicamente duas técnicas para a captação da energia solar: fotovoltaica, processo que converte energia solar diretamente em energia elétrica utilizando painéis fotovoltaicos e a segunda relaciona a transformação da irradiação solar em energia térmica utilizando coletores solares planos e concentradores.

As vantagens da utilização da energia solar como fonte de calor são perceptíveis quando analisamos os custos ambientais da extração. Trata-se de uma fonte de energia renovável que, apesar de ter custos de implantação elevados, vem ganhando espaço, pois agride minimamente o ambiente na sua geração (ANEEL, 2002).

### 2.6.1 Coletores solares

O objetivo básico do sistema de energia solar é coletar a irradiação solar e convertê-la em energia térmica útil. O desempenho do sistema depende de vários

fatores, que incluem a disponibilidade de energia solar, a temperatura ambiente, as características da demanda de energia e especialmente as características térmicas dos coletores solares (STOECKER, 1985).

Existem vários tipos de coletores disponíveis no mercado e a seleção de um ou outro dependerá da aplicação desejada. Estes equipamentos são classificados, primeiramente, em fixos ou rastreadores. Estes últimos são controlados para seguir o Sol ao longo do dia por meio de controladores elétricos, por esta razão são mais complexos e geralmente utilizados para aplicações especiais a altas temperaturas. Os coletores fixos, por sua vez, são mais simples e menos eficientes, entretanto, são em geral preferidos por apresentarem menor custo de aquisição e manutenção (SOTERIS, 2009).

Segundo Soteris (2009), os coletores também são classificados em planos e concentradores. Os primeiros são utilizados para menores temperaturas e a sua área de absorção é inteiramente utilizada para a conversão da energia solar em energia térmica. Os coletores concentradores, por sua vez, são utilizados para temperaturas de trabalho elevadas e têm como principal característica a utilização de superfícies côncavas refletoras. Estes equipamentos concentram a radiação de uma grande área em um pequeno espaço, permitindo assim que o sistema alcance maiores temperaturas. A tabela (2.2) relaciona os coletores solares de acordo com a razão de concentração, movimentação, tipo de absorvedor e temperatura de trabalho.

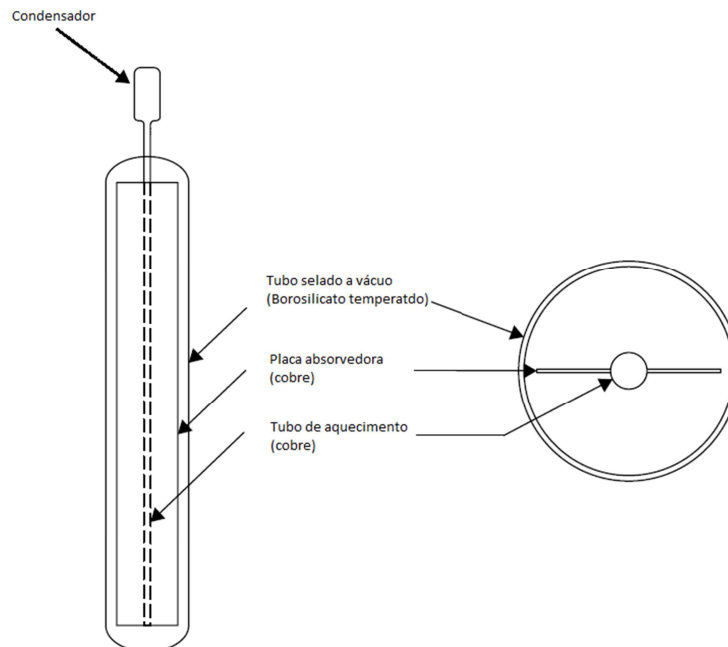
**Tabela 2.2 - Tipos de coletores solares (traduzido).**

Movimentação	Tipo de coletor	Tipo de absorvedor	Razão de concentração	Faixa de temperatura indicada(°C)
Estacionário	Coletor de placa plana (FPC)	Plano	1	30-80
	Coletor à vácuo (ETC)	Plano	1	50-200
Rastreamento unidimensional	Coletor parabólico composto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
		Tubular	5-15	60-300
	Refletor linear de fresnel (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Coletor de cuba cilíndrica (CTC)	Tubular	15-50	60-300
Rastreamento bidimensional	Coletor de cuba parabólica (PTC)	Tubular	10-85	60-400
	Refletor de prato parabólico (PDR)	Pontual	600-2000	100-1500
	Coletor de campo helioestático (HFC)	Pontual	300-1500	150-2000

Nota: Razão de concentração é definida como a área de abertura dividida pela área de absorção do coletor

**Fonte: Adaptado de Soteris (2009).**

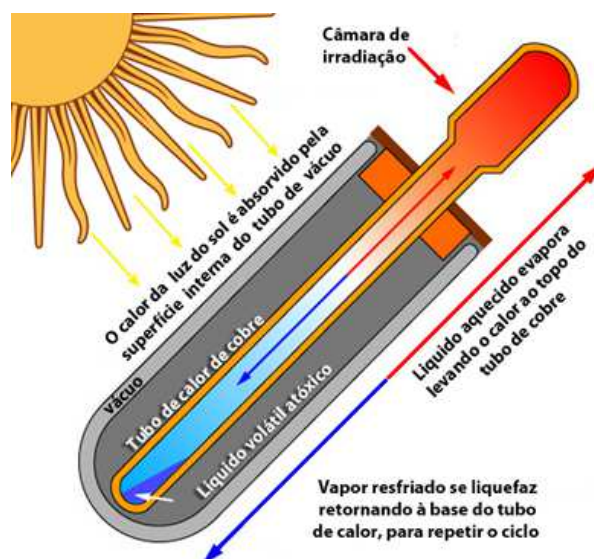
Segundo Stoecker (1985), coletores de placa de alto rendimento são requeridos geralmente para operações de refrigeração na faixa de temperatura de 80-120 °C. Um exemplo deste tipo de equipamento é o coletor a vácuo ou ETC (Evacuated Tube Collector), esquematizado na figura (2.20):



**Figura 2.20 - Coletor solar a vácuo.**

**Fonte: Adaptada de Soteris (2009).**

Segundo Soteris (2009), estes coletores solares consistem em um tubo de calor, geralmente confeccionado em cobre, interno à outro tubo selado à vácuo. Este tubo externo normalmente é fabricado em borossilicato temperado e revestido internamente com nitrato de alumínio, que possui capacidade de absorção da energia solar de até 96%. A placa absorvedora é usualmente feita de cobre revestido com material absorvente e tem por finalidade aumentar a área de absorção solar. Na parte superior de cada coletor existe um condensador responsável pela troca de calor à temperatura constante da energia absorvida pelo sistema com o meio a ser aquecido.



**Figura 2.21 - Princípio de funcionamento do coletor solar a vácuo.**

**Fonte: Resende (2013).**

Na figura (2.21) pode-se observar o princípio de funcionamento destes equipamentos. O tubo de calor contém uma pequena quantidade de fluido, normalmente metanol, que é sujeito a um ciclo de evaporação e condensação. O fluido interno vaporiza com a absorção da energia solar e posteriormente condensa na câmara de irradiação, trocando calor com o meio a ser aquecido à temperatura constante (SOTERIS, 2009).

Para suprir as necessidades caloríficas das instalações são associados vários ETC's, como demonstrado na figura (2.22). Esta associação ocorre de modo que o condensador de cada coletor permaneça em contato direto com a massa fluída de água escoando internamente a um tubo coletor geral, denominado manifold. Posteriormente, este fluido refrigerante é armazenado em reservatórios isolados termicamente.





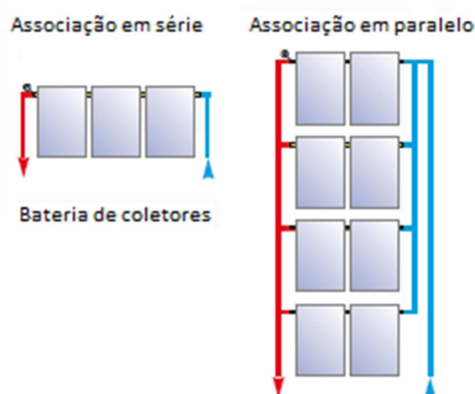
**Figura 2.22 - Associação de coletores solares a vácuo.**  
**Fonte: Adaptado de Solar Foz – Comércio de coletores solares (2014).**

A teoria descrita a seguir é de autoria de Hottel, Whillier e Bliss, mencionada e descrita por Duffie e Beckman (1991), podendo ser aplicada a diferentes modelos de coletores. A energia entregue pelo coletor ao fluido de trabalho, denominada de energia útil,  $\dot{Q}_{UC}$ , é obtida, em regime permanente, pela equação (2.27).

$$\dot{Q}_{UC} = \dot{m}_2 c_p (T_{2cr} - T_{1cr}) = \eta_c \dot{Q}_c = \eta_c I_c A_c \quad (2.27)$$

Onde  $\eta_c$  é a eficiência térmica do coletor, fornecida pelo fabricante e obtida empiricamente,  $I_c$  é a insolação incidente,  $A_c$  é a área útil do coletor solar,  $\dot{Q}_c$  trata-se da radiação solar incidente,  $\dot{m}_2$  representa a vazão mássica de água no manifold do coletor,  $c_p$  é o calor específico da água a pressão constante e  $T_{2cr}$  e  $T_{1cr}$  representam, respectivamente a temperatura de saída e entrada da água no manifold do coletor.

Para que ocorra o acréscimo de temperatura necessário ao processo, é realizada a associação em série de vários coletores, a esta associação dá-se o nome de bateria de coletores. Em uma bateria, um único fluxo de água passa por mais de um equipamento aumentando sucessivamente a sua temperatura. Eventualmente, uma única bateria não possui a capacidade de transferir a energia necessária ao sistema. Portanto, utiliza-se a associação de baterias em paralelo, onde as vazões das baterias são somadas, resultando em um fluxo total capaz de gerar a energia necessária à instalação. O balanço hidráulico, responsável pelo balanceamento das vazões na associação em paralelo, é fundamental para obter o mesmo rendimento em todas as baterias e evitar um possível superaquecimento. A figura (2.23) apresenta as associações descritas anteriormente. (RINNAI, 2013)



**Figura 2.23 - Associações de coletores em série e paralelo.**  
Fonte: SolarBayer (2012).

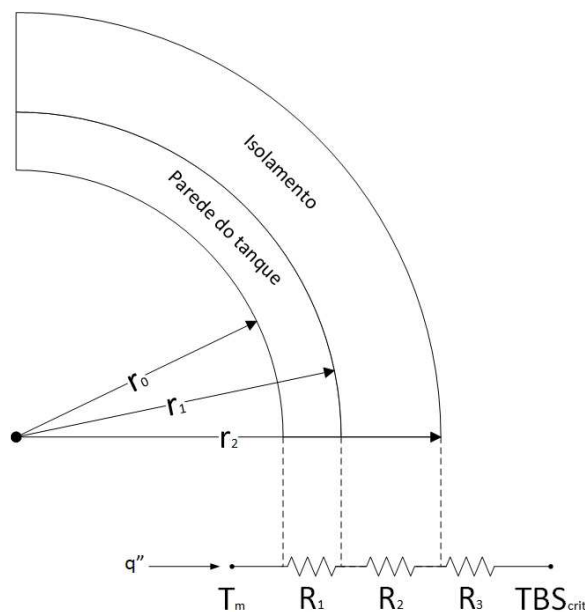
Outros fatores importantes relativos aos coletores solares são ângulo de inclinação e orientação geográfica. Conforme RINNAI (2013), no Brasil os coletores devem ser orientados para o norte geográfico e o ângulo de inclinação deve ser igual à latitude do local acrescido de  $10^{\circ}$  e não ultrapassando o mínimo de  $20^{\circ}$ .

### 2.6.2 Reservatório térmico

Conforme Stoecker (1985), o reservatório térmico é parte necessária do sistema de energia solar, uma vez que a demanda de energia frequentemente não coincide com a sua coleta. A capacidade do reservatório é estimada considerando a

área absorvente total dos coletores, uma vez que o fluxo mássico no escoamento é aquecido nos ETC's por intermédio da energia solar. Quando a capacidade de fornecimento de energia do reservatório térmico esgota-se, é necessário que um sistema auxiliar forneça energia para suprir as exigências da edificação. Estes sistemas devem ser dimensionados para suportar toda a carga térmica do ambiente, uma vez que as condições climáticas podem mudar radicalmente.

Este tanque de armazenamento deve ser confeccionado com um material sólido estável térmica e quimicamente, revestido por um espuma isolante que apresente baixa condutividade térmica, a fim de minimizar as perdas de energia para o ambiente exterior. Segundo Incropera (2007), a resistência térmica do tanque pode ser expressa pelo esquema da figura (2.24):



**Figura 2.24 - Resistência térmica do tanque de armazenamento.**

**Fonte: Autoria própria.**

Segundo Incropera (2007), o coeficiente global de transferência de calor,  $U_r$  no tanque, é apresentado pela equação (2.28):

$$U_{rt} = \frac{1}{[R_1 + R_2 + R_3] A_{rt,e}} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_\infty A_{rt,e}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_{is} L_{rt,c}} + \frac{\ln(r_1/r_0)}{2\pi k_{rt} L_{rt,s}} \right] A_{rt,e}} \quad (2.28)$$

Onde  $R_1$ ,  $R_2$  e  $R_3$  caracterizam as resistências térmicas do tanque de armazenamento. A área externa do tanque é representada por  $A_{rt,e}$ ,  $h_\infty$  é o coeficiente de película externo ao tanque, as condutividades térmicas do isolante e do material do tanque são representados por  $k_{is}$  e  $k_{rt}$ , respectivamente. As alturas  $L_{rt,c}$  e  $L_{rt,s}$  correspondem ao tanque com isolamento térmico e sem isolamento térmico, respectivamente. E finalmente,  $r_0$ ,  $r_1$  e  $r_2$  configuram os raios conforme figura (2.24).

Segundo Incropera (2007), o coeficiente de película interno ao tanque pode ser desprezado, uma vez que não há variação de temperatura entre a parede interna e o fluido contido no reservatório.

A perda de calor no tanque por unidade de tempo,  $\dot{Q}_{rt}$ , é determinada pela equação (2.29) em função da temperatura média interna ao tanque  $T_m$  e da temperatura crítica externa  $TBS_{crit}$ , que corresponde a menor temperatura de bulbo seco de projeto.

$$\dot{Q}_{rt} = U_{rt} A_{rt,e} (TBS_{crit} - T_m) \quad (2.29)$$

### 2.6.3 Fonte de alimentação auxiliar

A grande parte dos sistemas de aquecimento de água que utilizam energia solar não são dimensionados para suprir a totalidade da demanda de água quente. Caso fossem, a quantidade de coletores e o volume do reservatório inviabilizariam o sistema do ponto de vista econômico. Em função disso, os sistemas são especificados com uma fonte auxiliar de energia visando suprir um possível déficit energético.

O coeficiente fração solar (FS) representa a parcela de energia térmica anual adicionada pelo sistema de aquecimento solar em relação à energia total consumida. É um parâmetro fundamental para o dimensionamento de sistemas de aquecimento de água utilizando energia solar. Para Duffie e Beckman (1991), o ideal é a utilização de uma FS de 75%. No entanto, para cada caso, o valor do FS deve ser avaliado levando em consideração aspectos econômicos e físicos das instalações.

As fontes de energia auxiliar mais utilizadas são o gás liquefeito de petróleo (GLP) e a eletricidade. O aquecimento por GLP é utilizado em equipamentos aquecedores que utilizam a chama produzida pela combustão deste gás para aquecer a água. Por outro lado, o aquecimento por intermédio da eletricidade ocorre pela dissipação de calor por Efeito Joule, através de uma resistência elétrica.

## 2.7 Viabilidade econômica de projetos

Conforme Gitman (2001), o estudo de viabilidade econômica tem como objetivo avaliar o plano de investimento a ser realizado, demonstrando a viabilidade ou inviabilidade do projeto. O projeto de climatização proposto neste trabalho será avaliado utilizando o conceito de valor presente líquido, ou VPL. Esta técnica de orçamento de capital leva em consideração o custo do dinheiro no tempo, portanto, é uma técnica adequada para investimentos em longo prazo. Este conceito utiliza os valores de aquisição e implantação dos equipamentos juntamente aos seus custos de operação, desenvolvendo um fluxo de caixa do investimento ao longo do seu período de vida útil, como demonstrado na figura (2.15).

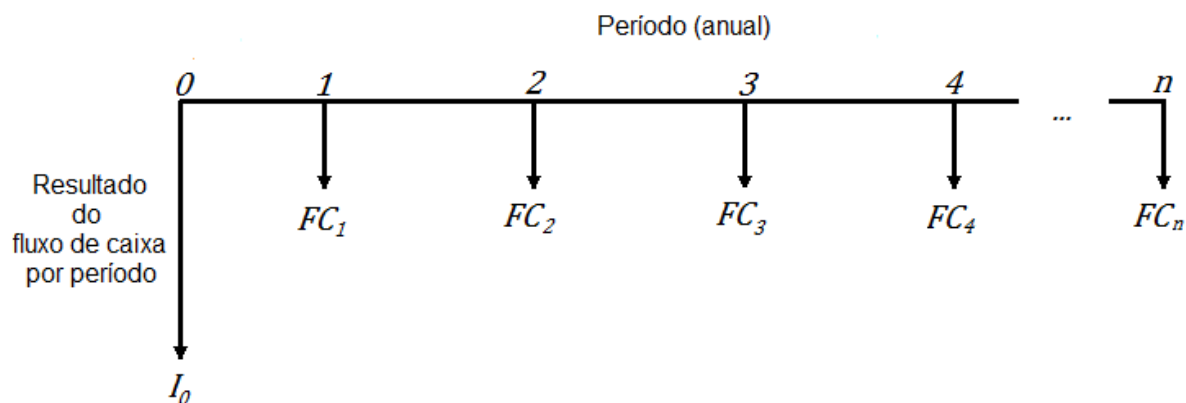


Figura 2.25 - Fluxo de caixa do projeto (exemplificado).

Fonte: Autoria própria.

O VPL é obtido subtraindo-se o investimento inicial do projeto ( $I_0$  [R\$]) do valor presente de seus custos operacionais ( $FC_j$  [R\$]), descontada a uma taxa correspondente ao custo de capital do investidor  $i$  [%/100], conforme demonstrado na equação (2.8) (GITMAN, 2010).

$$\mathbf{VPL} = \left[ \sum_{j=1}^n \frac{FC_j}{(1+i)^j} \right] - [I_0]$$

(2.189)

Vale salientar que por se tratar de um projeto o qual não irá gerar lucros diretos, as entradas de caixa serão sempre negativas, resultando em um VPL negativo. Todavia, o projeto mais viável economicamente será o que apresentar maior valor presente líquido, uma vez que esta técnica apresenta o lucro ou prejuízo decorrente do investimento.

### 3 DESENVOLVIMENTO

Para atingir o objetivo proposto neste trabalho, apresenta-se um estudo de caso utilizando uma zona térmica de múltiplos ambientes situada em Curitiba-PR, tendo como base os conceitos abordados na fundamentação teórica. Esta edificação será climatizada por intermédio de um sistema de refrigeração por absorção tendo como fonte térmica a energia solar. O desenvolvimento do projeto será pautado a partir das etapas de execução descritas na norma NBR 16401, são elas: levantamento dos dados e requisitos de projeto, cálculo da carga térmica da edificação, dimensionamento dos meios de condução de ar e ventilação, seleção do equipamento de refrigeração, seleção dos equipamentos de geração e armazenamento de energia térmica e dimensionamento da rede hidráulica.

As máquinas de absorção de vapor são tipicamente configuradas como chillers, que tem por função a refrigeração de água. Portanto, os equipamentos disponíveis no mercado exigem um fluido intermediário para realizar as trocas de calor entre o ar de insuflamento e o evaporador. Esta configuração caracteriza um sistema de refrigeração por expansão indireta.

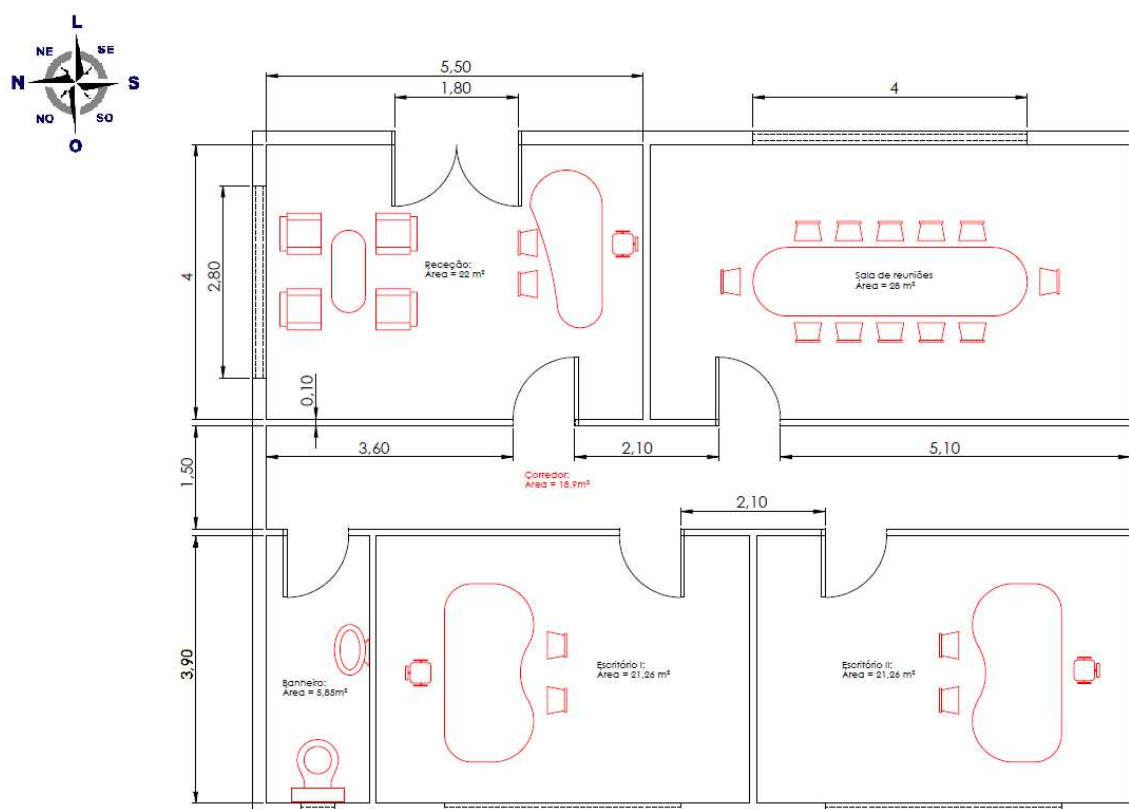
No que tange a distribuição de ar existem duas soluções possíveis para sistemas de expansão indireta: a primeira utiliza tubulações hidráulicas para distribuir água gelada e fan coils para realizar as trocas de calor em cada ambiente. A segunda opção é configurada por um sistema central de dutos, onde a troca de calor entre o ar e a água gelada é realizada através de uma única serpentina de resfriamento e desumidificação. No presente trabalho, serão projetados dutos para realizar esta distribuição de ar.

Os cálculos de carga térmica descritos por Carrier (1980) foram realizados para as 24 horas do dia de projeto. Entretanto, foi feita uma análise discreta do sistema considerando a inercia térmica da construção juntamente às variações climáticas ao longo do dia. Estes cálculos foram realizados com o auxílio de uma planilha eletrônica.

### 3.1 Dados e requisitos de projeto

Ao se iniciar um projeto de climatização é necessário realizar um estudo prévio dos dados e requisitos relacionados à edificação, são estes: desenhos arquitetônicos, orientação cardinal, posição geográfica, taxa de renovação de ar, horário de funcionamento, equipamentos, ocupantes e destinação.

Trata-se de uma edificação térrea, situada na cidade de Curitiba, composta por cinco ambientes: uma recepção, uma sala de reuniões, um corredor, um banheiro e dois escritórios, conforme ilustrado na figura (3.25).



**Figura 3.26 - Dimensões e orientação cardinal da edificação.**

Fonte: Autoria própria.

O telhado e o piso são feitos de laje simples revestidos com gesso na parte superior e as paredes externas compostas de tijolos maciços de 20 cm revestidos por argamassa de fina espessura. As paredes internas são de gesso acartonado, com portas e janelas de vidro definidos conforme apêndice (A.1). O desenho arquitetônico da instalação contém todas as informações descritas acima, além de providenciar de modo detalhado a disposição dos ambientes, suas dimensões, orientação cardinal e todos os materiais empregados em sua concepção. Este



desenho encontra-se no apêndice (A.1), e deve ser rigorosamente analisado antes dos cálculos relativos à carga térmica.

Além das informações intrínsecas à edificação, é necessário identificar os requisitos que este projeto exige, tais como sua posição geográfica, horário de funcionamento e equipamentos, conforme apresentado na tabela (3.3).

**Tabela 3.3 - Requisitos de projeto.**

Requisitos de projeto			
Cidade	Curitiba - Paraná - Brasil		
Altitude (m)	908		
Localização geográfica	25º de Latitude - Sul		
Peso específico da construção (kg/m <sup>2</sup> )	500		
Horário de ocupação	das 7:00 às 19:00 (12h/dia)		
Destinação	Escritório com média densidade		
Vazão de renovação de ar (m <sup>3</sup> /s)	0,128		
Taxa de ocupação (Número de pessoas por ambiente)	Recepção	7	
	Sala de reuniões	13	
	Corredor	3	
	Banheiro	1	
	Escritório I	3	
	Escritório II	3	
Iluminação (W/m <sup>2</sup> )	Fluorescente	16,00	
Equipamentos (unidade)	Recepção	Computador de uso contínuo	1
		Monitor médio	1
		Impressora a laser grande ligada em espera	1
		Máquina de café	1
	Sala de reuniões	Computador de uso contínuo	1
		Monitor médio	1
		Projektor multimídia	1
	Corredor	-	-
	Banheiro	-	-
	Escritório I	Computador de uso contínuo	1
		Monitor grande	1
	Escritório II	Computador de uso contínuo	1
		Monitor grande	1

**Fonte: Autoria própria.**

A localização geográfica e a altitude são dados referentes à cidade na qual a construção se encontra. As taxas de ocupação para cada ambiente, a lista de equipamentos, iluminação e a destinação da edificação são definidos conforme especificação do empreendedor. O peso específico da construção é a resultante da

divisão do peso total pela sua área e é um dado físico que permite estimar a inércia térmica da construção no decorrer do dia.

A vazão total de renovação de ar foi calculada conforme a equação (2.10). Para a definição das vazões de renovação em cada ambiente, foram utilizados os valores de  $\dot{V}_o$  e  $\dot{V}_a$  iguais a 0,0031 e 0,0004, respectivamente. Estes valores constam no anexo (A.7) e consideram a qualidade de ar nível 2 para uma edificação destinada a escritórios comerciais. A eficiência na distribuição do ar interior,  $E$ , é igual a 1, uma vez que o insuflamento de ar frio ocorre pelo forro, conforme anexo (A.8). Diante de todos os parâmetros definidos, os cálculos de vazão de renovação de ar por ambiente estão demonstrados na tabela (3.4).

**Tabela 3.4 - Vazões de renovação de ar.**

	Número de ocupantes (P)	P. $\dot{V}_o$	Área útil (A)	A. $\dot{V}_a$	$\dot{V}_r$ (m <sup>3</sup> /s)
Recepção	7	2,17E-02	22,00	0,009	0,031
Sala de reuniões	12	3,72E-02	28,00	0,011	0,048
Corredor	0	0,00	18,90	0,008	0,008
Escritório 1	3	9,30E-03	21,26	0,009	0,018
Escritório 2	3	9,30E-03	21,26	0,009	0,018
Banheiro	1	3,10E-03	5,85	0,002	0,005
Total	26	80,6	117,26	0,047	<b>0,128</b>

Fonte: Autoria própria.

Tão importante quanto o levantamento dos requisitos de projeto é definir as condições meteorológicas da localidade de Curitiba e as condições de conforto térmico exigidas para os ambientes. Conforme descrito na fundamentação teórica, os dados da tabela (3.5) demonstram os valores pertinentes ao projeto.

**Tabela 3.5 - Dados climáticos da cidade de Curitiba-Pr.**

Dados climáticos		
Condições externas	TBS (°C)	30,9
	TBU (°C)	23,2
Condições de conforto	TBS (°C)	24
	UR(%)	50
Frequencia anual	%	0,4
Variação de temperatura diária	$\Delta T_d$ (°C)	9,5
Ponto de orvalho	Torv (°C)	20,3

Fonte: Adaptado da norma NBR 16401 (2008).

### 3.2 Cálculo de carga térmica

Utilizando a teoria descrita na fundamentação teórica, primeiramente foi definido o dia de projeto para o cálculo de carga térmica. Segundo Carrier (1980), este dia é definido como o dia de maior insolação do ano na fachada de maior área envidraçada. Para o presente trabalho, a orientação desta fachada é oeste. Portanto, utilizando o anexo (B.1) e conhecendo a localização geográfica da edificação (25° Sul), extraiu-se a data e o horário da máxima insolação incidente,  $I_s$ , na fachada correspondente. Para o dia de projeto do presente trabalho, 20 de fevereiro e 23 de outubro constataram-se os valores de  $I_s$  para as demais direções cardinais, conforme tabela (3.6).

**Tabela 3.6 - Insolação máxima, corrigida e de referência para cada orientação.**

Direção	$I_s$ (W)	$I_t$ (W)	$I_m$ (W)
Norte	139,33	164,81	80,75
Sul	44,12	52,19	232,32
Leste	519,01	613,91	551,62
Oeste	519,01	613,91	551,62
Horiz	758,20	896,83	732,65

**Fonte: Autoria própria**

Como descrito anteriormente, o valor de  $I_s$  deve ser corrigido conforme o rodapé do anexo (B.1), gerando os valores de  $I_t$ . No entanto, para o cálculo da transmissão de calor através das paredes, é necessário conhecer os valores de  $I_m$ , que também são encontrados no mesmo anexo em função das direções cardinais.

#### 3.2.1 Transmissões de calor através de vidros e paredes

O procedimento de cálculo relativo às transmissões de calor por insolação e condução nos vidros, equação (2.1) e (2.2), respectivamente, e através das paredes, equações (2.3) e (2.4), são variáveis ao longo das horas do dia e em função de inúmeros fatores relacionados aos ambientes. Este procedimento encontra-se registrado em planilha eletrônica.

### 3.2.2 Geração de calor e umidade por fontes internas

Quanto às taxas de geração interna de calor, foram realizados os cálculos previstos na fundamentação teórica, equações (2.5) a (2.9), utilizando os requisitos de projeto expostos na tabela (3.3) juntamente aos anexos (A.2) a (A.6), referentes às taxas típicas de dissipação de calor por ocupação, iluminação e equipamentos de escritório. É importante ressaltar que esta parcela da carga térmica só ocorre durante o horário de funcionamento do escritório, ou seja, das 07:00h às 19:00h.

As taxas relativas à ocupação foram calculadas utilizando as equações (2.5), (2.6) e o anexo (A.2), cujos resultados estão descritos na tabela (3.7).

**Tabela 3.7 - Geração interna de calor e umidade (Ocupação).**

<b>Ocupação</b>	Recepção	Sala de reunião	Escritório 1	Escritório 2	Banheiro
Quantidade de pessoas	7	12	3	3	1
Descrição	Trab. Escritório	Trabalho leve	Trab. Escritório	Trab. Escritório	Trabalho leve
Geração individual de calor sensível (W)	75,00	70,00	75,00	75,00	70,00
Geração individual de calor latente (W)	55,00	45,00	55,00	55,00	45,00
Geração total de calor sensível (W)	525,00	840,00	225,00	225,00	70,00
Geração total de calor latente (W)	385,00	540,00	165,00	165,00	45,00

Fonte: Autoria própria.

Os valores relativos a iluminação foram obtidos utilizando a equação (2.7) juntamente ao anexo (A.3) e estão listados na tabela (3.8).

**Tabela 3.8 - Geração interna de calor (Iluminação).**

<b>Iluminação</b>	Recepção	Sala de reunião	Escritório 1	Escritório 2	Banheiro	Corredor
Descrição	Fluorescente	Fluorescente	Fluorescente	Fluorescente	Fluorescente	Fluorescente
Geração de calor sensível (W/m <sup>2</sup> )	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00
Área útil (m <sup>2</sup> )	22,00	28,00	21,26	21,26	5,85	18,9
Total de calor sensível (W)	352,00	448,00	340,08	340,08	93,60	302,40

Fonte: Autoria própria.

Em relação aos equipamentos, as taxas de geração de calor foram calculadas através das equações (2.8), (2.9) e dos anexos (A.4) a (A.6). A tabela (3.9) apresenta os valores obtidos por ambiente.

**Tabela 3.9 - Geração interna de calor e umidade (Equipamentos).**

Equipamentos	Recepção			
	Computador de uso contínuo	Monitor médio	Impressora a laser grande ligada em espera	Máquina de café
Geração de calor sensível (W)	55,00	70,00	125,00	1050,00
Geração de calor latente (W)	0,00	0,00	0,00	450,00
Descrição	Escritório 1		Escritório 2	
	Computador de uso contínuo	Monitor grande	Computador de uso contínuo	Monitor grande
Geração de calor sensível (W)	55,00	80,00	55,00	80,00
Geração de calor latente (W)	0,00	0,00	0,00	0,00
Descrição	Sala de reunião			
	Computador de uso contínuo	Monitor médio	Projektor multimídia	
Geração de calor sensível (W)	55,00	70,00	283,00	
Geração de calor latente (W)	0,00	0,00	0,00	

Fonte: Autoria própria.

### 3.2.3 Cargas térmicas provenientes da renovação de ar

Para obter as parcelas da carga térmica sensível e latente proveniente da renovação de ar exterior, são utilizadas as equações (2.11) e (2.12) respectivamente. Para o presente trabalho o fator de by-pass,  $b_p$ , é igual 0,15 em virtude de tratar-se de uma aplicação padrão (escritórios), conforme mencionado anteriormente na tabela (2.1). As condições de conforto e de ar externo de projeto são conhecidas, tabela (2.5), e com o uso da carta psicrométrica para a altitude de 908m, torna-se possível determinar todas as propriedades termodinâmicas do ar nas condições necessárias, conforme apresentado na tabela (3.10).

**Tabela 3.10 - Propriedades do ar nos pontos de estado (E), (C) e (O).**

Condições	(E)	(C)	(O)
TBS (°C)	30,90	24,00	30,90
TBU (°C)	23,20	16,80	18,94
$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	0,985	0,953	0,975
$h$ (kJ/kg)	74,06	50,51	57,58
$w$ (g/kg de ar)	16,80	10,36	10,36

Fonte: Autoria própria.

Posto isso, foi utilizado as equações (2.11) e (2.12), a fim de determinar as parcelas da carga térmica sensível e latente provenientes do ar exterior, conforme

tabela (3.11). Para este cálculo foi utilizado os valores obtidos da tabela (3.10) juntamente ao fator de by-pass e à vazão de renovação de ar,  $\dot{V}_r$ .

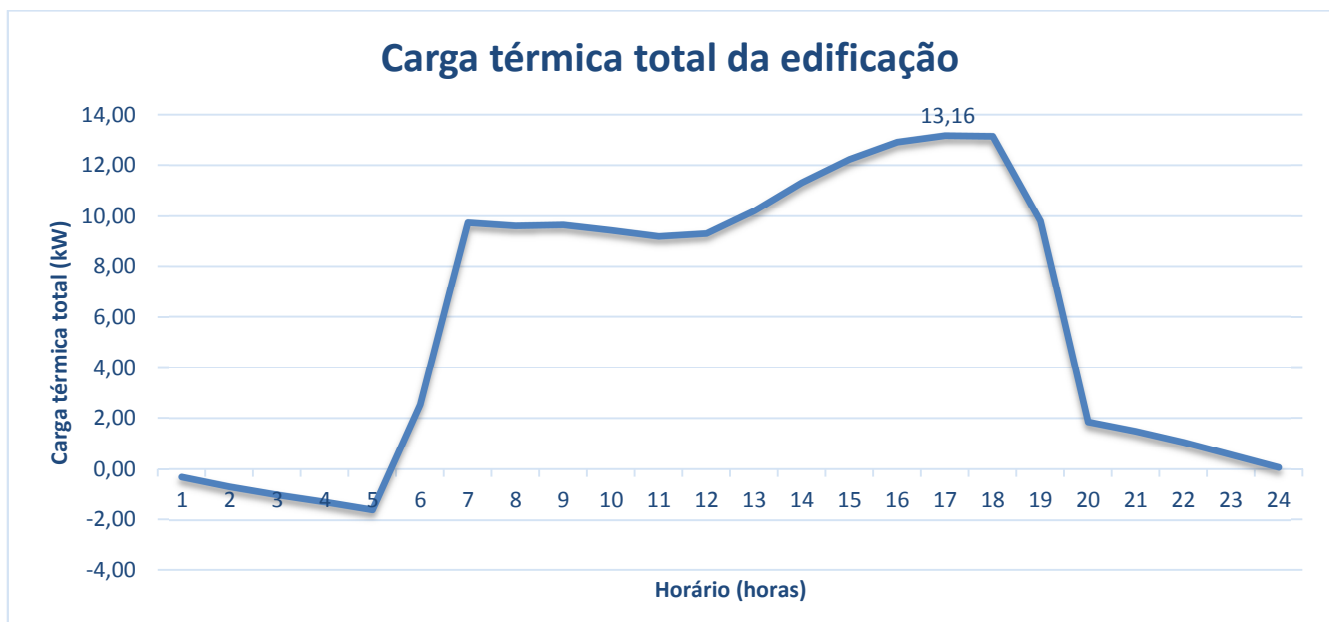
**Tabela 3.11 - Cargas térmicas de renovação sensível e latente.**

Ambiente	$\dot{Q}_{rs}$ (W)	$\dot{Q}_{rl}$ (W)
Recepção	32,84	76,54
Sala de reuniões	52,11	121,47
Banheiro	8,14	18,97
Escritório 1	19,17	44,68
Escritório 2	19,17	44,68
Corredor	5,86	13,65
Total	137,28	319,99

Fonte: Autoria própria.

Com todas as parcelas da carga térmica calculadas ao longo do dia e para cada ambiente, somou-se os valores obtidos ao longo das 24 horas (dia de projeto) de projeto utilizando as equações (2.13) e (2.14), gerando os perfis de carga térmica de cada ambiente constantes no apêndice (B.2) e (B.3).

Computando-se a soma das cargas térmicas de todos os ambientes, obtém-se o perfil de carga térmica total da edificação, ilustrado na figura (3.26).



**Figura 3.27 - Comportamento da carga térmica total da edificação ao longo do dia de projeto.**

Fonte: Autoria própria.

Para fins de projeto, é necessário selecionar um sistema de refrigeração capaz de suprir o pico de carga térmica. No presente trabalho, o valor máximo

obtido foi de 13,16 kW às 17:00 do dia de projeto. Os demais valores estão descritos na tabela (3.12).

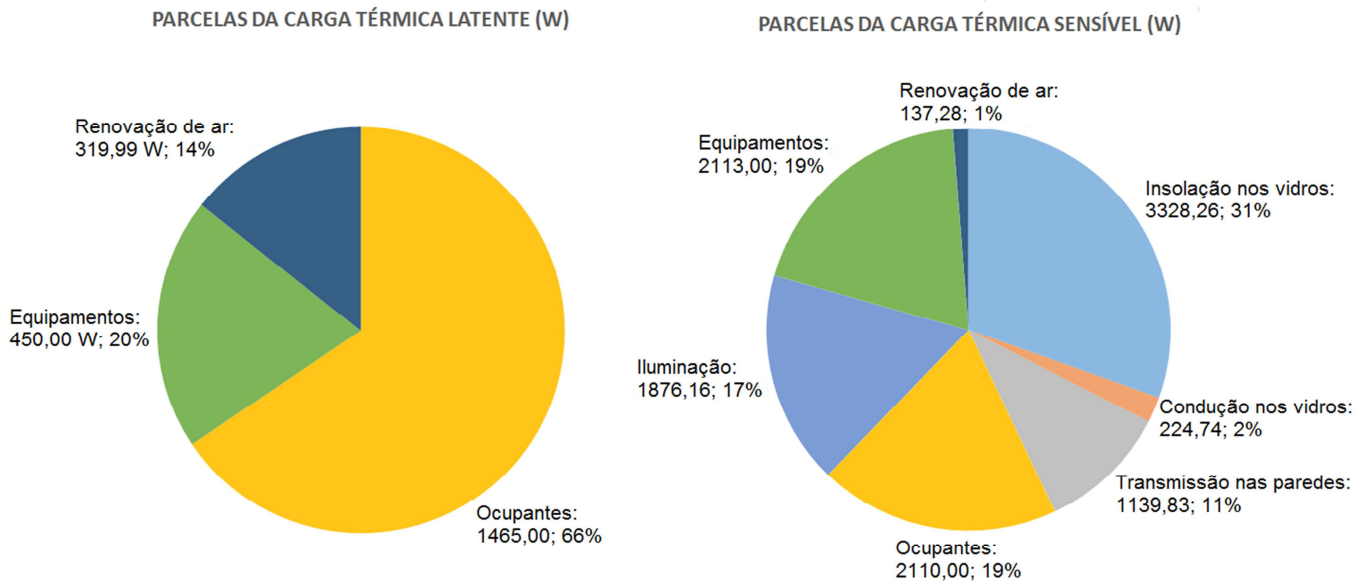
**Tabela 3.12 - Valores da carga térmica total em função do horário solar.**

Carga térmica total em função do horário solar							
Horário	CT (kW)	Horário	CT (kW)	Horário	CT (kW)	Horário	CT (kW)
01:00	-0,300	07:00	9,741	13:00	10,212	19:00	9,811
02:00	-0,686	08:00	9,612	14:00	11,328	20:00	1,858
03:00	-0,997	09:00	9,650	15:00	12,239	21:00	1,497
04:00	-1,273	10:00	9,436	16:00	12,914	22:00	1,065
05:00	-1,584	11:00	9,198	<b>17:00</b>	<b>13,164</b>	23:00	0,575
06:00	2,544	12:00	9,316	18:00	13,136	00:00	0,079

Fonte: Autoria própria.

Ao analisar o gráfico da figura (3.26) associado à tabela (3.12), verifica-se que há um grande salto de carga térmica entre os horários de 05:00 às 07:00h e das 18:00 às 20:00h, devido a duas razões: os crepúsculos matutino e vespertino e o início e término do expediente. No intervalo de 09:00 às 12:00h o perfil de carga térmica permanece aproximadamente constante, uma vez que neste intervalo de tempo ocorre o armazenamento de energia devido à inércia térmica da edificação. No período vespertino, das 12:00 as 18:00h, a carga térmica aumenta devido à insolação na fachada oeste, com maior área envidraçada, associada à inércia térmica acumulada no período anterior.

Com o auxílio da planilha eletrônica utilizada para calcular a carga térmica, foi possível gerar os gráficos ilustrados na figura (3.27). Estes diagramas apresentam a composição da carga térmica sensível e latente máximas, ou seja, às 17h do dia de projeto. É possível verificar que a carga térmica proveniente da insolação nos vidros é a parcela mais expressiva, correspondendo a 3.328,26 W, ou seja, 31% da carga térmica sensível total na edificação.



**Figura 3.28 - Parcelas da carga térmica.**

Fonte: Autoria própria.

Entretanto, para o cálculo das vazões de insuflamento, é necessário calcular a carga térmica total por ambiente em seu ponto de pico, expresso no dia de projeto. Como já evidenciamos anteriormente, esta carga térmica máxima ocorre às 17h, e suas parcelas por ambiente estão demonstradas na tabela (3.13).

**Tabela 3.13 - Carga térmica total por ambiente às 17:00.**

Ambiente	$\dot{Q}_{ts}$ (kW)	$\dot{Q}_{tl}$ (kW)	Total (kW)	FC <sub>Sef</sub>
Recepção	2,97	0,91	3,88	0,765
Sala de reuniões	2,27	0,66	2,93	0,774
Banheiro	0,25	0,06	0,32	0,799
Escritório 1	2,34	0,21	2,55	0,918
Escritório 2	2,19	0,21	2,40	0,913
Corredor	0,91	0,18	1,09	0,835
Total	10,93	2,23	13,16	0,830

Fonte: Autoria própria.

### 3.3 Cálculo das vazões de insuflamento

Uma vez calculada as cargas térmicas, sensível e latente totais da edificação, parte-se para o cálculo das vazões mássicas de insuflamento utilizando a carta psicrométrica para a cidade de Curitiba. A fim de calcular o FC<sub>Sef</sub>, utilizou-se a



equação (2.15). Com o valor deste parâmetro, 0,830, juntamente à condição de conforto, foi definido o ponto de estado (S), referente à temperatura de superfície do SRD. Para o presente trabalho,  $TBS_S = 13 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $h_S = 36,62\text{kJ/kg}$ .

Para obter as massas de insuflamento, deve-se utilizar a equação (2.16) juntamente aos valores do pico da carga térmica sensível,  $\dot{Q}_{ts}$ , fator de by-pass, bp, e entalpias  $h_S$  e  $h_C$ . Efetuando os cálculos citados foram gerados os valores apresentados na tabela (3.14).

**Tabela 3.14 - Vazões de insuflamento.**

Ambiente	Vazão de ar insuflado (kg/s)	Vazão de ar insuflado (m <sup>3</sup> /h)
Recepção	0,296	983,27
Sala de reuniões	0,226	751,54
Banheiro	0,025	84,18
Escritório 1	0,233	774,73
Escritório 2	0,219	727,12
Corredor	0,090	300,58
Total	1,089	3465,80

**Fonte: Autoria própria.**

Com a finalidade de encontrar todos os pontos presentes no ciclo psicrométrico foi calculada, através da equação (2.17), a temperatura do ponto de mistura,  $TBS_M = 24,9 \text{ }^\circ\text{C}$ . Aplicando o procedimento ilustrado na figura (2.8), foi possível determinar o ponto (M), definido por  $TBS_M$  e  $h_M = 53,71 \text{ kJ/kg}$ .

Posteriormente, para definir o ponto de insuflamento (I), foi utilizada a equação (2.18) a fim de determinar o valor de  $TBS_I$ ,  $14,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . A equação (2.19) foi utilizada para o cálculo de  $FCS_a$ , igual a 0,849. Pode-se observar que os valores de  $FCS_{ef}$  e  $FCS_a$  são muito próximos, em decorrência da baixa taxa de renovação de ar necessária à aplicação. Finalmente, aplicando o procedimento ilustrado na figura (2.9) à carta psicrométrica, foi determinado o ponto de estado (I), definido por  $TBS_I$  e  $h_I = 36,85 \text{ kJ/kg}$ .

### 3.4 Dimensionamento dos meios de condução de ar e ventilação

Uma vez calculadas as vazões de insuflamento a serem distribuídas em cada ambiente, parte-se para o dimensionamento dos meios de condução de ar e ventilação. Para a realização desta etapa, deve-se primeiramente dimensionar o equipamento responsável pelas trocas de calor entre o ar de insuflamento e a água fria proveniente da máquina de refrigeração.

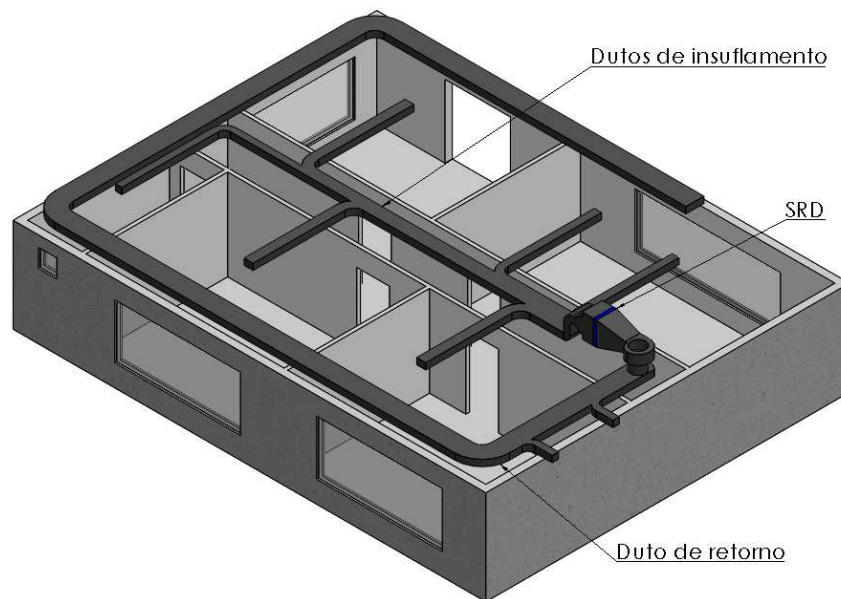
A serpentina de resfriamento e desumidificação, SRD, foi selecionada levando em consideração a geometria do duto, capacidade térmica necessária, temperatura de insuflamento, vazão de água gelada e de ar insuflado. As características de operação deste equipamento estão apresentadas na tabela (3.15).

**Tabela 3.15 - Características do SRD.**

Características do SRD		
Capacidade (kW)	15,6	
Dimensões (mm)	Comprimento	660
	Largura	550
	Espessura	160
Água	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	1,9
	Temperatura de entrada (°C)	7,0
	Temperatura de saída (°C)	14,0
	Perda de carga (kPa)	10,4
Ar	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	3700
	Temperatura de entrada (°C)	25,0
	Temperatura de saída (°C)	14,8
	Perda de carga (Pa)	101,0

**Fonte: Autoria própria.**

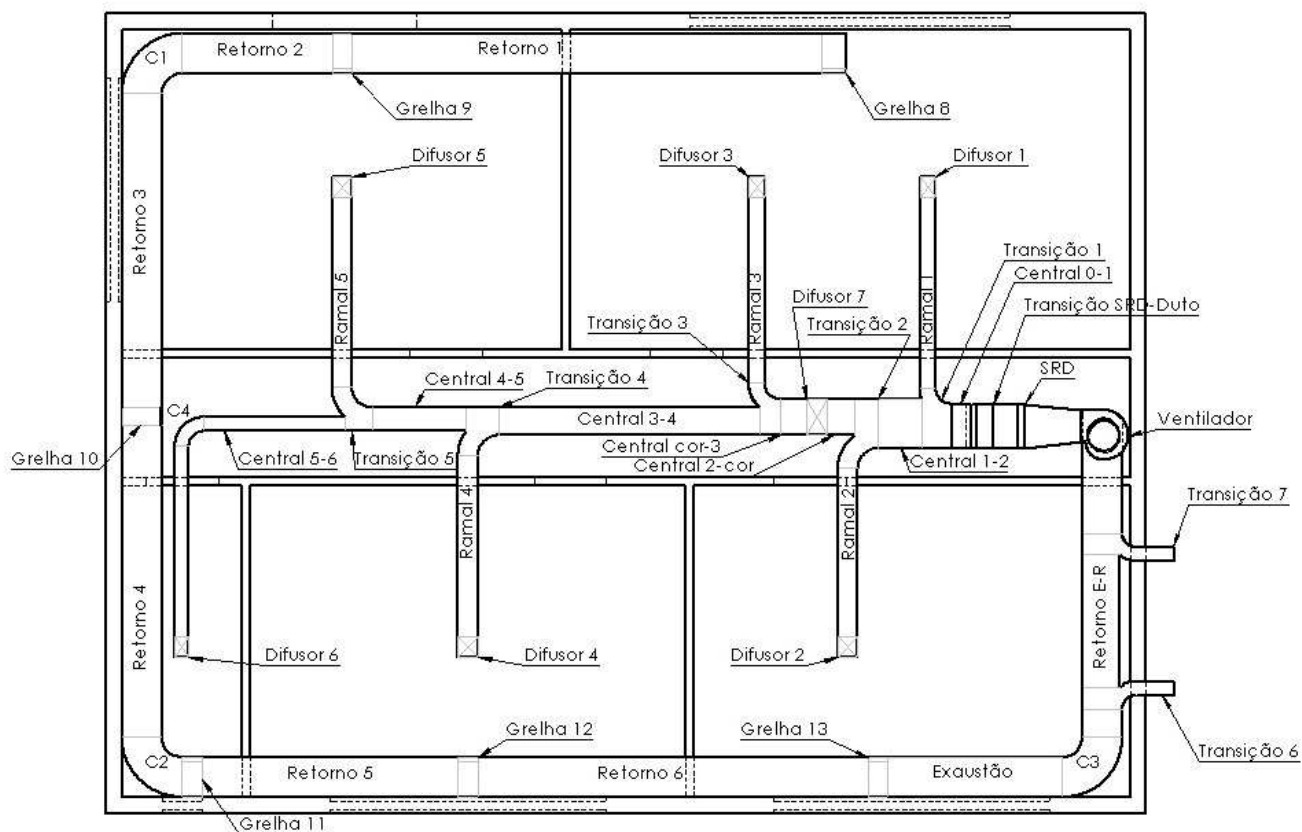
Para que o ar refrigerado alcance os ambientes nas vazões previstas, é necessário projetar a disposição dos dutos na edificação. No presente trabalho, os dutos serão confeccionados em aço galvanizado e estarão localizados acima do forro e fixados por meio de grampos na laje. Sua disposição está demonstrada na figura (3.28). Esta disposição foi desenvolvida a fim de minimizar as perdas de carga do escoamento de ar, uma vez que foi utilizado o menor número possível de curvas e reduções, singularidades que propiciam os maiores valores de perdas de carga do sistema.



**Figura 3.29 - Desenho isométrico dos dutos.**  
**Fonte: Autoria própria.**

Para a seleção dos difusores foi utilizado o catálogo da TROX do Brasil, anexo (D.8), juntamente às vazões de insuflamento e as dimensões dos ramais em cada ambiente. Atentou-se para o fato de que as tubulações de insuflamento fossem instaladas o mais próximo do centro de cada ambiente, de modo que o jato de ar insuflado por um único difusor seja suficiente para atender todo o volume necessário à refrigeração. Para verificar se o alcance do jato de ar é suficiente aos requisitos do ambiente, foi utilizado o ábaco do anexo (D.8), que define este parâmetro em função do tamanho do difusor e da vazão insuflada.

A disposição detalhada dos dutos, contendo o posicionamento dos ramais, difusores, grelhas, transições e etc, está apresentada na figura (3.29).



**Figura 3.30 - Desenho detalhado dos dutos.**

**Fonte: Autoria própria.**

Conforme disposto na fundamentação teórica, os dutos foram dimensionados utilizando o método da igual perda de carga. Inicialmente foi definido uma perda de carga linear de 1,3 Pa/m para dutos com perda de carga moderada e 3 Pa/m para ramais próximos ao ventilador. Entretanto, para manter o valor da perda de pressão constante em todos os dutos, seria necessário definir suas alturas e larguras,  $h$  e  $W$  respectivamente, diferentes das normalizadas pela ASHRAE (2009). Para solucionar este problema, foi preliminarmente utilizada a equação (2.20), com o propósito de estimar as dimensões dos dutos utilizando o método da igual perda de carga, de modo que estas dimensões coincidam com um determinado padrão. Posteriormente, foi selecionado um duto normalizado, apresentado no anexo (C.1), mais próximo do calculado.

Portanto, para que fosse possível utilizar os tamanhos de dutos padrão, o valor das perdas de carga lineares foi recalculado utilizando a equação (2.20) em função dos comprimentos,  $L$ , de cada trecho de tubulação. As alturas, larguras,

comprimentos e perdas de carga distribuídas nos dutos estão apresentadas na tabela (3.16).

**Tabela 3.16 - Dimensões e perdas de carga nos dutos.**

Perdas de carga distribuídas nos dutos									
Trecho	Vazão de ar insuflado (m <sup>3</sup> /s)	Perda de carga estimada (Pa/m)	Velocidade (m/s)	Fator de atrito de Moody	W (m)	h (m)	Perda de carga calculada (Pa/m)	L (m)	Perda de carga distribuída (Pa)
Central 0-1	1,006	3,00	10,45	0,02	0,55	0,18	4,36	0,74	3,20
Central 1-2	0,901	1,30	10,30	0,02	0,50	0,18	4,36	0,73	3,16
Central 2-Cor	0,700	1,30	8,88	0,02	0,45	0,18	3,39	0,54	1,82
Central Cor-3	0,616	1,30	7,82	0,02	0,45	0,18	2,67	0,54	1,43
Central 3-4	0,512	1,30	8,35	0,02	0,35	0,18	3,29	3,28	10,81
Central 4-5	0,296	1,30	5,65	0,02	0,30	0,18	1,67	1,13	1,89
Central 5-6	0,023	1,30	0,76	0,03	0,18	0,18	0,06	4,43	0,25
Ramal 1	0,104	1,30	2,98	0,02	0,20	0,18	0,61	2,55	1,56
Ramal 2	0,202	1,30	4,62	0,02	0,25	0,18	1,24	2,55	3,16
Corredor	0,083	1,30	-	-	-	-	-	-	-
Ramal 3	0,104	1,30	2,98	0,02	0,20	0,18	0,61	2,60	1,59
Ramal 4	0,215	1,30	4,92	0,02	0,25	0,18	1,40	2,53	3,52
Ramal 5	0,273	1,30	6,24	0,02	0,25	0,18	2,19	2,60	5,68
Retorno 1	0,209	1,30	2,39	0,02	0,50	0,18	0,28	6,35	1,81
Retorno 2	0,482	1,30	5,51	0,02	0,50	0,18	1,33	6,01	8,02
Retorno 3	0,565	1,30	6,46	0,02	0,50	0,18	1,80	3,95	7,11
Retorno 4	0,589	1,30	6,73	0,02	0,50	0,18	1,94	3,53	6,86
Retorno 5	0,804	1,30	9,19	0,02	0,50	0,18	3,50	4,94	17,29
Retorno 6	1,006	1,30	11,50	0,02	0,50	0,18	5,37	2,87	15,40
Exaustão	0,128	1,30	4,18	0,02	0,18	0,18	1,23	0,00	0,00
Retorno E-R	0,878	1,30	11,15	0,02	0,45	0,18	5,23	1,50	7,85
Tomada de ar	1,006	1,30	11,50	0,02	0,50	0,18	5,37	0,00	0,00
<b>Total (Pa)</b>					<b>102,39</b>				

Fonte: Autoria própria.

As perdas de carga em singularidades foram calculadas utilizando a equação (2.21) e especificações dos fornecedores. A perda de pressão nas singularidades tipo grelha e difusor foi estimada a partir dos catálogos da empresa TROX do Brasil, assim como já havíamos mencionado. Estes valores, assim como dos demais acessórios utilizados neste projeto estão dispostos na tabela (3.17), bem como as

perdas em singularidades que foram calculadas por intermédio dos anexos (C.3) a (C.8).

**Tabela 3.17 - Perdas de carga em singularidades.**

<b>Perdas de carga em singularidades</b>			
Grelhas e difusores de ar			
Ref.	Vazão de ar insuflado (m <sup>3</sup> /s)	Válvula	Perda de carga (Pa)
Difusor 1	0,104	AG	18,62
Difusor 2	0,202	AG	29,40
Difusor 3	0,104	AG	18,62
Difusor 4	0,108	AG	7,64
Difusor 5	0,273	AG	51,94
Difusor 6	0,023	DG	7,84
Difusor 7	0,083	Z	58,79
Grelha 8	0,209	AG	14,70
Grelha 9	0,273	AG	23,52
Grelha 10	0,083	AG	5,88
Grelha 11	0,023	AG	2,94
Grelha 12	0,215	AG	14,70
Grelha 13	0,202	AG	13,72
Singularidades		C	Perda de carga (Pa)
Curva 1		1,47	24,12
Curva 2		1,47	33,20
Curva 3		1,47	105,11
Curva 4		0,21	0,07
Ventilador - SRD		0,24	1,00
SRD		-	101,00
Transição SRD - Duto	SRD-curva	0,12	7,09
	Curva	0,28	16,39
	Cotovelo 4 Veins	0,25	14,77
Transição de tamanho		Perda de carga no ramal (Pa)	Perda de carga na saída (Pa)
Transição 1		38,97	0,00
Transição 2		28,18	0,00
Transição 3		22,04	0,00
Transição 4		16,30	0,00
Transição 5		7,39	3,13
Transição 6		54,40	0,00
Transição 7		0,00	0,00
<b>Perdas de cargas</b>		<b>Pa</b>	<b>mmca</b>
<b>Perdas distribuídas (Pa)</b>		<b>102,39</b>	<b>10,45</b>
<b>Perdas localizadas (Pa)</b>		<b>444,20</b>	<b>45,33</b>
<b>Total no sistema (Pa)</b>		<b>843,85</b>	<b>86,11</b>

Fonte: Autoria própria.

Vale ressaltar que todos os trechos e singularidades presentes nas tabelas (3.16) e (3.17) estão dispostos no desenho detalhado dos dutos, figura (3.28).

Para selecionar o ventilador responsável por impulsionar o escoamento do ar nos dutos foi utilizada a equação (2.22), com a propósito de determinar o valor da rotação específica que caracteriza o tipo de ventilador constante no ábaco de seleção da figura (2.21). O valor calculado para esta aplicação resulta em 23,88 rpm, o que nos leva a selecionar um ventilador centrífugo do tipo Sirocco. No entanto, para selecionar o tamanho correto do ventilador, é necessário corrigir sua pressão estática, uma vez que as diferenças de densidade ocasionadas pelas variações de temperatura e pressão são diferentes da condição padrão estipulada pelo fornecedor, de 20°C a uma pressão barométrica de 760mmHg. Ou seja, qualquer variação destes valores implica na utilização da equação (2.23). No anexo (D.5) foi disponibilizado todo o processo que envolve o cálculo do coeficiente de correção para a curva característica do ventilador. Para este trabalho, a perda de carga total do sistema, 86,11mmca foi devidamente corrigida, de modo que o ventilador necessitará no mínimo de uma pressão correspondente a 95,5mmca para atender aos requisitos de insuflamento.

Utilizando o valor corrigido da perda de pressão,  $\Delta P_{T2}$ , associado à vazão necessária, foi definido um ventilador da marca OTAM de simples aspiração, modelo TSA 15/7. As informações referentes ao ponto de operação do ventilador estão apresentadas na tabela (3.18) e as curvas de desempenho, arranjos de instalação e dimensões estão apresentadas no anexo (D.5).

**Tabela 3.18 - Ponto de operação do ventilador.**

Ponto de operação do ventilador	
$\Delta P$ da Curva (mmca)	95,50
Vazão de ar insuflado (m <sup>3</sup> /h)	3621,03
Rotação (rpm)	1300
Potência do motor (kW)	1,49
Rendimento (%)	61,9

**Fonte: Autoria própria.**

Do mesmo modo que o impulsionamento de ar é fator determinante ao projeto de climatização, a transferência de calor do meio exterior para o seu interior também

o é. No entanto, neste projeto, a tubulação de distribuição de ar está posicionada no interior da edificação, entre o forro e a laje, de forma que o ganho de calor nos dutos já está sendo computado no cálculo de carga térmica, não representando, portanto, uma perda significativa. Todavia, foi utilizado um isolante térmico de pequena espessura para os dutos para evitar a condensação de água na superfície dos mesmos.

### 3.5 Seleção dos equipamentos de refrigeração

Em todo projeto de climatização é necessário analisar as trocas térmicas envolvidas no sistema. Neste estudo de caso foi desenvolvido um sistema térmico composto por coletores solares, reservatório térmico, máquina de refrigeração por absorção e SRD, conforme ilustrado na figura (3.30). Primeiramente, coletores solares a vácuo captam radiação solar aquecendo a água que escoar em direção ao reservatório térmico, gerando energia térmica. Esta energia é então armazenada em um reservatório térmico de água quente. O fluido a alta temperatura contido neste reservatório, tem por função alimentar o gerador da máquina de absorção, cuja refrigeração produzida será utilizada para o resfriamento da água no circuito de água gelada. Esta água a baixa temperatura é bombeada para o interior do SRD, a fim de realizar as trocas de calor com o ar a ser insuflado nos dutos, subtraindo assim a carga térmica dos ambientes.

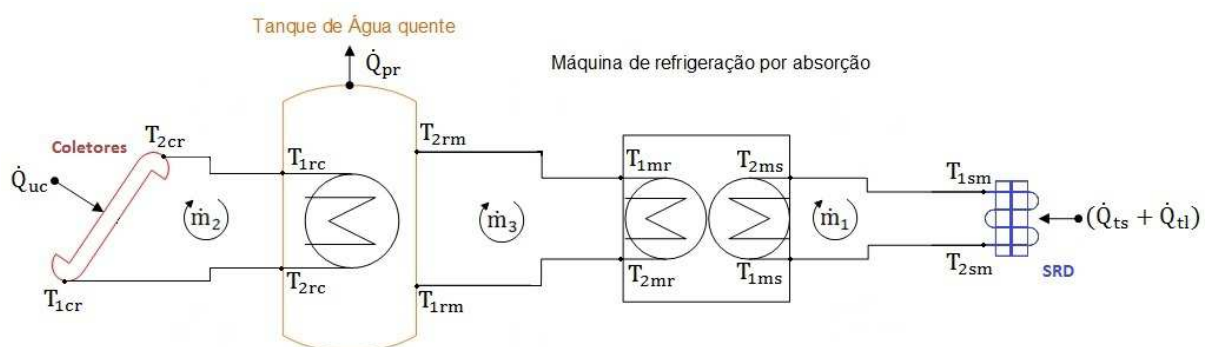


Figura 3.31 - Esquemático do sistema térmico da edificação.

Fonte: Autoria própria.



O equipamento de refrigeração por absorção deve ser selecionado em função da carga térmica total da edificação e da sua temperatura de evaporação. Devido às características do projeto, temperatura de serpentina acima de 0°C, optou-se pela utilização de um equipamento que opera com a solução binária de ( $H_2O - LiBr$ ) operando em um ciclo de simples efeito. Esta máquina deve possuir uma capacidade nominal de refrigeração capaz de suprir o pico de carga térmica somado às perdas de energia na tubulação de água gelada e nos dutos de ar.

Levando em consideração a carga térmica total da edificação, as perdas associadas e a temperatura necessária ao SRD, foi selecionado um equipamento de absorção da empresa alemã EAW (Energieanlagenbau Westenfild GmbH) que está em conformidade com os requisitos de projeto. A máquina de modelo WEGRACAL SE 15 apresenta uma capacidade nominal de 15kW (4,36 TR ou 51.182,11 BTU/h) com um COP de aproximadamente 0,71, nas condições de trabalho descritas na tabela (3.19). No anexo (D.1) encontra-se o manual técnico do equipamento fornecido pelo fabricante.

**Tabela 3.19 - Especificações técnicas do equipamento de refrigeração.**

Marca:	EAW	
Modelo:	WEGRACAL	
Capacidade nominal:	Potência de refrigeração (kW)	15
Pressão nominal:	PMA (MPa)	0,6
COP	-	0,71
Água gelada:	Tempertura de entrada (°C)	17
	Tempertura de saída (°C)	
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	1,9
	Perda de carga (kPa)	40
	Conexão	DN25
Água quente:	Potência consumida (kW)	21
	Tempertura de entrada (°C)	90
	Tempertura de saída (°C)	80
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	1,8
	Perda de carga (kPa)	40
	Conexão	DN25
Água de resfriamento:	Potência rejeitada (kW)	35
	Tempertura de entrada (°C)	30
	Tempertura de saída (°C)	36
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	5
	Perda de carga (kPa)	90
	Conexão	DN40
Dimensões	Comprimento (m)	1,75
	Largura (m)	0,76
	Altura (m)	1,75
	Peso de trabalho (kg)	600

Fonte: Adaptado de EAW (2012).

Entretanto, por se tratar de um ciclo de absorção, é fundamental retirar o calor rejeitado no condensador e absorvedor. Este processo é realizado através de um circuito fechado de água de resfriamento, a uma vazão volumétrica de 5 m<sup>3</sup>/h. Para resfriar a água será utilizada uma torre de resfriamento da empresa HIDROTERM, modelo HTM-590-5G-INS. Este equipamento foi definido a partir da temperatura de bulbo úmido externa, da vazão e das temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento. Conforme ilustrado no gráfico do anexo (D.1), a torre selecionada é capaz de rejeitar calor a uma temperatura de entrada que garanta o máximo rendimento da máquina de refrigeração, ou seja, 30°C.

As especificações completas deste equipamento estão apresentadas no anexo (D.2), e as condições de operação resumidas na tabela (3.20).

**Tabela 3.20 - Especificações técnicas da torre de resfriamento.**

Marca:	HIDROTERM	
Modelo:	HTM-590-5G-INS	
Capacidade nominal:	35 kW	
Vazão total:	5 m <sup>3</sup> /h	
Temperatura de água quente	36°C	
Temperatura de água fria	30°C	
Temperatura de bulbo úmido	23,2 °C	
Tiragem do ar tipo	Insuflamento em Contra Corrente	
Distribuição de Água	Sob pressão	
Pressão Requerida na Entrada de Água	1,5 mca	
Potência Consumida	149,14 W	
Conexão de entrada de água	DN 40	
Conexão de saída de água	DN 50	
Dimensões	Comprimento (m)	0,70
	Largura (m)	0,90
	Altura (m)	2,16

**Fonte: Adaptado de HIDROTERM (2014).**

Quanto à fonte térmica de alta temperatura, a máquina de refrigeração exige uma taxa nominal de 21 kW, fornecida por uma vazão volumétrica de água correspondente a 1,8 m<sup>3</sup>/h na temperatura de entrada de 90°C. Esta potência deve ser suprida por um conjunto de coletores solares a vácuo, responsáveis pela conversão da energia solar em térmica.

### 3.6 Seleção do sistema de geração e armazenamento de energia térmica

Como já mencionado anteriormente, a geração de energia térmica responsável por alimentar o sistema de refrigeração provém de coletores solares a vácuo. Os equipamentos selecionados são do fabricante SolarBayer, modelos CPC 18 e CPC 12. Estes coletores utilizam propileno glicol como fluido de trabalho. A composição foi definida em 25% de propileno para 75% de água, uma vez que a temperatura de congelamento nesta concentração alcança  $-10^{\circ}\text{C}$ . Ou seja, na cidade de Curitiba, raramente se alcança esta temperatura, não havendo, portanto, necessidade em aumentar a concentração. As condições de operação destes coletores estão resumidas na tabela (3.21), de modo que o manual técnico detalhado deste equipamento encontra-se no anexo (D.3).

**Tabela 3.21 - Condições de operação dos coletores solares a vácuo.**

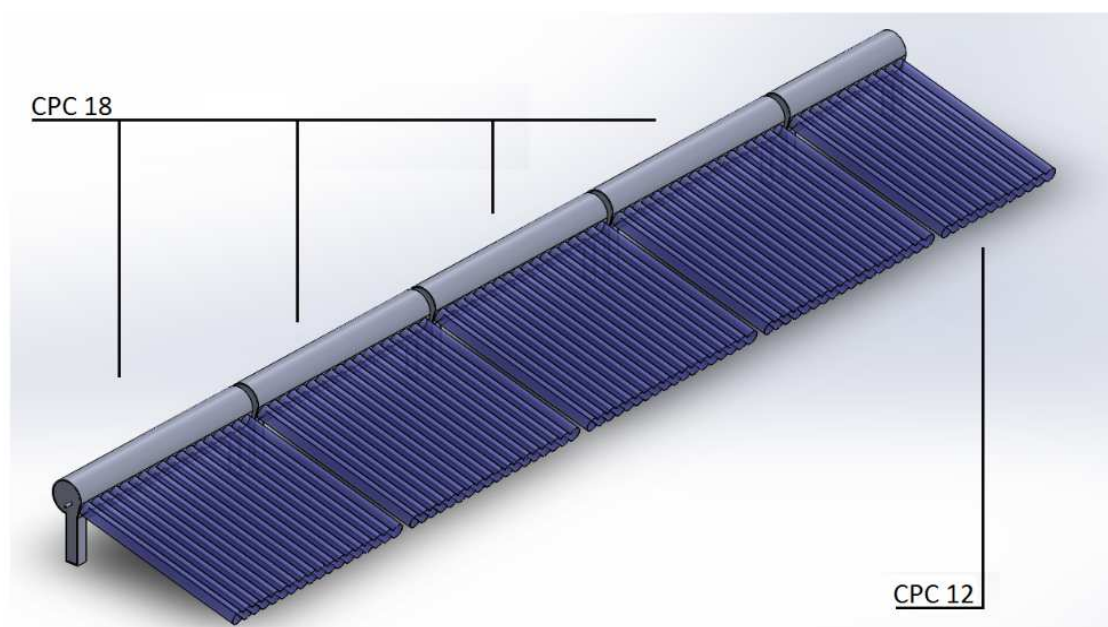
Marca:	Solar Bayer	
Modelo:	CPC 12	CPC 18
Número de tubos	12	18
Área útil ( $\text{m}^2$ )	1,89	2,84
Área total ( $\text{m}^2$ )	2,16	3,21
Eficiência de conversão	0,718	
Largura c/ conexões (m)	1,423	2,83
Comprimento (m)	1,603	1,603
Peso vazio (kg)	43	65
Conexão de entrada de água	DN 25	
Conexão de saída de água	DN 25	
Dimensão do tanque ( $\text{L}/\text{m}^2$ )	50	

**Fonte: Adaptado de SolarBayer (2013).**

Utilizando a equação (2.27) é possível calcular a área útil de coletores de forma que o diferencial de temperatura entre a sua entrada e saída,  $T_{1\text{CR}}$  ( $80^{\circ}\text{C}$ ) e  $T_{2\text{CR}}$  ( $90^{\circ}\text{C}$ ), seja igual a  $10^{\circ}\text{C}$  considerando uma vazão total de  $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , conforme especificações de operação da máquina de absorção. Para este cálculo foi utilizado uma condição estática de trabalho, com insolação média<sup>4</sup> de  $447,22 \text{ W}/\text{m}^2$ . O resultado leva a uma área útil de coletores igual a  $65,4 \text{ m}^2$ .

<sup>4</sup> Este valor médio foi calculado por meio do anexo (B.1). Trata-se da média da insolação incidente na posição horizontal durante o horário de funcionamento para o dia de projeto.

No entanto, para fins de implantação dos coletores na edificação, é necessário verificar a área total de coletores diante da área total disponível, 100,70 m<sup>2</sup>. Considerando a disposição e o tamanho da área disponível na edificação foi definido o tamanho e a quantidade de baterias necessárias ao projeto. Levando em consideração que este dimensionamento deve contemplar o diferencial de temperatura e vazão total necessária, obteve-se um conjunto de cinco baterias formadas por 4 coletores com 18 tubos e 1 coletor com 12 tubos, dispostas em paralelo. Considerando esta configuração de coletores tem-se uma área útil de 66,25 m<sup>2</sup> para uma área total de 75 m<sup>2</sup>. A representação de uma destas baterias está disposta na figura (3.31).



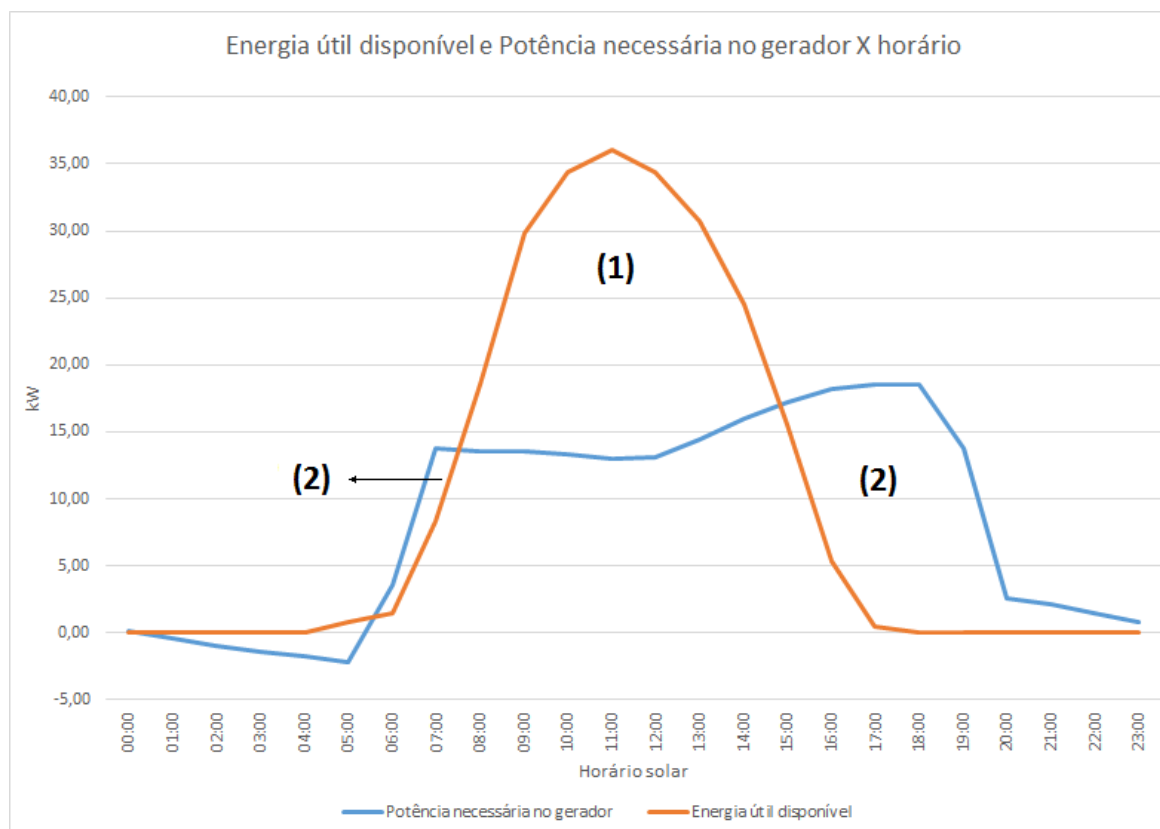
**Figura 3.32 - Desenho esquemático da bateria de coletores.**

**Fonte: Autoria própria.**

Vale a pena ressaltar que a vazão total de 1,8 m<sup>3</sup>/h condiz ao conjunto de cinco baterias, logo, a vazão correspondente ao manifold de cada bateria é igual a 0,36 m<sup>3</sup>/h.

Entretanto, este comportamento estático é utilizado apenas para o dimensionamento do sistema, uma vez que não só a insolação incidente, mas também a carga térmica da edificação são variáveis temporais. Portanto, é necessário analisar dinamicamente o sistema térmico envolvido. Utilizando a equação (2.26) e conhecendo o COP da máquina de refrigeração é possível

relacionar a carga térmica da edificação com a potência necessária no gerador, ambos em função do tempo. O gráfico da figura (3.32) apresenta as variações da energia térmica útil nos coletores, a potência necessária no gerador em função do horário solar para o dia de projeto.



**Figura 3.33 - Gráfico de insolação e carga térmica x horário solar.**  
**Fonte: Autoria própria.**

É possível verificar que o perfil da energia útil disponível e da potência necessária no gerador não são coincidentes, portanto, é imprescindível utilizar um reservatório térmico capaz de armazenar a energia útil excedente, representada na figura (3.32) pela área (1). A energia armazenada no reservatório é destinada a suprir a demanda da edificação quando a energia térmica útil disponível é inferior à potência necessária no gerador, caracterizada pela região (2).

O reservatório térmico foi dimensionado em função da especificação dos coletores solares, uma vez que é dependente de sua área. Para uma área útil de coleta de  $66,25 \text{ m}^2$  deve ser utilizado um reservatório de, no mínimo,  $3,312 \text{ m}^3$ , considerando para este cálculo um volume de  $0,05 \text{ m}^3$  por  $\text{m}^2$  de área útil de coletor, conforme descrito na tabela (3.22).

O reservatório selecionado é fabricado pela empresa SolarBayer, modelo SPS 5000, com 5 m<sup>3</sup> de capacidade. Este modelo possui um trocador de calor tipo serpentina, responsável pela transferência térmica do circuito dos coletores para o circuito de água quente, conforme apêndice (A.3). As especificações técnicas resumidas deste equipamento estão apresentadas na tabela (3.22), enquanto que o manual técnico completo está disposto no anexo (D.6).

**Tabela 3.22 - Especificações técnicas resumidas do reservatório térmico.**

Marca:	Solar Bayer	
Modelo:	SPS 5000	
Capacidade nominal:	5 m <sup>3</sup>	
Temperatura de operação:	95°C	
Superfície da serpentina:	5 m <sup>2</sup>	
Máxima temperatura de serpentina:	110°C	
Perda de carga na serpentina:	7,6 kPa	
Condutividade térmica do isolamento	0,039 W/m.k	
Espessura do isolamento	100 mm	
Máxima potência da fonte auxiliar	6 kW	
Conexão de entrada da serpentina	DN 25	
Conexão de saída da serpentina	DN 25	
Conexão de entrada do tanque	DN 40	
Conexão de saída do tanque	DN 40	
Dimensões com isolamento	Comprimento (m)	2,99
	Diâmetro (m)	1,60

**Fonte: Autoria própria.**

Mesmo que o reservatório seja dotado de isolamento, por precaução, será avaliada a ordem de grandeza das perdas de calor para o meio externo. Utilizando a equação (2.29) e o valor de  $U_{rt} = 0,339 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , obtido através da equação (2.28) aplicada nos cálculos contidos no apêndice (C.1), calcula-se as taxas de perda de calor no tanque,  $\dot{Q}_{rt} = 0,319 \text{ kW}$ .

É importante ressaltar que todo o sistema de aquecimento por energia solar necessita de uma fonte auxiliar de energia. O elemento de aquecimento auxiliar selecionado é uma resistência elétrica da marca Warren Electric Corporation, modelo Brass Plug, de 1.1/4" NPT com potência máxima de aquecimento de 6 kW, com o comprimento de imersão igual a 534 mm. O manual técnico deste equipamento está disponível no anexo (D.7). Este equipamento foi selecionado considerando o fator solar FS de 75%, como mencionado por Duffie e Beckman

(1991). Isto é, o sistema auxiliar deve ser capaz de suprir 25% da energia consumida pela máquina de refrigeração na sua capacidade nominal (21kW), ou seja, 5,25 kW.

### 3.7 Dimensionamento da rede hidráulica e sistema de bombeamento

A rede hidráulica é responsável pela interligação entre os equipamentos constantes no sistema de refrigeração. Conforme apresentado no apêndice (A.3), foram dimensionados cinco redes hidráulicas distintas, quais sejam: circuito dos coletores, circuito de água quente, circuito de água gelada, circuito de resfriamento e circuito de alimentação.

Os cálculos das perdas de carga em todas as redes hidráulicas foram realizados por meio das equações (2.20) e (2.21), juntamente às constantes presentes nos anexos (C.2), (C.9) e (E). A seleção de bombas, por sua vez, foi realizada por intermédio do software de seleção da empresa KSB. Este aplicativo utiliza os dados de perda de carga, NPSH disponível, temperatura, natureza do fluido e vazão de operação para indicar a bomba mais adequada.

Para diminuir as perdas de energia nas tubulações hidráulicas foi utilizado isolante térmico da marca Polipex do Brasil, com espessura de 8 mm, no circuito de água dos coletores, de água gelada e de água quente. Os cálculos dos coeficientes globais de transferência de calor para cada situação estão contemplados nos apêndices de (C.2) a (C.5) e utilizam a equação (2.24). Contudo, os valores encontrados para as perdas térmicas destes componentes, através da equação (2.25), podem ser desconsiderados, uma vez que o somatório das perdas nas tubulações somam apenas 13 W, conforme ilustrado na tabela (3.23). Portanto, é possível desconsiderar a diferença de temperatura entre a entrada e a saída das tubulações.

**Tabela 3.23 - Perdas térmicas nas tubulações e reservatório.**

Perdas de energia		Tubulação	Reservatório	Tubulação	Tubulação	Tubulação	
Temperatura média	°C	90,0	85,0	80,0	14,0	7,0	
Temperatura ambiente	°C	22,4				30,9	
Coef. Global de Transcal	W/m <sup>2</sup> .K	0,030	0,339	0,023	0,319	0,315	
Comprimento	m	20,68	-	26,35	1,77	1,75	<b>Total (kW)</b>
Área	m <sup>2</sup>	2,69	15,03	3,43	0,23	0,23	<b>-0,33</b>
Perda de energia	kW	-0,005	-0,319	-0,005	-0,001	-0,002	<b>-2%</b>

Fonte: Autoria própria.

### 3.7.1 Circuito de água gelada

O circuito de água gelada é apresentado na figura (3.33) e no apêndice (A.3) na cor azul, sendo responsável pelas trocas de calor que ocorrem entre o SRD e o evaporador da máquina de refrigeração por absorção.

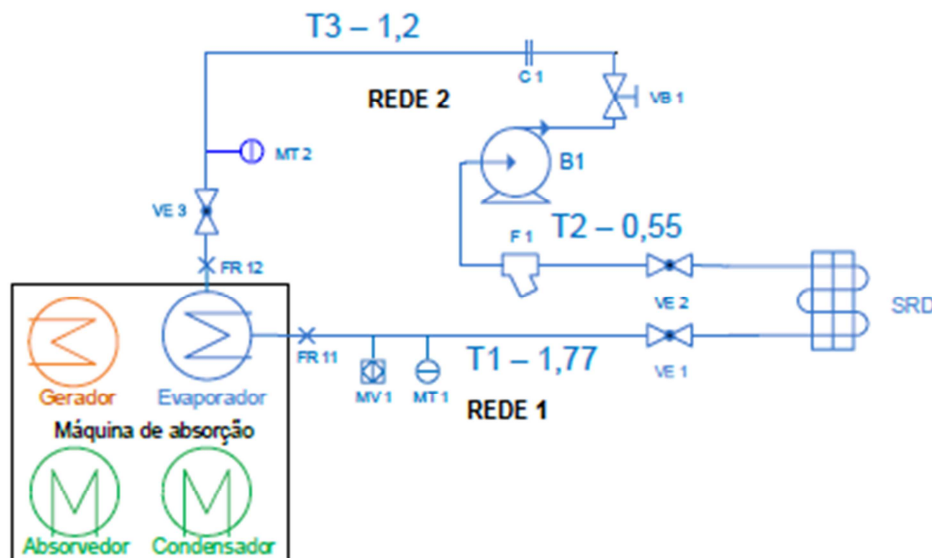


Figura 3.34 - Circuito de água gelada.

Fonte: Autoria própria.

Este circuito hidráulico foi subdividido em duas redes: a REDE 1, que tem a função de conduzir a água resfriada no evaporador, a uma temperatura  $T_{2ms}$ , até a serpentina de resfriamento e desumidificação a temperatura de  $T_{1sm}$ . A REDE 2, por sua vez, caracteriza o caminho do escoamento de água saindo do SRD, a temperatura de  $T_{2sm}$ , alcançando o evaporador a uma temperatura  $T_{1ms}$ .

A lista de equipamentos, acessórios e tubulações instaladas neste circuito e suas respectivas perdas de carga estão resumidas na tabela (3.24).



**Tabela 3.24 - Lista de equipamentos, acessórios, tubulações e respectivas perdas de carga do circuito de água gelada.**

Circuito de água gelada					
Vazão (m³/h)	Diâmetro da tubulação (in)	Velocidade (m/s)	Reynolds	Rugosidade relativa	Fator de atrito de Moody
1,9	1"	1,04	1,86,E+04	4,26E-05	0,026
<b>REDE 1</b>					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
FR11	Transição flange-NPT	Valvicon	-	-	0,00
MV1	Medidor de vazão, VM025.	Indicontrol	-	-	0,00
MT1	Medidor de temperatura	Ashford	-	-	0,00
VE 1	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	42,97
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				ΔP (Pa)
T1	1,77				998,55
VE2	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	42,97
F1	Filtro	Asca	2,5	K	136,34
TT1	Expansão DN 25 para DN 40	-	-	-	0,00
B1	Bomba	-	-	-	0,00
VB1	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	4870,38
C1	Curva 90°	-	30	Le/D	429,74
MT2	Medidor de temperatura	Ashford	-	-	0,00
VE3	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	42,97
FR12	Transição NPT- flange	Valvicon	-	-	0,00
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				ΔP (Pa)
T2	0,55				310,29
T3	1,2				676,99
Equipamentos					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
SRD	Serpentina de resfriamento	Thermokey	10400	Pa	10400,00
Evaporador	Evaporador	EAW	-	Pa	40000,00
<b>Total (kPa)</b>		<b>57,95</b>		<b>Total (mca)</b>	
				<b>5,91</b>	

Fonte: Autoria própria.

Neste circuito foi encontrada uma perda de carga no valor de 5,91 mca. Conhecendo este valor, a vazão no circuito e o NPSH disponível, foi selecionada a bomba mais adequada aos parâmetros de projeto, referenciada por B1. As características deste equipamento estão descritas na tabela (3.25).

**Tabela 3.25 - Condições de operação da bomba B1.**

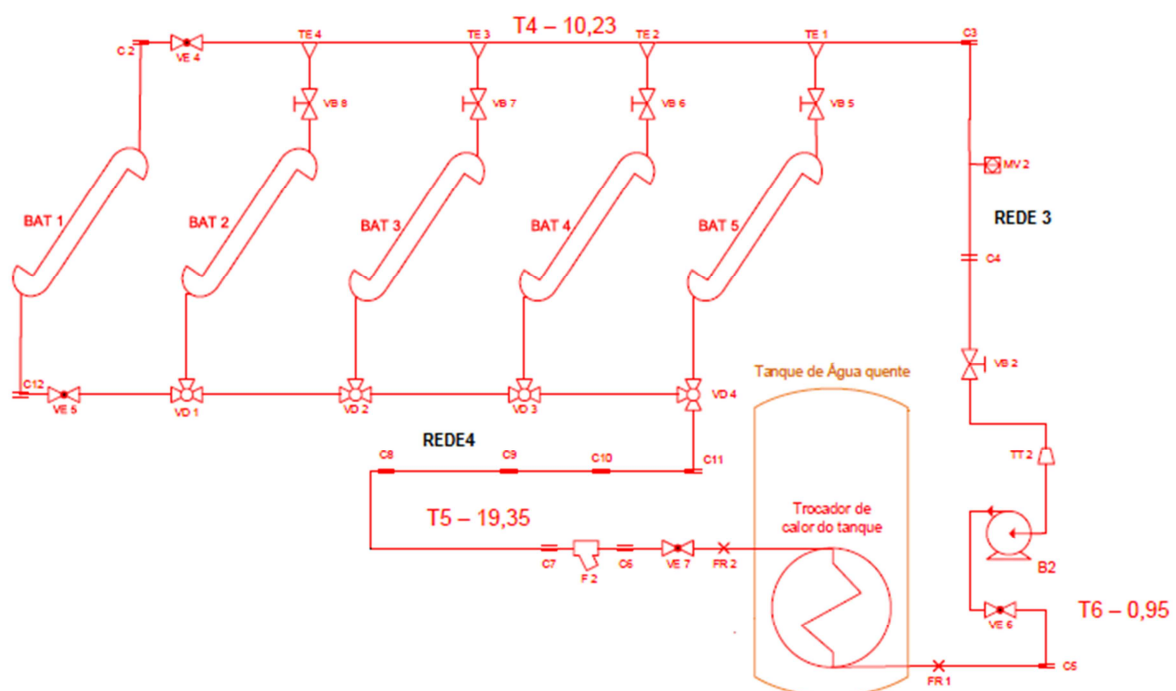
Ponto de operação da bomba centrífuga	
Bomba	B1
Modelo	Etabloc
Tamanho:	040-025-160
Vazão (m³/h)	1,9
Perda de carga (mca)	5,91
Eficiência no PO	26,20%
Rotação no PO (rpm)	1317
Consumo energético no PO (kW)	0,12
NPSH req no PO (m)	0,99
Ligação na descarga	DN25
Ligação na sucção	DN40
NPSH disp (mca)	9,68

Fonte: Adaptado de KSB do Brasil (2014).

O manual técnico da bomba B1, que contempla as curvas de desempenho e desenhos técnicos, está apresentado no anexo (D.10).

### 3.7.2 Circuito dos coletores

O circuito hidráulico dos coletores é apresentado no apêndice (A.3) na cor vermelha e está ilustrado na figura (3.34). É responsável pelas trocas de calor que ocorrem entre as baterias de coletores e o reservatório térmico, sendo composto de duas redes principais.



**Figura 3.35 - Circuito dos coletores.**  
Fonte: Autoria própria.

Na primeira, referenciada por REDE 4, há a interligação do trocador de calor do reservatório térmico até as baterias de coletores. As temperaturas de entrada e saída desta rede estão representadas por  $T_{2rc}$  e  $T_{1cr}$ , respectivamente. Por outro lado, a REDE 3 conduz o fluido do manifold principal das baterias de coletores ao trocador de calor do reservatório, de forma que suas temperaturas de entrada e saída são caracterizadas por  $T_{2cr}$  e  $T_{1rc}$ , respectivamente.

A listagem de equipamentos, acessórios e tubulações utilizadas neste circuito e suas respectivas perdas de carga estão resumidas na tabela (3.26).

Tabela 3.26 - Lista de acessórios e equipamentos do circuito dos coletores.

Circuito dos coletores					
Vazão (m³/h)	Diâmetro da tubulação (in)	Velocidade (m/s)	Reynolds	Rugosidade relativa	Fator de atrito de Moody
1,8	1"	0,99	7,72,E+04	5,91E-03	0,033
REDE 3					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
C2	Curva 90	-	30	Le/D	486,52
VE4	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	48,65
TE4	"T" Divisor de fluxo	-	80	Le/D	1297,38
VB8	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	5513,88
TE3	"T" Divisor de fluxo	-	80	Le/D	1297,38
VB7	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	5513,88
TE2	"T" Divisor de fluxo	-	80	Le/D	1297,38
VB6	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	5513,88
TE1	"T" Divisor de fluxo	-	80	Le/D	1297,38
VB5	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	5513,88
C3	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
MV2	Medidor de vazão, VM025.	Indicontrol	-	-	0,00
C4	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
VB2	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	5513,88
TT 2	Expansão DN 25 para DN 50	-	-	-	0,00
B2	Bomba centrífuga	KSB	-	-	0,00
VE6	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	48,65
C5	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
FR1	Transição NPT-flange	Valvicon	-	-	0,00
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				ΔP (Pa)
T4	10,23				6378,32
T6	0,95				585,45
Equipamentos					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
Trocador de calor	Trocador de calor do tanque	SolarBayer	-	Pa	7600,00
Bateria 1	4 x 18 + 1 x 12	SolarBayer	-	Pa	10159,17
Bateria 2	4 x 18 + 1 x 12	SolarBayer	-	Pa	10159,17
Bateria 3	4 x 18 + 1 x 12	SolarBayer	-	Pa	10159,17
Bateria 4	4 x 18 + 1 x 12	SolarBayer	-	Pa	10159,17
Bateria 5	4 x 18 + 1 x 12	SolarBayer	-	Pa	10159,17
REDE 4					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
FR2	Transição flangeada-NPT	Valvicon	-	-	0
VE7	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	48,65
C6	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
F2	Filtro para alta temperatura	Bermo	2,5	K	118,12
C7	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C8	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C9	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C10	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C11	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
VD4	Válvula direcional de fluxo	Bermo	80	Le/D	1297,38
VD3	Válvula direcional de fluxo	Bermo	80	Le/D	1297,38
VD2	Válvula direcional de fluxo	Bermo	80	Le/D	1297,38
VD1	Válvula direcional de fluxo	Bermo	80	Le/D	1297,38
VE5	Válvula esfera	Mipel	3	Le/D	48,65
C12	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				ΔP (Pa)
T5	19,35				11924,68
<b>Total (kPa)</b>		<b>120,90</b>		<b>Total (mca)</b>	
				<b>12,33</b>	

Fonte: Autoria própria.

A bomba deste circuito, B2, foi selecionada levando-se em consideração a perda de carga de 12,33 mca, a temperatura de trabalho e a vazão na tubulação, de modo que as condições de operação estão descritas na tabela (3.27). O manual técnico completo da bomba selecionada está apresentado no anexo (D.10).

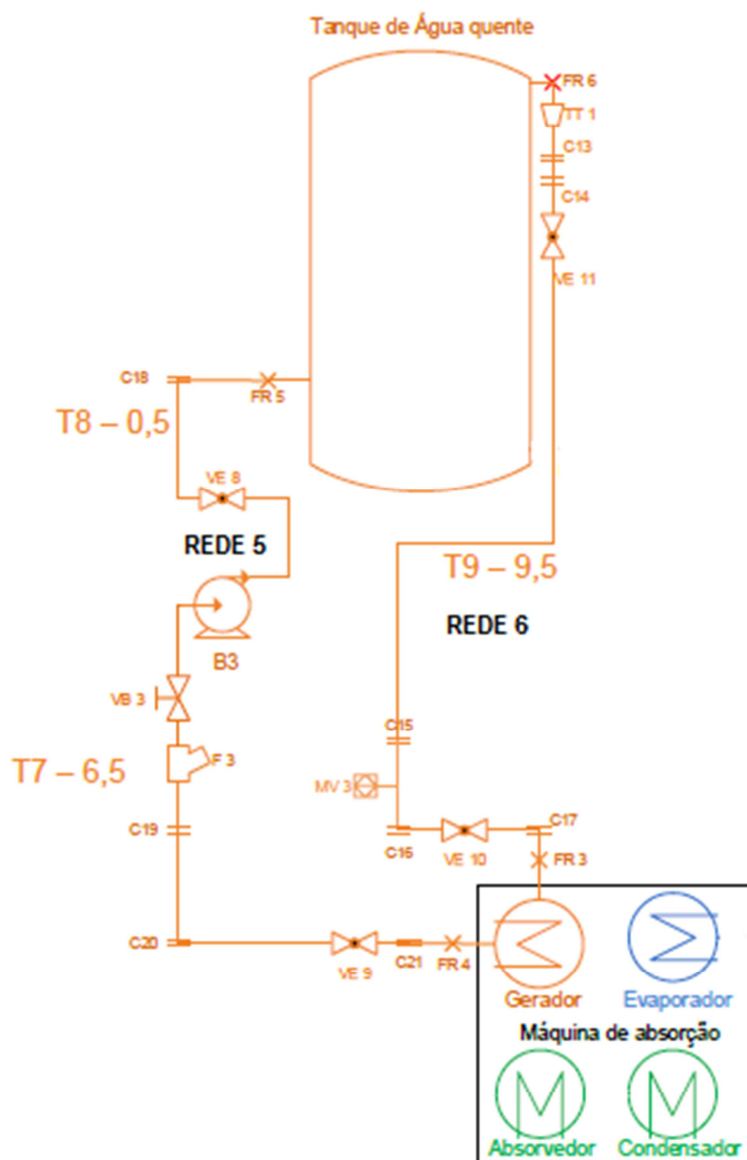
**Tabela 3.27 - Condições de operação da bomba B2.**

Ponto de operação da bomba centrífuga	
Bomba	B2
Modelo	Etabloc
Tamanho:	040 - 025 - 200
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	1,8
Perda de carga (mca)	12,28
Eficiência no PO	19,00%
Rotação no PO (rpm)	1387
Consumo energético no PO (kW)	0,32
NPSH req no PO (m)	1,32
Ligação na descarga	DN25
Ligação na sucção	DN40
NPSH disp (mca)	2,57

**Fonte: Adaptado de KSB do Brasil (2014).**

### 3.7.3 Circuito de água quente

O conjunto de tubos, acessórios e bombas responsáveis por transferir a energia entre o reservatório térmico e o gerador da máquina de refrigeração por absorção estão definidos como circuito de água quente, apresentados na cor alaranjada no apêndice (A.3) e ilustrado na figura (3.35).



**Figura 3.36 - Circuito de água quente.**  
**Fonte: Autoria própria.**

Este circuito é composto por duas redes. A REDE 5 realiza a condução do fluido partindo do gerador, a uma temperatura  $T_{2mr}$ , até o reservatório térmico, alcançando este equipamento a  $T_{1rm}$ . Em contrapartida, a REDE 6, direciona o fluxo do reservatório térmico, a temperatura de  $T_{2rm}$ , chegando ao gerador a temperatura  $T_{1mr}$ .

As tubulações, acessórios e bombas instaladas neste circuito estão listadas na tabela (3.28), bem como suas respectivas perdas de pressão.

Tabela 3.28 - Lista de acessórios e equipamentos do circuito de água quente.

Circuito de água quente					
Vazão (m³/h)	Diâmetro da tubulação (in)	Velocidade (m/s)	Reynolds	Rugosidade relativa	Fator de atrito de Moody
1,8	1"	0,99	7,72,E+04	5,91E-03	0,033
REDE 5					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
FR4	Transição flange-NPT	-	-	-	0,00
C21	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
VE9	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	48,65
C20	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C19	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
F3	Filtro	Bermo	-	-	2250,00
VB3	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	5513,88
B3	Bomba centrífuga	B3	-	-	0,00
VE8	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	48,65
C18	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
FR5	Transição NPT-flange	-	-	-	0,00
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				ΔP (Pa)
T7	6,5				4034,94
T8	0,5				310,38
Equipamentos					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
Gerador	Gerador do chiller	EAW	-	-	40000,00
Tanque de água quente	Reservatório de água quente	Solar Bayer	-	-	26649,06
REDE 6					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		ΔP (Pa)
FR6	Transição flange-NPT	-	-	-	0
TT1	Redução 1.5" para 1"	-	0,05	K	24,34
C13	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C14	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
VE11	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	48,65
C15	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
C16	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
VE10	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	48,65
C17	Curva 90°	-	30	Le/D	486,52
FR3	Transição NPT-flange	-	-	-	0,00
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				ΔP (Pa)
T9	9,5				5897,23
<b>Total (kPa)</b>		<b>89,25</b>	<b>Total (mca)</b>		<b>9,10</b>

Fonte: Autoria própria.

Assim como nas seleções de bombas dos circuitos anteriores, a bomba B3 foi selecionada a partir dos dados de perda de carga, de 9,10 mca, a temperatura de trabalho e a vazão na tubulação. As condições de operação deste equipamento estão descritas na tabela (3.29) e o manual técnico completo da bomba selecionada está apresentado no anexo (D.10).

**Tabela 3.29 - Condições de operação da bomba B3.**

Ponto de operação da bomba centrífuga	
Bomba	B3
Modelo	Etabloc
Tamanho:	040 - 025 - 200
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	1,8
Perda de carga (mca)	9,1
Eficiência no PO	18,80%
Rotação no PO (rpm)	1362
Consumo energético no PO (kW)	0,23
NPSH req no PO (m)	1,3
Ligação na descarga	DN25
Ligação na sucção	DN40
NPSH disp (mca)	4,65

Fonte: Adaptado de KSB do Brasil (2014).

### 3.7.4 Circuito de resfriamento

O circuito de água de resfriamento é responsável por subtrair o calor rejeitado no condensador e no absorvedor da máquina de refrigeração, transferindo-o para uma torre de resfriamento.

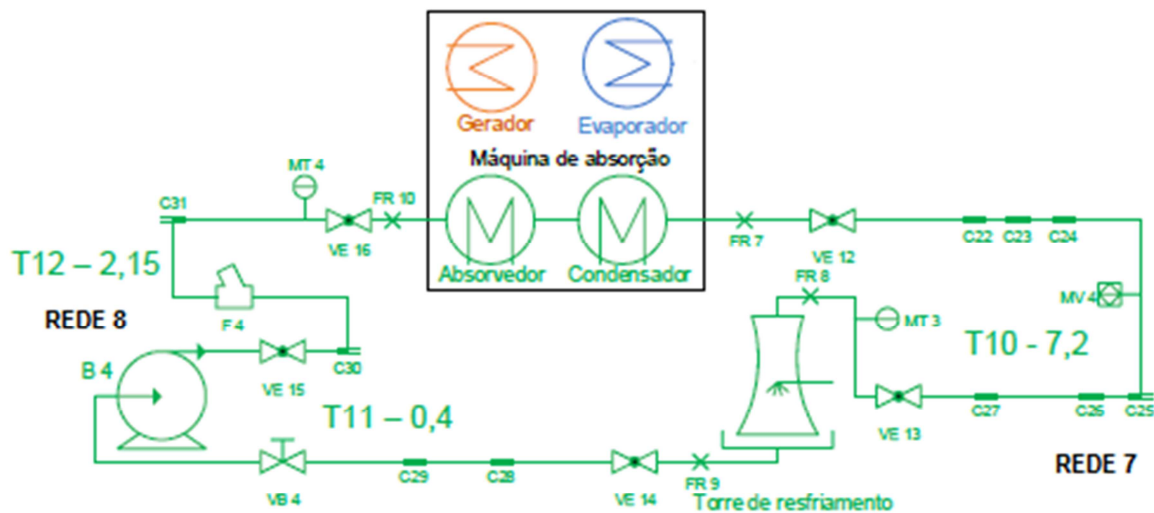


Figura 3.37 - Circuito de resfriamento.

Fonte: Autoria própria.

Este circuito é representado no apêndice (A.3) pela cor verde e está ilustrado na figura (3.36). É composto pela REDE 7 e REDE 8. A primeira conduz água a uma

temperatura  $T_{2mt}$ , deixando a máquina de refrigeração, até ser aspergida no interior da torre de resfriamento a temperatura de  $T_{1tm}$ . A REDE 8, por sua vez, realiza o caminho contrário, deixando a torre de resfriamento a temperatura  $T_{2tm}$  e chegando ao absorvedor à temperatura  $T_{1mt}$ .

As perdas de carga e a lista de equipamentos e acessórios presentes neste circuito estão expressos por meio da tabela (3.30).

**Tabela 3.30 - Lista de acessórios e equipamentos do circuito de resfriamento.**

Circuito de resfriamento					
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Diâmetro da tubulação (in)	Velocidade (m/s)	Reynolds	Rugosidade relativa	Fator de atrito de Moody
5	1,5"	1,22	5,77,E+04	3,94E-03	0,030
REDE 7					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		$\Delta P$ (Pa)
FR7	Transição flange-NPT	-	-	-	0,00
VE12	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	67,73
C22	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
C23	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
C24	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
MV4	Medidor de vazão	Contech	-	-	0,00
C25	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
C26	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
C27	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
VE13	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	67,73
MT3	Medidor de temperatura	-	-	-	0,00
FR8	Transição flange-NPT	-	-	-	0,00
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				$\Delta P$ (Pa)
T10	7,2				7065,74
T11	0,4				392,54
Equipamentos					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		$\Delta P$ (Pa)
Absorvedor e Condensador	Resfriamento interno	EAW	-	Pa	90000,00
Torre de resfriamento	-	Hidroterm	-	Pa	14709,98
REDE 8					
Acessórios					
Referência	Singularidade	Fornecedor	Coeficiente		$\Delta P$ (Pa)
FR9	Transição flange-NPT	-	-	-	0
VE14	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	67,73
C28	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
C29	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
VB4	Válvula agulha de bronze	Mipel	340	Le/D	7675,64
B4	Bomba centrífuga	KSB	-	-	0,00
VE 15	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	67,73
C30	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
F 4	Filtro	Asca	2,5	K	185,79
C31	Curva 90°	-	30	Le/D	677,26
MT4	Medidor de temperatura	-	-	-	0,00
VE 16	Válvula esfera	Swagelok	3	Le/D	67,73
FR10	Transição NPT-flange	-	-	-	0,00
Tubulações					
Referência	Comprimento (m)				$\Delta P$ (Pa)
T12	2,15				2109,91
<b>Total (kPa)</b>		<b>129,25</b>		<b>Total (mca)</b>	
				<b>13,18</b>	

Fonte: Autoria própria.



A bomba do circuito de resfriamento, B4, foi selecionada a partir dos dados de perda de carga, de 13,08 mca, temperatura de trabalho e vazão na tubulação. As condições de operação deste equipamento estão descritas na tabela (3.31) e o manual técnico completo da bomba selecionada está apresentado no anexo (D.10).

**Tabela 3.31 - Condições de operação da bomba B4.**

Ponto de operação da bomba centrífuga	
Bomba	B4
Modelo	Etabloc
Tamanho:	050 - 032 - 250
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	5,00
Perda de carga (mca)	13,18
Eficiência no PO	32,40%
Rotação no PO (rpm)	1390
Consumo energético no PO (kW)	0,58
NPSH req no PO (m)	0,94
Ligação na descarga	DN50
Ligação na sucção	DN32
NPSH disp (mca)	11,39

**Fonte: Adaptado de KSB do Brasil (2014).**

### 3.6.5 Circuito de alimentação

O circuito de alimentação, por sua vez, tem a finalidade de realizar a alimentação de água nos demais circuitos. Esta tubulação está apresentada em preto no apêndice (A.3) e será utilizada apenas durante a manutenção e start-up dos demais circuitos. Para o presente trabalho foi considerado que o reservatório que fornece água ao circuito de alimentação se encontra a uma altura geográfica superior ao nível da construção, sendo desnecessária a instalação de um dispositivo de bombeamento para este circuito.

Nesta tubulação será realizada uma filtragem prévia da água proveniente da rede externa a fim de tornar o fluido próprio para a utilização no sistema de refrigeração.

## 4 RESULTADOS

O resultado do presente trabalho é o projeto de climatização utilizando um ciclo de absorção utilizando energia solar como fonte térmica, culminando com a seleção dos componentes do sistema térmico. Embora tenha sido um procedimento extenso, analisando os cálculos realizados e os documentos técnicos gerados, é possível ainda levantar algumas informações importantes que podem servir de base para o estudo de viabilidade de aplicação da tecnologia, quais sejam: cálculo do fator solar da instalação, densidade de carga térmica por área útil de coletor e comparativo do consumo energético em relação a um sistema equivalente utilizando um sistema convencional de condicionamento de ar por compressão de vapor.

O fator solar da instalação foi calculado conforme Duffie e Beckman (1991), e corresponde à razão entre a energia gerada nas baterias de coletores e consumida pela máquina de refrigeração no dia de projeto. Para a instalação projetada o valor obtido foi de 1,23, ou seja, a energia gerada durante o dia de projeto excede em 23% o consumo total de energia térmica neste período, conforme tabela (3.32).

Analisando o FS encontrado, é possível verificar que, para o dia de projeto, ocorre o armazenamento de energia igual a 45,17 kWh/dia. O valor recomendado por Duffie e Beckman (1991) para o FS é de aproximadamente 0,75. A diferença entre o valor recomendado e o calculado neste projeto é resultado das condições de contorno utilizadas para o dimensionamento da área de coleta, insolação média e carga térmica máxima no dia de projeto. Para projetos futuros, é necessário reavaliar os parâmetros definidos para o dimensionamento da área de coleta, uma vez que a diminuição desta área resulta em um menor fator solar.

Considerando o FS da instalação e a carga térmica de pico, foi definida a densidade de carga térmica por unidade de área útil relativa aos coletores. Deste cálculo foi encontrado o valor  $0,20 \text{ kW/m}^2$ , demonstrando que para cada metro quadrado de coletor é possível gerar 0,2 kW de refrigeração na condição de projeto.

Tabela 3.32 - Planilha de resultados.

Resumo do projeto		
Capacidade nominal	kW	15,00
Potência rejeitada	kW	35,00
Pico de carga térmica	kW	13,16
Insolação média	kW/m <sup>2</sup>	0,45
Área útil de coletores	m <sup>2</sup>	66,24
Área total de coletores	m <sup>2</sup>	75,00
Energia consumida no dia de projeto	kWh	198,37
Energia gerada no dia de projeto	kWh	243,54
Fator solar	%	123
Energia armazenada no dia de projeto	kWh	45,17
Densidade de carga térmica por área útil de coletores	Kw/m <sup>2</sup>	0,20
Vazão de ar insuflada	m <sup>3</sup> /h	3465,80
Potência total consumida	kW	3,02
Circuito de água gelada	kW	0,12
Circuito dos coletores	kW	0,32
Circuito de água quente	kW	0,23
Circuito de resfriamento	kW	0,58
Ventilador	kW	1,77

Fonte: Autoria própria.

Finalmente, foi avaliado o consumo energético da instalação projetada perante um sistema de refrigeração por compressão de vapor equivalente. O equipamento utilizado para a análise comparativa de consumo é um *selfcontained* da marca Carrier com capacidade nominal de 5TR, modelo 40BR06, que possui condensação a água. Os resultados obtidos estão apresentados na tabela (3.33).

Tabela 3.33 - Comparativo de consumo energético

Comparativo de consumo energético				
Custo Copel (R\$/kWh)	0,49078	Potência (kW)	Consumo energético diário (kWh)	Custo anual (R\$)
Absorção tendo como fonte térmica energia solar (kW)	Circuito de água gelada	0,12	1,44	186,57
	Circuito dos coletores	0,32	3,84	497,53
	Circuito de água quente	0,23	2,76	357,60
	Circuito de resfriamento	0,58	6,96	901,78
	Ventilador	1,77	21,28	2757,41
	Total	3,02	36,28	<b>4700,90</b>
Compressão de vapor (kW)	Circuito de água gelada	0,12	1,44	186,57
	Circuito de resfriamento	0,58	6,96	901,78
	Ventilador	1,77	21,24	2751,98
	Máquina de refrigeração por compressão de vapor 5TR	5,25	63,00	8162,65
	Total (kW)	7,72	92,64	<b>12002,99</b>
			Diferença no custo anual (R\$)	<b>7302,09</b>

Fonte: Autoria própria.

De acordo com a tabela (3.33), é possível verificar que o consumo energético do sistema de refrigeração por compressão de vapor é 155% maior que o consumo da instalação projetada, considerando o custo da energia fornecida pela COPEL. Isto representa uma economia anual de R\$ 7302,09.

Vale ressaltar que para edificações com maior demanda de carga térmica esta diferença tende a aumentar, tornando o projeto mais viável economicamente, uma vez que o aumento da carga térmica implica em um equipamento de compressão de vapor de maior capacidade, conseqüentemente consumindo mais energia elétrica. O sistema de absorção, por sua vez, mantém o consumo energético aproximadamente constante, visto que utiliza da radiação solar para o suprimento de energia.

Realizando o levantamento dos custos de operação e aquisição do sistema de refrigeração por absorção e do sistema convencional utilizando compressão de vapor, obtém-se os valores descritos na tabela (3.34).

**Tabela 3.34 – Custos de operação e aquisição dos sistemas de refrigeração**

<b>Equipamento</b>	<b>Valor</b>	<b>Equipamento</b>	<b>Valor</b>
MRA	R\$ 70.000,00	SelfContained	R\$ 15.000,00
Coletores	R\$ 28.000,00	Bomba de resfriamento	R\$ 1.500,00
Bomba de água quente	R\$ 1.500,00	Torre de resfriamento	R\$ 2.200,00
Bomba dos coletores	R\$ 1.500,00	Total	R\$ 18.700,00
Bomba de água gelada	R\$ 1.500,00	Custo de operação	R\$ 12.002,99
Bomba de resfriamento	R\$ 1.500,00	Custo do capital	10,0%
Torre de resfriamento	R\$ 2.200,00		
SRD	R\$ 3.910,00		
Reservatório	R\$ 24.412,50		
Total	R\$ 134.522,50		
Custo de operação	R\$ 4.700,90		

**Fonte: Autoria própria.**

Considerando um custo de capital de 10,0% ao ano foi calculado o valor presente líquido de cada um dos investimentos, utilizando a equação (2.29), para um prazo de 10 anos. Os valores calculados estão representados pelos fluxos de caixa da tabela (3.35).

Tabela 3.35 – Cálculo do VPL

Refrigeração por absorção tendo como fonte térmica energia solar			Refrigeração por compressão de vapor		
Ano	Fluxo de caixa	VP	Ano	Fluxo de caixa	VP
0	-R\$ 134.522,50	-R\$ 134.522,50	0	-R\$ 18.700,00	-R\$ 18.700,00
1	-R\$ 4.700,90	-R\$ 5.170,99	1	-R\$ 12.002,99	-R\$ 13.203,29
2	-R\$ 4.700,90	-R\$ 5.688,09	2	-R\$ 12.002,99	-R\$ 14.523,61
3	-R\$ 4.700,90	-R\$ 6.256,90	3	-R\$ 12.002,99	-R\$ 15.975,98
4	-R\$ 4.700,90	-R\$ 6.882,59	4	-R\$ 12.002,99	-R\$ 17.573,57
5	-R\$ 4.700,90	-R\$ 7.570,85	5	-R\$ 12.002,99	-R\$ 19.330,93
6	-R\$ 4.700,90	-R\$ 8.327,93	6	-R\$ 12.002,99	-R\$ 21.264,02
7	-R\$ 4.700,90	-R\$ 9.160,73	7	-R\$ 12.002,99	-R\$ 23.390,43
8	-R\$ 4.700,90	-R\$ 10.076,80	8	-R\$ 12.002,99	-R\$ 25.729,47
9	-R\$ 4.700,90	-R\$ 11.084,48	9	-R\$ 12.002,99	-R\$ 28.302,42
10	-R\$ 4.700,90	-R\$ 12.192,93	10	-R\$ 12.002,99	-R\$ 31.132,66
<b>VPL</b>	<b>-R\$</b>	<b>216.934,79</b>	<b>VPL</b>	<b>-R\$</b>	<b>229.126,37</b>

Fonte: Autoria própria.

É possível verificar que o VPL para o sistema projetado é de R\$ -216.934,79 para o prazo de 10 anos, enquanto que, para o mesmo período, o valor presente líquido da instalação utilizando compressão de vapor é igual a R\$ -229.126,37. Ou seja, há uma economia de R\$ 12.191,58 ao se usar o sistema projetado no presente trabalho, portanto, apesar de haver uma diferença no investimento inicial de R\$ 115.822,50, este valor é ressarcido por meio de uma economia de energia elétrica em um prazo de 9 anos, 4 meses e 8 dias.

## 5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi desenvolvido um projeto de condicionamento de ar com refrigeração por absorção utilizando energia solar como fonte térmica. Os seus componentes foram caracterizados conforme especificações técnicas normativas e de fornecedores, transferindo confiabilidade ao projeto. Portanto, pode-se verificar que, embora sem a necessária validação experimental, os resultados permitiram estabelecer critérios para um dimensionamento que atenda a demanda do mercado.

O estudo de caso foi iniciado analisando a disposição construtiva da edificação, seus dados e requisitos de projeto. Com estas informações juntamente à teoria de cálculo de carga térmica descrita por Carrier (1980), foi possível calcular e analisar o perfil de carga térmica da edificação ao longo das 24 horas de projeto. O valor da máxima carga térmica foi encontrado para os dias 20 de fevereiro e 23 de outubro às 17h e tem o seu valor igual a 13,16 kW, ou 3,74 TR.

Posteriormente, com a aplicação de psicrometria e conhecendo a carga térmica máxima da edificação, foi possível calcular as vazões mássicas de insuflamento em cada ambiente. A partir deste momento foram dimensionados os meios de condução de ar. Para tanto, foram projetados dutos retangulares, selecionados acessórios e um ventilador, responsável pela movimentação do ar através dos dutos.

Em seguida foi projetado um sistema térmico contendo uma máquina de refrigeração por absorção, um sistema de resfriamento e um sistema de geração e armazenamento de energia térmica. Para interligar todos os componentes deste sistema foi dimensionada uma rede hidráulica dividida em cinco circuitos: circuito de água gelada, dos coletores, de água fria, de resfriamento e de alimentação.

Finalmente, realizou-se o comparativo entre o sistema de refrigeração por absorção e o sistema convencional por compressão de vapor (equivalente), e verificou-se que anualmente o consumo energético por compressão é 2,55 vezes maior que o sistema de absorção utilizado neste trabalho.

Com o desenvolvimento do memorial de cálculo, foi possível perceber que o projeto é tecnicamente viável e que pode ser utilizado para instalações residenciais e comerciais de pequeno e médio porte. O projeto não somente atende os requisitos

de carga térmica da edificação, como também utiliza uma fonte de energia primária renovável.

O trabalho pôde transmitir a abrangência de conhecimentos necessários à sua execução, mostrando que o Engenheiro Mecânico deve não apenas deter de conhecimentos técnicos, mas também de ferramentas que o ajudem a executar os cálculos, de modo que o projeto seja executado de forma precisa e eficiente.

Portanto, com o desenvolvimento deste projeto foi possível alcançar todos os objetivos propostos, de forma a desenvolver um estudo de caso consistente, pautado em normas técnicas e nas especificações de fornecedores. Sendo assim, o projeto de climatização elaborado neste trabalho viabiliza os conhecimentos necessários à aplicação desta tecnologia e concede uma fonte de informação para o sua elaboração.

Para trabalhos futuros, sugerem-se os seguintes temas: (i) Desenvolvimento de uma máquina de refrigeração por absorção de baixa capacidade com tecnologia nacional (ii) Análise dinâmica detalhada do sistema de refrigeração por absorção utilizando como fonte térmica energia solar; (iii) Desenvolvimento de coletores solares a vácuo utilizando tecnologia nacional; (iv) Análise de viabilidade econômica do sistema de refrigeração por absorção utilizando como fonte térmica energia solar.

## 6 REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, **Atlas da Energia Elétrica do Brasil**. 1. ed. 2002, Brasília.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, **ASHRAE Handbook – Fundamentals**. Atlanta, 2009.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, **ASHRAE Handbook – Refrigeration: Systems and Applications**. SI Edition, 1994.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401** – Instalações Centrais de Ar-condicionado para Conforto – Parâmetros Básicos de Projeto. Rio de Janeiro, 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13531** - Elaboração de Projetos de Edificações – Atividades Técnicas. Rio de Janeiro, 1995.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1** – Instalações de Ar-condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, Parte 1: Projeto das Instalações. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-2** – Instalações de Ar-condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, Parte 2: Parâmetros de Conforto Térmico. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-3** – Instalações de Ar-condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, Parte 3: Qualidade do Ar Interior. Rio de Janeiro, 2008.

BURTON, J. **Industrial Ventilation Workbook**. 4. Ed. 1997.



CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. **Manual de Aire Acondicionado.**

5. ed. Barcelona, 1980.

CLEZAR, Carlos Alfredo; NOGUEIRA, Antônio Carlos Ribeiro. **Ventilação Industrial.** Edição UFSC, 1999.

COSTA, E. C. **Refrigeração.** 3. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado.** 2. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 1985.

DOSSAT, Roy J. **Principles of Refrigeration.** 4. Ed. Singapura: Editora Prentice Hall, 1961.

DUFFIE, J. A.; Beckman, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** Wiley, New York, 1991.

FANGER, P.O. **Thermal Comfort – Analysis and Application in Environmental Engineering.** New York: Editora McGraw-Hill, 1972.

FOX, R. W; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 5. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan, 2002.

FROTA, Anésia Barros; SHIFFER, Sueli Ramos. **Manual de Conforto Térmico.** 3. ed. São Paulo: Editora Studio Nobel, 1999.

GARIMELLA, S. V. et al. **Experimental Investigation of Steady Buoyant-Thermocapillary Convection Near an Evaporating Meniscus.** Editora: American Institute Of Physics, 2007.

GITMAN, L. J. **Princípios de Administração Financeira,** 12. Ed. São Paulo: Editora Pearson, 2010.

GUEDES, A; SILVA, M. **Introdução à Refrigeração Doméstica.** Paraíba: CEFET-PB, 2009.

HEROLD, K. E. et al. **Absorption chillers and heat pumps**. Editora: CRC Press, 1996.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 5. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2007.

INMET & LABSOLAR. **Atlas de Irradiação Solar do Brasil**. 1. ed. Brasília, 1998.

KHEDARI, Joseph et al. **Thailand Ventilation Comfort Chart**. Thailand, 2000.  
Disponível em: <<http://www.energy-based.nrct.go.th/article/ts3%20thailand%20ventilation%20comfort%20chart.pdf>>. Acesso em: 06/07/2013.

KSB DO BRASIL, **Software de seleção de bombas**. São Paulo, 2014. Disponível em: <http://www.ksb.com/ksb-br-pt/KSB-EasySelect/>

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento** - 2. ed. rev. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1997.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial: Controle da Poluição**. 3. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1990.

MANEA, Tiago F. **Desenvolvimento de uma Bancada para Ensaios de Coletores Solares de Tubos de Vidro a Vácuo**. 2012. 60f. Tese (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

MARTINELLI, L. C. **Sistema de Ar Condicionado por Absorção para Ônibus**. 2008. 192f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

MCQUISTON, R; FAYE C. **Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design**. 4. ed. New York, 1994.

MÜHLE, Ingo N. **Instalações de refrigeração por absorção**. Canoas, 2003.

PIRANI, Marcelo J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Bahia, 2006.

PMI, Project Management Institute. **The Guide to Project Management Body of Knowledge**. 4. ed. PMBOK® Guide, 2008.

RESENDE, N. **Tecnologia de Aquecimento Solar**. Minas Gerais: Universidade Federal de Juiz de Fora, 2013. Disponível em: <<http://blogdopetcivil.com/2013/04/01/conheca-a-mais-avancada-tecnologia-de-aquecimento-solar/>>. Acesso em 26/07/2014.

RINNAI, **Manual do usuário - Coletor Solar com Tubo a Vácuo**. Rev. 14033, São Paulo, 2013. Disponível em: <http://www.rinnai.com.br>.

SATTLER, Miguel A. **Conforto Ambiental**. Apostila (Curso de Pós Graduação em Engenharia Civil) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

SHEET METAL & AIR CONDITIONING CONTRACTORS NATIONAL ASSOCIATION. **HVAC Duct Construction Standards - Metal and Flexible**. Chantilly, 2006

SILVA, J. G. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 1. ed. São Paulo: Editora Artliber, 2003.

SIVAK, M. Will AC Put a Chill on the Global Energy Supply?, **American Scientist** USA, North Carolina, , volume 101, Outubro 2013, número 5, página 330. Disponível em: <<http://www.americanscientist.org/issues/pub/will-ac-put-a-chill-on-the-global-energy-supply>>. Acesso em 15/06/2014.

SOLAR FOZ AQUECIMENTO SOLAR. **Catálogo de Produtos Solar Foz**. Disponível em:<<http://www.solarfoz.com/produtos.php?id=37&categoria=Aquecedor%20Solar>>.

SOLER & PALAU. **Manual técnico (OTAM Ventilation Group)**. Porto Alegre, 2003.

SOTERIS, A. K. **Solar Energy Engineering: Processes and Systems. USA:** Burlington, MA. Editora: Elsevier/Academic Press, 2009.

STOECKER, W.F. **Refrigeração e Ar Condicionado.** São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil LTDA, 1985.

SULZER PUMPS, **Manual técnico de bombas centrífugas.** São Paulo, 2001.

SWINNEY, J. et al. **A Novel Hybrid Absorption-Compression Refrigeration Cycle,** 2001.

TALBI, M; AGNEW, B. **Energy Recovery from Diesel Engine Exhaust Gases for Performance Enhancement and Air Conditioning - Applied Thermal Engineering.** Paris, 2001. Publicado em 2002.

TELLES, P. C. da Silva. **Tubulações industriais: materiais, projeto, montagem.** 10. ed. Rio de Janeiro, 2001.

THRELKELD, J. L. **Thermal Environmental Engineering.** 2. ed. Englewood, 1970.

TOMCZYK, John et al. **Refrigeration and Air Conditioning Technology.** Editora: Delmar Cengage Learning, 2008.

TROX DO BRASIL, Grupo. **Manual técnico de grelhas e difusores.** São Paulo, 2013.

WILEN, V. et al. **Fundamentos da Termodinâmica.** 5. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1995.

WILHELM, L. R. **Numerical Calculation of Psychometrical Properties in SI units.** Transactions of the ASAE. New York, 1976.

YAMAE, E. et al. **Tecnologia do Condicionamento de Ar.** São Paulo: Editora: Edgard Blücher Ltda, 1986.

## **7 APÊNDICES**

### **APÊNDICE A Desenhos das instalações de condicionamento de ar**

## **A.2 Modelo 3D da disposição dos equipamentos na edificação**

### **A.3 Desenho das instalações hidráulicas**

## APÊNDICE B Resumo dos cálculos de carga térmica.

### B.1 Parâmetros para o cálculo de carga térmica (Carrier, 1980).

Dados do dia de projeto (Carrier, 1980)		01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00
Fator de armazenamento	Norte	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,26
	Sul	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,98
	Leste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,52
	Oeste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,67
Insolação	Norte	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5,81
	Sul	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18,58
	Leste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	186,94
	Oeste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5,81
	Horiz	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	16,84
Correção da temperatura	Seco	-8,49	-8,74	-9,00	-9,25	-9,50	-9,14
	Úmido	-2,11	-2,08	-2,05	-2,02	-1,99	-1,96
Temperatura corrigida	Seco	22,41	22,16	21,90	21,65	21,40	21,76
	Úmido	21,09	21,12	21,15	21,18	21,21	21,24
$\Delta T_{em}$	Norte	4,40	3,90	3,30	3,30	2,80	2,20
	Sul	1,70	1,70	1,10	1,10	0,50	0,50
	Leste	5,00	4,40	3,90	3,90	3,30	2,80
	Oeste	6,70	6,10	5,50	5,00	4,40	3,90
	Horiz	12,20	10,00	8,90	7,20	6,10	5,00
$\Delta T_{es}$	Muro	1,70	1,70	1,10	1,10	0,50	0,50
	Teto	1,10	0,50	0,00	-0,50	-1,10	-1,70
$\Delta T_e$	Norte	-5,41	-5,67	-6,27	-6,27	-6,81	-7,13
	Sul	-6,81	-6,81	-7,41	-7,41	-8,01	-8,01
	Leste	-5,10	-5,41	-5,96	-5,96	-6,56	-6,81
	Oeste	-4,22	-4,53	-5,13	-5,39	-5,99	-6,25
	Horiz	4,08	1,83	0,71	-1,04	-2,15	-3,27

Dados do dia de projeto (Carrier, 1980)		07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00
Fator de armazenamento	Norte	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79
	Sul	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
	Leste	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29
	Oeste	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20
Insolação	Norte	23,22	37,16	64,44	105,08	128,88	139,33
	Sul	27,87	33,67	40,64	42,38	44,12	44,12
	Leste	454,57	519,01	467,34	326,85	152,10	44,12
	Oeste	23,22	33,67	40,64	42,38	44,12	44,12
	Horiz	149,20	336,72	515,53	644,99	723,95	758,20
Correção da temperatura	Seco	-8,78	-7,16	-6,13	-5,10	-3,95	-2,80
	Úmido	-1,93	-1,90	-1,62	-1,34	-0,92	-0,50
Temperatura corrigida	Seco	22,12	23,74	24,77	25,80	26,95	28,10
	Úmido	21,27	21,30	21,58	21,86	22,28	22,70
$\Delta T_{em}$	Norte	2,20	1,10	1,10	1,10	1,70	2,20
	Sul	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Leste	2,80	3,30	4,40	7,80	11,10	13,30
	Oeste	3,90	3,30	3,30	3,30	3,30	3,30
	Horiz	4,40	3,30	3,90	4,40	6,10	8,90
$\Delta T_{es}$	Muro	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Teto	-1,70	-1,10	-1,10	-1,10	-0,50	0,00
$\Delta T_e$	Norte	-7,13	-7,94	-7,94	-7,94	-7,63	-7,37
	Sul	-8,01	-8,51	-8,51	-8,51	-8,51	-8,51
	Leste	-6,81	-6,80	-6,23	-4,47	-2,76	-1,62
	Oeste	-6,25	-6,80	-6,80	-6,80	-6,80	-6,80
	Horiz	-3,89	-5,05	-4,43	-3,91	-2,17	0,71



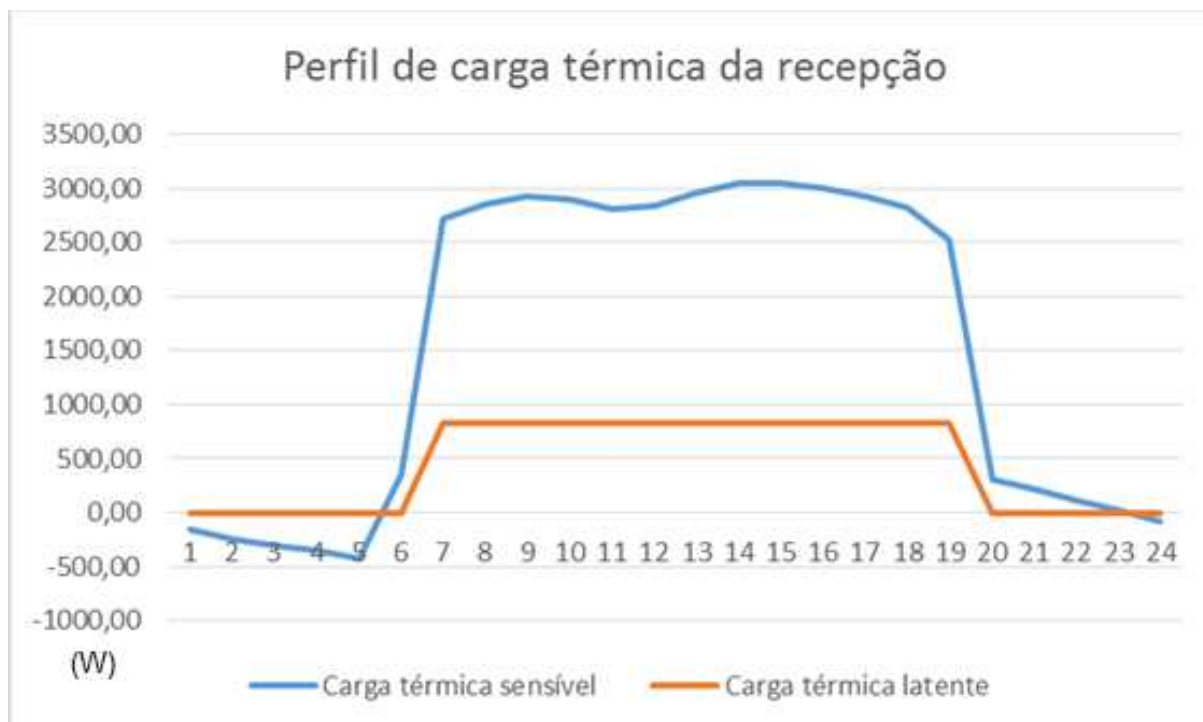
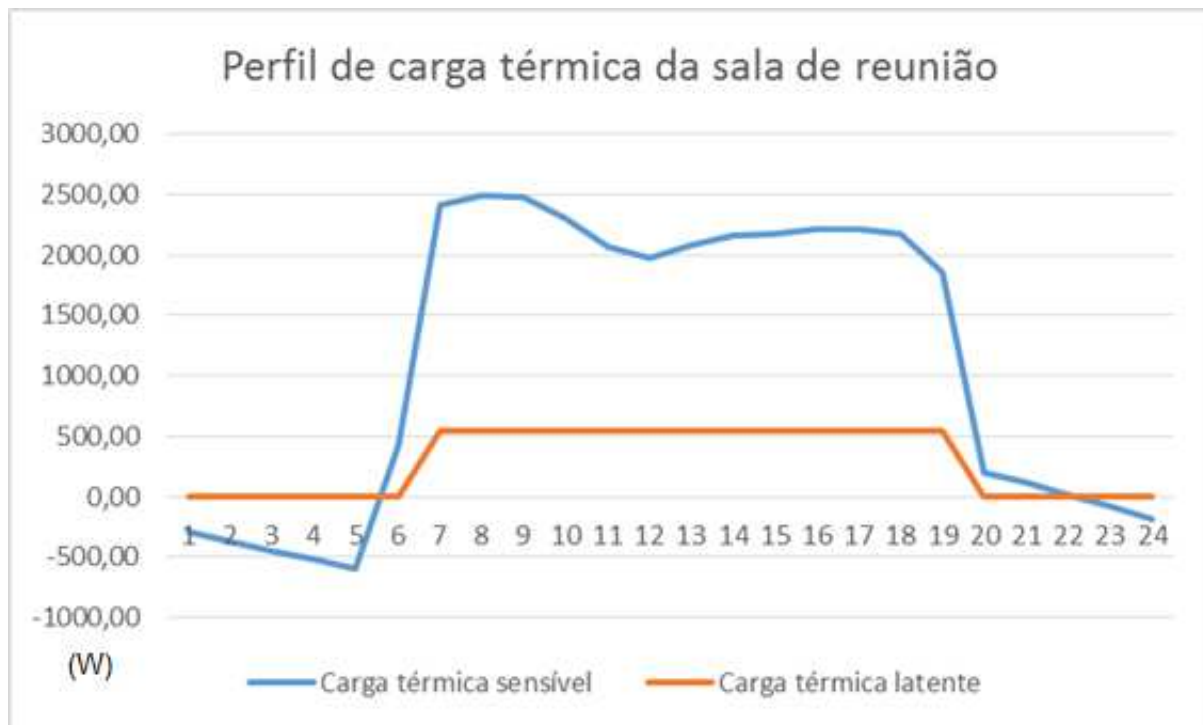
Dados do dia de projeto (Carrier, 1980)		13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Fator de armazenamento	Norte	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,11
	Sul	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
	Leste	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14
	Oeste	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,74
Insolação	Norte	128,88	105,08	64,44	37,16	23,22	5,81
	Sul	44,12	42,38	40,64	33,67	27,87	18,58
	Leste	44,12	42,38	40,64	33,67	23,22	5,81
	Oeste	152,10	326,85	467,34	519,01	454,57	186,94
	Horiz	723,95	644,99	515,53	336,72	149,20	16,84
Correção da temperatura	Seco	-1,65	-0,50	0,00	-0,50	-0,96	-1,42
	Úmido	-0,25	0,00	0,00	0,00	-0,25	-0,50
Temperatura corrigida	Seco	29,25	30,40	30,90	30,40	29,94	29,48
	Úmido	22,95	23,20	23,20	23,20	22,95	22,70
$\Delta T_{em}$	Norte	4,40	6,70	8,30	8,90	10,00	10,00
	Sul	0,50	1,10	1,70	2,20	2,80	2,80
	Leste	13,90	13,30	11,10	10,00	8,90	7,80
	Oeste	3,90	4,40	5,50	6,70	9,40	11,10
	Horiz	12,20	15,00	17,20	19,40	21,10	21,70
$\Delta T_{es}$	Muro	0,50	1,10	1,70	2,20	2,80	2,80
	Teto	1,10	2,20	3,30	4,40	5,00	5,50
$\Delta T_e$	Norte	-5,99	-4,51	-3,39	-2,84	-1,98	-1,98
	Sul	-8,01	-7,41	-6,81	-6,31	-5,71	-5,71
	Leste	-1,07	-1,09	-1,94	-2,27	-2,55	-3,12
	Oeste	-6,25	-5,70	-4,84	-3,98	-2,29	-1,41
	Horiz	4,08	6,94	9,18	11,42	13,16	13,76
Dados do dia de projeto (Carrier, 1980)		19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	00:00
Fator de armazenamento	Norte	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Sul	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Leste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Oeste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Insolação	Norte	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Sul	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Leste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Oeste	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Horiz	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Correção da temperatura	Seco	-2,55	-3,68	-4,76	-5,84	-7,04	-8,24
	Úmido	-0,66	-0,82	-1,24	-1,66	-1,90	-2,14
Temperatura corrigida	Seco	28,35	27,22	26,14	25,06	23,86	22,66
	Úmido	22,54	22,38	21,96	21,54	21,30	21,06
$\Delta T_{em}$	Norte	8,30	7,80	6,10	5,50	5,00	4,40
	Sul	2,80	4,40	3,90	3,30	2,80	2,20
	Leste	7,80	7,80	7,20	6,70	6,10	5,50
	Oeste	13,90	15,60	15,00	14,40	10,60	7,80
	Horiz	21,10	20,00	18,90	17,20	15,60	13,90
$\Delta T_{es}$	Muro	2,80	4,40	3,90	3,30	2,80	2,20
	Teto	5,50	5,50	5,00	4,40	3,30	2,20
$\Delta T_e$	Norte	-2,86	-2,35	-3,47	-4,07	-4,57	-5,17
	Sul	-5,71	-4,11	-4,61	-5,21	-5,71	-6,31
	Leste	-3,12	-2,35	-2,90	-3,45	-4,00	-4,60
	Oeste	0,04	1,69	1,14	0,54	-1,67	-3,41
	Horiz	13,14	12,00	10,88	9,14	7,52	5,80

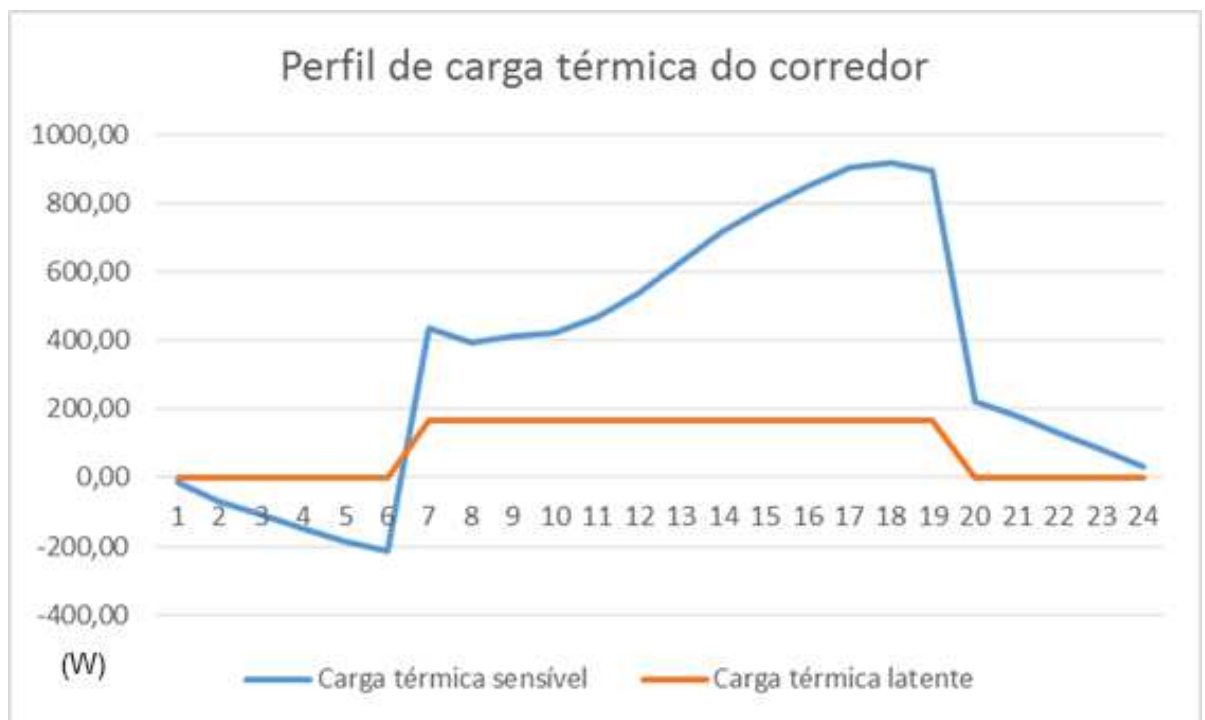
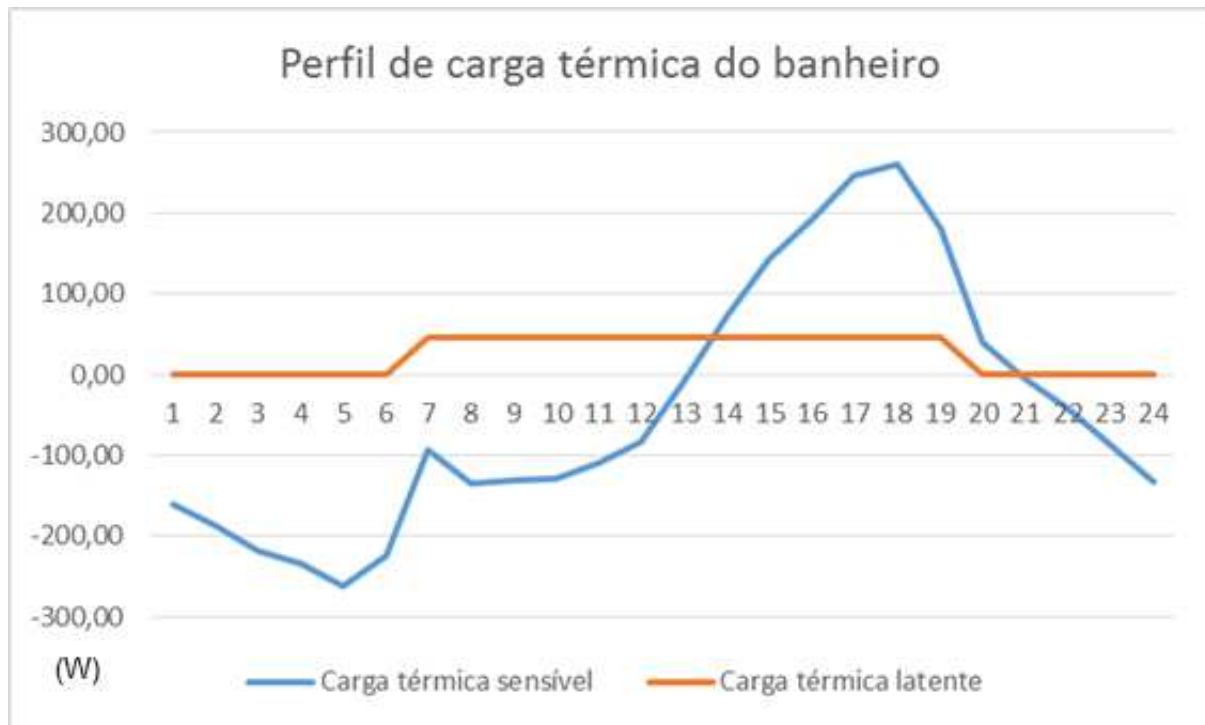
**B.2 Carga térmica total por ambiente.**

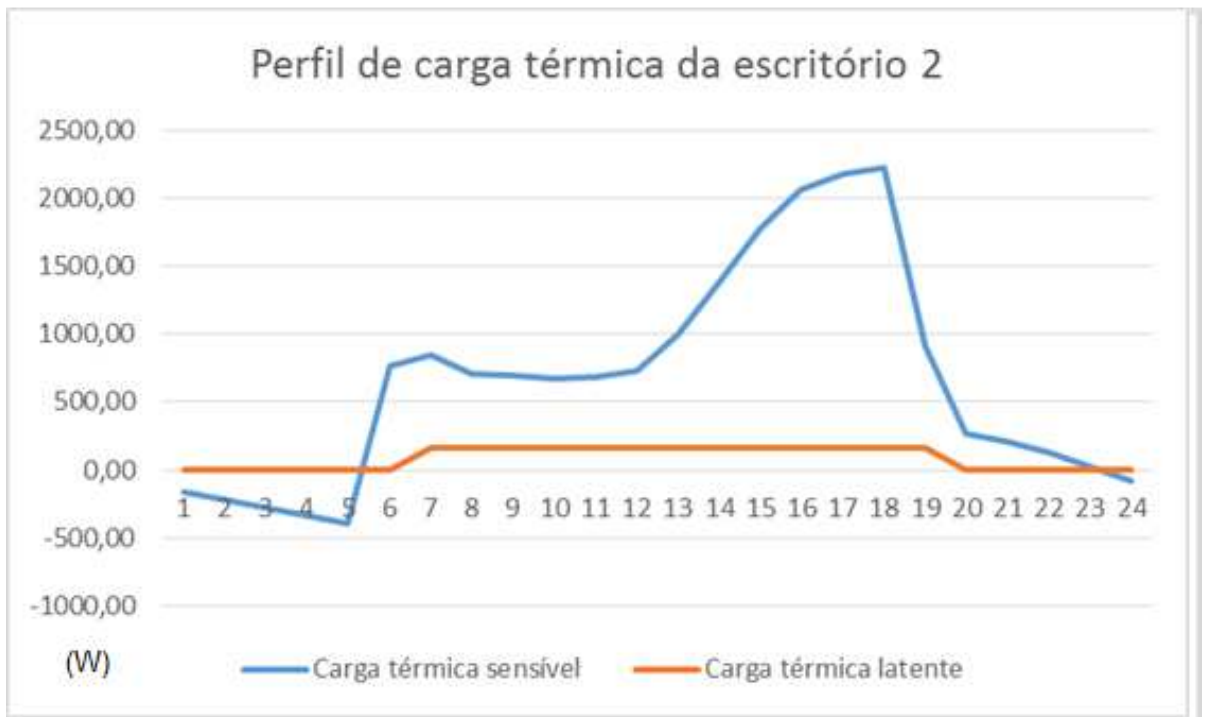
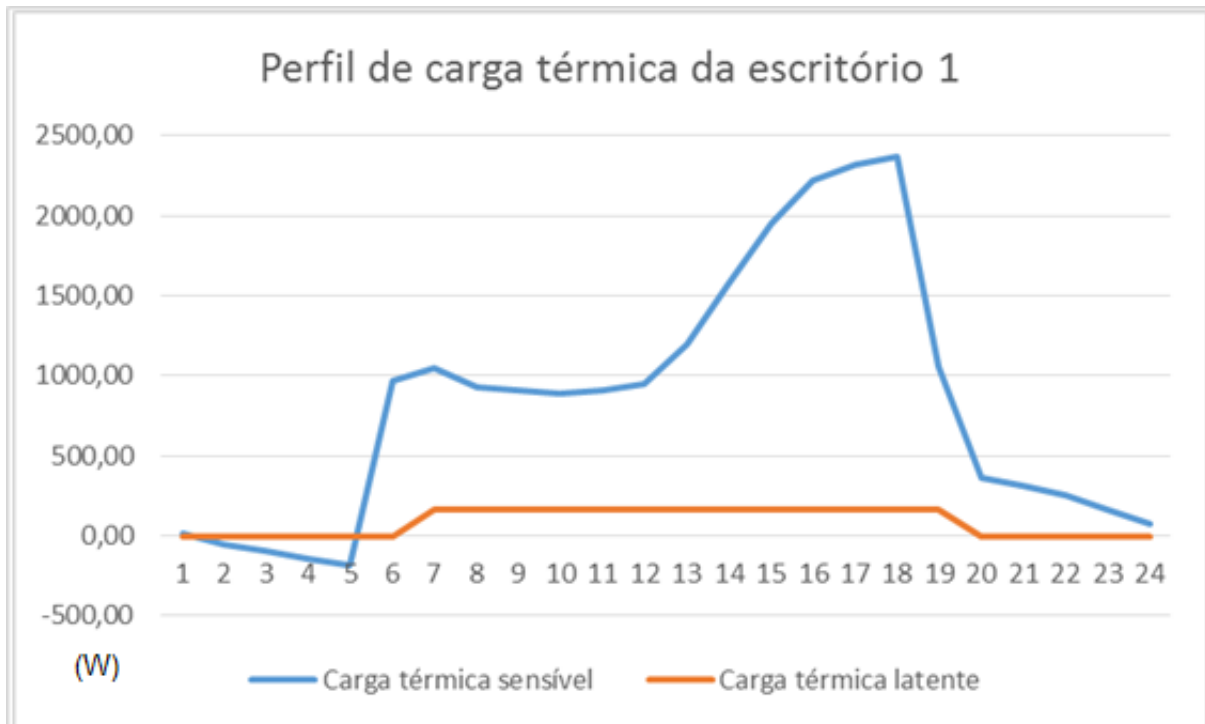
Ambiente	CT (W)	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00
Recepção	Sensível	-158,46	-239,31	-301,44	-355,77	-418,12	357,67
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Sala de Reunião	Sensível	-282,70	-372,92	-453,16	-514,62	-596,57	429,57
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Banheiro	Sensível	-160,92	-187,48	-218,03	-233,20	-262,30	-223,85
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Escritório 1	Sensível	16,34	-50,28	-92,89	-144,92	-187,43	971,06
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Escritório 2	Sensível	-156,84	-223,84	-281,99	-334,33	-392,39	765,79
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Corredor	Sensível	-14,71	-69,91	-107,03	-147,85	-184,41	-213,41
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Somatório sem cargas de renovação	Sensível	-757,28	-1143,74	-1454,54	-1730,69	-2041,23	2086,82
	Latente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Total	-757,28	-1143,74	-1454,54	-1730,69	-2041,23	2086,82
Carga térmica total		-300,02	-686,47	-997,28	-1273,42	-1583,96	2544,09
Ambiente	CT (W)	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00
Recepção	Sensível	2716,17	2857,45	2925,91	2898,54	2815,01	2831,22
	Latente	835,00	835,00	835,00	835,00	835,00	835,00
Sala de Reunião	Sensível	2414,82	2487,70	2471,40	2307,67	2061,23	1978,82
	Latente	540,00	540,00	540,00	540,00	540,00	540,00
Banheiro	Sensível	-93,92	-134,10	-131,15	-128,95	-109,28	-82,76
	Latente	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00
Escritório 1	Sensível	1051,09	925,79	910,04	891,56	905,66	949,86
	Latente	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
Escritório 2	Sensível	845,82	707,51	691,75	673,27	687,38	731,57
	Latente	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
Corredor	Sensível	434,44	395,43	409,98	422,11	465,65	535,49
	Latente	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
Somatório sem cargas de renovação	Sensível	7368,42	7239,77	7277,93	7064,20	6825,65	6944,20
	Latente	1915,00	1915,00	1915,00	1915,00	1915,00	1915,00
	Total	9283,42	9154,77	9192,93	8979,20	8740,65	8859,20
Carga térmica total		9740,69	9612,04	9650,20	9436,47	9197,91	9316,47

Ambiente	CT (W)	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Recepção	Sensível	2952,88	3053,94	3040,85	3009,00	2934,62	2819,77
	Latente	835,00	835,00	835,00	835,00	835,00	835,00
Sala de Reunião	Sensível	2075,62	2158,46	2167,50	2208,05	2215,99	2173,89
	Latente	540,00	540,00	540,00	540,00	540,00	540,00
Banheiro	Sensível	-7,71	73,19	143,32	192,50	245,92	259,56
	Latente	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00
Escritório 1	Sensível	1196,29	1571,34	1951,95	2222,52	2318,93	2369,00
	Latente	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
Escritório 2	Sensível	991,02	1381,55	1778,02	2061,98	2175,25	2226,37
	Latente	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
Corredor	Sensível	631,62	717,42	785,40	847,36	901,29	915,43
	Latente	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
Somatório sem cargas de renovação	Sensível	7839,71	8955,91	9867,04	10541,43	10791,99	10764,02
	Latente	1915,00	1915,00	1915,00	1915,00	1915,00	1915,00
	Total	9754,71	10870,91	11782,04	12456,43	12706,99	12679,02
Carga térmica total		10211,98	11328,18	12239,31	12913,70	13164,26	13136,29
Ambiente	CT (W)	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	00:00
Recepção	Sensível	2522,71	312,77	218,49	117,13	17,60	-87,82
	Latente	835,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Sala de Reunião	Sensível	1859,14	202,56	122,47	17,56	-80,23	-186,83
	Latente	540,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Banheiro	Sensível	180,90	38,98	-5,66	-40,83	-87,87	-133,91
	Latente	45,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Escritório 1	Sensível	1061,80	361,55	317,14	255,47	163,85	79,05
	Latente	165,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Escritório 2	Sensível	920,92	262,19	204,76	127,55	20,91	-80,80
	Latente	165,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Corredor	Sensível	892,93	222,95	182,03	130,44	83,50	32,32
	Latente	165,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Somatório sem cargas de renovação	Sensível	7438,40	1401,00	1039,24	607,33	117,75	-377,98
	Latente	1915,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Total	9353,40	1401,00	1039,24	607,33	117,75	-377,98
Carga térmica total		9810,67	1858,27	1496,51	1064,60	575,02	79,28

### B.3 Perfis de carga térmica total por ambiente versus horário solar.



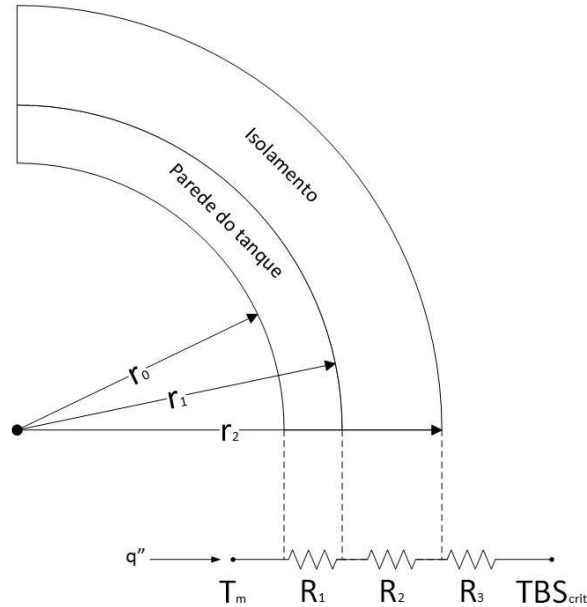




## APÊNDICE C – Cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor

### C.1 Cálculo para o reservatório térmico.

Circuito térmico:



Equações utilizadas:

$$U_{rt} = \frac{1}{[R_1 + R_2 + R_3] \cdot A_{etan}} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{rt,e}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{rt,c}} + \frac{\ln(r_1/r_0)}{2 \cdot \pi \cdot k_{rt} \cdot L_{rt,c}} \right] \cdot A_{rt,e}}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\overline{Nu} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Hilpert (7.52 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ m = 0,805 \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu} = \frac{h_{\infty} \cdot L_0}{K_{\infty}}$$

Dados de entrada:

Dados construtivos do reservatório térmico:

$$r_0 = 0,755 \text{ m}$$

$$r_1 = 0,8 \text{ m}$$

$$r_2 = 0,9 \text{ m}$$

$$L_0 = 2,99 \text{ m}$$

$$L_1 = 2,79 \text{ m}$$

$$k_{\text{isot}} = 0,039 \text{ W/m.K}$$

$$k_t = 14 \text{ W/m.K (aço 5235JR)}$$

Propriedades termodinâmicas do ar exterior (Incropera (2007)):

$$T_\infty = 295,4 \text{ K} \quad \left| \begin{array}{l} \nu = 15,445 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 25,9 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K} \\ Pr = 0,7083 \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_\infty = 2 \text{ m/s}$$

### Solução:

Cálculo da resistência por condução do isolamento:

$$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{is}} \cdot L_{\text{rt,c}}} = \frac{\ln(0,9/0,8)}{2 \cdot \pi \cdot 0,039 \cdot 2,99} = 0,1607 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por condução do material do reservatório:

$$R_3 = \frac{\ln(r_1/r_0)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{rt,s}} \cdot L_0} = \frac{\ln(0,8/0,755)}{2 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 2,79} = 2,344 \cdot 10^{-4} \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção externa ao reservatório:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{2 \cdot 1,8}{15,445 \cdot 10^{-6}} = 233 \cdot 10^3$$

$$\bar{Nu} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} = 0,027 \cdot (233 \cdot 10^3)^{0,805} \cdot (0,7083)^{1/3} = 503,7$$

$$\bar{Nu} = \frac{h_\infty \cdot L_0}{K_\infty} \quad \therefore \quad h_\infty = \frac{\bar{Nu} \cdot K_\infty}{L_0} = \frac{503,7 \cdot 25,9 \cdot 10^{-3}}{2,99} = 4,363 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_\infty \cdot A_{\text{rt,e}}} = \frac{1}{4,363 \cdot (\pi \cdot 1,8 \cdot 2,99)} = 0,01355 \text{ K/W}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor do reservatório térmico:

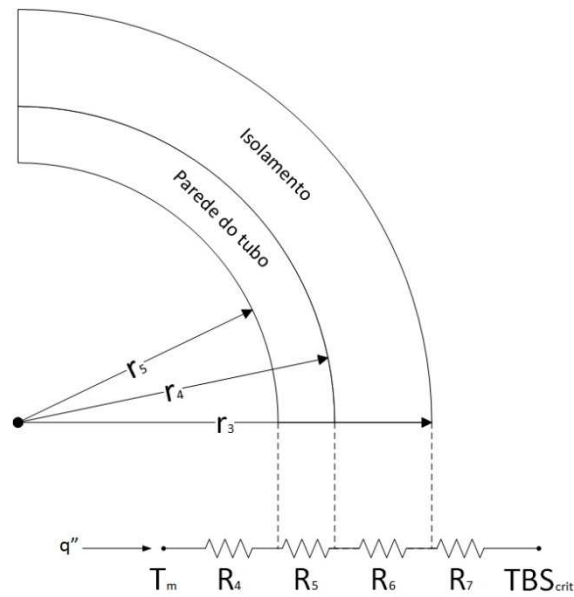
$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 = 0,1745 \text{ K/W}$$

$$R_T = \frac{1}{U_{\text{rt}} \cdot A_{\text{rt,e}}} \quad \therefore \quad U_{\text{rt}} = \frac{1}{R_T \cdot A_{\text{rt,e}}} = \frac{1}{0,1745 \cdot (\pi \cdot 1,8 \cdot 2,99)} = 0,339 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



## C.2 Cálculo para a tubulação a 90°C..

**Circuito térmico:**



**Equações utilizadas:**

$$U_{\text{tub}} = \frac{1}{[R_4 + R_5 + R_6 + R_7] \cdot A_{\text{tb},e}}$$

$$U_{\text{tub}} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{\text{tb},e}} + \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{is}} \cdot L_{\text{tb}}} + \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{tb}} \cdot L_{\text{tb}}} + \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{tb},i}} \right] \cdot A_{\text{tb},e}}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ext}} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^{1/3} \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Hilpert (7.52 – Incropera 2007)} \\ \text{Pr} \geq 0,7 \\ 0,4 \leq \text{Re} \leq 4 \cdot 10^5 \\ m = 0,805 \end{array} \right.$$

$$\overline{\text{Nu}}_i = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^n \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Sittus – Boelter (8.60 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq \text{Pr} \leq 160 \\ \text{Re} > 10000 \\ L/D > 10 \\ n = 0,3 \text{ (resfriamento)} \end{array} \right.$$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{h \cdot L}{K}$$

**Dados de entrada:**

Dados construtivos do reservatório térmico:

$$r_5 = 11,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_4 = 12,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_3 = 20,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 20,68 \text{ m}$$

$$k_{\text{isot}} = 0,039 \text{ W/m.K}$$

$$k_t = 61 \text{ W/m.K (aço 5235JR)}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento externo (Incropera (2007):

$$T_{\infty} = 295,4 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} \nu = 15,445 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 25,9 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K} \\ Pr = 0,7083 \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_{\infty} = 2 \text{ m/s}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento interno (Incropera (2007):

$$T_i = 363 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} \rho = 964,87 \text{ kg/m}^3 \\ k = 675,2 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K} \\ Pr = 1,954 \\ \mu = 313,2 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s} \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_i = 1,22 \text{ m/s}$$

**Solução:**

Cálculo da resistência por condução do isolamento:

$$R_5 = \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{is}} \cdot L_{\text{tb}}} = \frac{\ln(20,7 \cdot 10^{-3}/12,7 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 0,039 \cdot 20,68} = 0,0964 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por condução do material do reservatório:

$$R_6 = \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{tb}} \cdot L_{\text{tb}}} = \frac{\ln(12,7 \cdot 10^{-3}/11,43 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 61 \cdot 20,68} = 1,33 \cdot 10^{-5} \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção externa à tubulação:

$$Re_{\text{ot}} = \frac{\bar{V}_{\infty} \cdot D_{\text{ext}}}{\nu} = \frac{2,414 \cdot 10^{-3}}{15,445 \cdot 10^{-6}} = 5360,96$$

$$\overline{Nu}_{\infty} = C. Re^m. Pr^{1/3} = 0,027. (5360,96)^{0,805}. (0,7083)^{1/3} = 24,18$$

$$\overline{Nu}_{\infty} = \frac{h_{\infty} \cdot L}{K_{\infty}} \quad \therefore \quad h_{\infty} = \frac{\overline{Nu}_{\infty} \cdot K_{\infty}}{L} = \frac{24,18 \cdot 25,9 \cdot 10^{-3}}{20,68} = 0,0303 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R4 = \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{tb,e}} = \frac{1}{0,0303 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 20,68)} = 12,276 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção interna à tubulação:

$$Re_{int} = \frac{\bar{V}_i \cdot D_i \cdot \rho_i}{\mu_i} = \frac{1,22 \cdot 0,02286 \cdot 964,87}{313,2 \cdot 10^{-6}} = 8,58 \cdot 10^4$$

$$\overline{Nu}_{int} = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n = 0,023 \cdot (8,58 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 1,954^{0,3} = 248,77$$

$$\overline{Nu}_i = \frac{h_{int} \cdot L}{K_i} \quad \therefore \quad h_i = \frac{\overline{Nu}_{int} \cdot K_{int}}{L} = \frac{248,77 \cdot 675,2 \cdot 10^{-3}}{20,68} = 8,12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R7 = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{tb,i}} = \frac{1}{8,12 \cdot (\pi \cdot 2,11,43 \cdot 10^{-3} \cdot 20,68)} = 0,0829 \text{ K/W}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor da tubulação de 90°C:

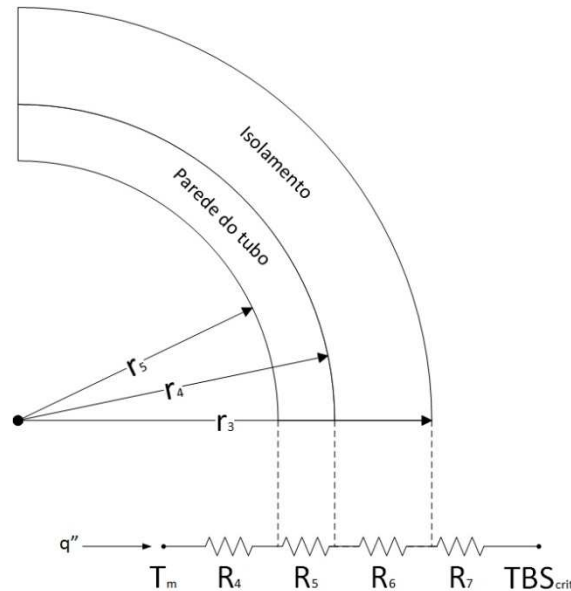
$$RT = R4 + R5 + R6 + R7 = 12,45 \text{ K/W}$$

$$RT = \frac{1}{U_{tb} \cdot A_{tb,e}} \quad \therefore$$

$$U_{tub} = \frac{1}{RT \cdot A_{tb,e}} = \frac{1}{12,45 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 20,68)} = 0,0298 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### C.3 Cálculo para a tubulação a 80°C

Circuito térmico:



Equações utilizadas:

$$U_{tub} = \frac{1}{[R_4 + R_5 + R_6 + R_7] \cdot A_{etub}}$$

$$U_{tub} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{tb,e}} + \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{tb}} + \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tb} \cdot L_{tb}} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_{tb,i}} \right] \cdot A_{tb,e}}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\overline{Nu}_{ext} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Hilpert (7.52 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ m = 0,805 \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu}_i = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Sittus – Boelter (8.60 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ n = 0,3 \text{ (resfriamento)} \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu} = \frac{h \cdot L}{K}$$

**Dados de entrada:**

Dados construtivos do reservatório térmico:

$$r_5 = 11,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_4 = 12,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_3 = 20,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 26,35 \text{ m}$$

$$k_{is} = 0,039 \text{ W/m. K}$$

$$k_{tb} = 61 \text{ W/m. K (aço 5235JR)}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento externo (Incropera (2007):

$$T_{\infty} = 295,4 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} \nu = 15,445 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 25,9 \cdot 10^{-3} \text{ W/m. K} \\ Pr = 0,7083 \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_{\infty} = 2 \text{ m/s}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento interno (Incropera (2007):

$$T_i = 353 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} \rho = 971,92 \text{ kg/m}^3 \\ k = 669,9 \cdot 10^{-3} \text{ W/m. K} \\ Pr = 2,195 \\ \mu = 351,8 \cdot 10^{-6} \text{ Pa. s} \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_i = 1,22 \text{ m/s}$$

**Solução:**

Cálculo da resistência por condução do isolamento:

$$R_5 = \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{tb}} = \frac{\ln(20,7 \cdot 10^{-3}/12,7 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 0,039 \cdot 26,35} = 0,0756 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por condução do material do reservatório:

$$R_6 = \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tb} \cdot L_{tb}} = \frac{\ln(12,7 \cdot 10^{-3}/11,43 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 61 \cdot 26,35} = 1,044 \cdot 10^{-5} \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção externa à tubulação:

$$Re_{\infty} = \frac{\bar{V}_{\infty} \cdot D_{\text{ext}}}{\nu} = \frac{2,41,4 \cdot 10^{-3}}{15,445 \cdot 10^{-6}} = 5360,96$$

$$\bar{Nu}_{\infty} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} = 0,027 \cdot (5360,96)^{0,805} \cdot (0,7083)^{1/3} = 24,18$$

$$\bar{Nu}_{\infty} = \frac{h_{\infty} \cdot L}{K_{\infty}} \quad \therefore \quad h_{\infty} = \frac{\bar{Nu}_{\infty} \cdot K_{\infty}}{L} = \frac{24,18 \cdot 25,9 \cdot 10^{-3}}{26,35} = 0,0237 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R4 = \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{\text{tb},e}} = \frac{1}{0,0237 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 26,35)} = 12,277 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção interna à tubulação:

$$Re_{\text{int}} = \frac{\bar{V}_i \cdot D_i \cdot \rho_i}{\mu_i} = \frac{1,22 \cdot 0,02286 \cdot 971,92}{351,8 \cdot 10^{-6}} = 7,71 \cdot 10^4$$

$$\bar{Nu}_{\text{int}} = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n = 0,023 \cdot (7,71 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 2,1955^{0,3} = 235,5$$

$$\bar{Nu}_{\text{int}} = \frac{h_i \cdot L}{K_i} \quad \therefore \quad h_{\text{int}} = \frac{\bar{Nu}_{\text{int}} \cdot K_{\text{int}}}{L} = \frac{235,5 \cdot 669,9 \cdot 10^{-3}}{26,35} = 5,98 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R7 = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{tb},i}} = \frac{1}{5,98 \cdot (\pi \cdot 0,02286 \cdot 26,35)} = 0,0883 \text{ K/W}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor da tubulação de 90°C:

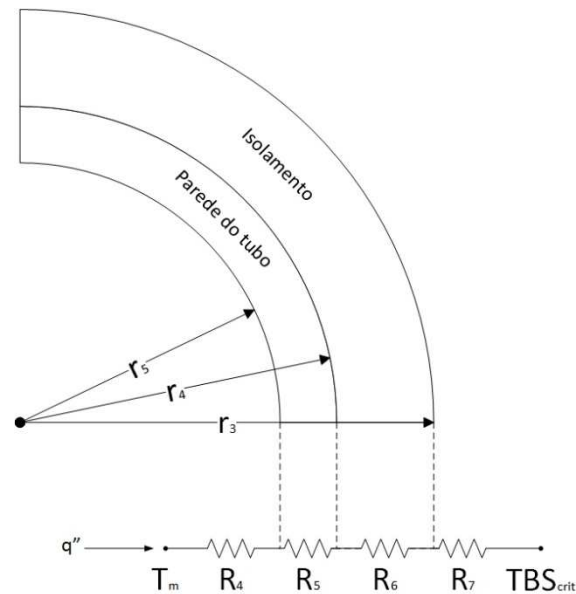
$$RT = R4 + R5 + R6 + R7 = 12,44 \text{ K/W}$$

$$RT = \frac{1}{U_{\text{tb}} \cdot A_{\text{tb},e}} \quad \therefore$$

$$U_{\text{tb}} = \frac{1}{RT \cdot A_{\text{tb},e}} = \frac{1}{12,44 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 26,35)} = 0,0234 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### C.4 Cálculo para a tubulação a 14°C.

Circuito térmico:



Equações utilizadas:

$$U_{tb} = \frac{1}{[R_4 + R_5 + R_6 + R_7] \cdot A_{etub}}$$

$$U_{tb} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{tb,e}} + \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{tb}} + \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tb} \cdot L_{tb}} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_{tb,i}} \right] \cdot A_{tb,e}}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\overline{Nu}_{\infty} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Hilpert (7.52 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ m = 0,805 \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu}_{int} = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Sittus – Boelter (8.60 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ n = 0,4 \text{ (aquecimento)} \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu} = \frac{h \cdot L}{K}$$

**Dados de entrada:**

Dados construtivos do reservatório térmico:

$$r_5 = 11,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_4 = 12,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_3 = 20,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 1,75 \text{ m}$$

$$k_{is} = 0,039 \text{ W/m. K}$$

$$k_{tb} = 61 \text{ W/m. K (aço 5235JR)}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento externo (Incropera (2007):

$$T_\infty = 303,9 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} v = 16,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 26,59 \cdot 10^{-3} \text{ W/m. K} \\ Pr = 0,706 \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_\infty = 2 \text{ m/s}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento interno (Incropera (2007):

$$T_i = 287 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} \rho = 999,57 \text{ kg/m}^3 \\ k = 593,44 \cdot 10^{-3} \text{ W/m. K} \\ Pr = 8,2725 \\ \mu = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ Pa. s} \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_i = 1,29 \text{ m/s}$$

**Solução:**

Cálculo da resistência por condução do isolamento:

$$R_5 = \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{tb}} = \frac{\ln(20,7 \cdot 10^{-3}/12,7 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 0,039 \cdot 1,75} = 1,138 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por condução do material do reservatório:

$$R_6 = \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tb} \cdot L_{tb}} = \frac{\ln(12,7 \cdot 10^{-3}/11,43 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 61 \cdot 1,75} = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção externa à tubulação:

$$Re_\infty = \frac{\bar{V}_\infty \cdot D_\infty}{v} = \frac{2 \cdot 41,4 \cdot 10^{-3}}{16,28 \cdot 10^{-6}} = 5085,99$$



$$\overline{Nu}_\infty = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} = 0,027 \cdot (5360,96)^{0,805} \cdot (0,7083)^{1/3} = 23,17$$

$$\overline{Nu}_\infty = \frac{h_\infty \cdot L}{K_\infty} \quad \therefore \quad h_\infty = \frac{\overline{Nu}_\infty \cdot K_\infty}{L} = \frac{23,17 \cdot 26,59 \cdot 10^{-3}}{1,75} = 0,352 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R4 = \frac{1}{h_\infty \cdot A_{tb,e}} = \frac{1}{0,352 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75)} = 12,47 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção interna à tubulação:

$$Re_{int} = \frac{\overline{V}_i \cdot D_i \cdot \rho_i}{\mu_i} = \frac{1,29 \cdot 0,02286 \cdot 999,57}{1,16 \cdot 10^{-3}} = 2,07 \cdot 10^4$$

$$\overline{Nu}_{int} = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n = 0,023 \cdot (2,07 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 8,2725^{0,4} = 151,9$$

$$\overline{Nu}_{int} = \frac{h_i \cdot L}{K_i} \quad \therefore \quad h_{int} = \frac{\overline{Nu}_{int} \cdot K_{int}}{L} = \frac{151,9 \cdot 593,44 \cdot 10^{-3}}{1,75} = 51,51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R7 = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{tb,i}} = \frac{1}{51,51(\pi \cdot 0,02286 \cdot 1,75)} = 0,154 \text{ K/W}$$

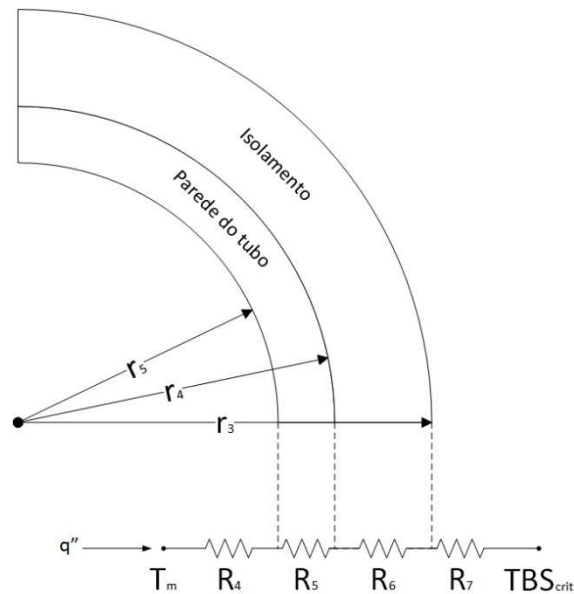
Cálculo do coeficiente global de transferência de calor da tubulação de 90°C:

$$RT = R4 + R5 + R6 + R7 = 13,76 \text{ K/W}$$

$$RT = \frac{1}{U_{tb} \cdot A_{tb,e}} \quad \therefore$$

$$U_{tb} = \frac{1}{RT \cdot A_{tb,e}} = \frac{1}{13,76 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75)} = 0,319 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### C.5 Cálculo para a tubulação a 7°C.



**Equações utilizadas:**

$$U_{tb} = \frac{1}{[R4 + R5 + R6 + R7] \cdot A_{etub}}$$

$$U_{tb} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{\infty} \cdot A_{tb,e}} + \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{tb}} + \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tb} \cdot L_{tb}} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_{tb,i}} \right] \cdot A_{tb,e}}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\overline{Nu}_{\infty} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Hilpert (7.52 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ m = 0,805 \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu}_i = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \left\{ \begin{array}{l} \text{Equação de Sittus – Boelter (8.60 – Incropera 2007)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \\ L/D > 10 \\ n = 0,4 \text{ (aquecimento)} \end{array} \right.$$

$$\overline{Nu} = \frac{h \cdot L}{K}$$

**Dados de entrada:**

Dados construtivos do reservatório térmico:

$$r_5 = 11,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_4 = 12,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_3 = 20,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 1,77 \text{ m}$$

$$k_{is} = 0,039 \text{ W/m.K}$$

$$k_{tb} = 61 \text{ W/m.K (aço 5235JR)}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento externo (Incropera (2007):

$$T_{\infty} = 303,9 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} v = 16,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 26,59 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K} \\ Pr = 0,706 \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_{\infty} = 2 \text{ m/s}$$

Propriedades termodinâmicas do escoamento interno (Incropera (2007):

$$T_i = 287 \text{ K} \left\{ \begin{array}{l} \rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \\ k = 582 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K} \\ Pr = 10,26 \\ \mu = 1,42 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s} \end{array} \right.$$

$$\bar{V}_i = 1,29 \text{ m/s}$$

Cálculo da resistência por condução do isolamento:

$$R_5 = \frac{\ln(r_3/r_4)}{2 \cdot \pi \cdot k_{is} \cdot L_{tb}} = \frac{\ln(20,7 \cdot 10^{-3}/12,7 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 0,039 \cdot 1,77} = 1,151 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por condução do material do reservatório:

$$R_6 = \frac{\ln(r_4/r_5)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tb} \cdot L_{tb}} = \frac{\ln(12,7 \cdot 10^{-3}/11,43 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \pi \cdot 61 \cdot 1,75} = 1,55 \cdot 10^{-4} \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção externa à tubulação:

$$Re_{\infty} = \frac{\bar{V}_{\infty} \cdot D_{ext}}{v} = \frac{2,414 \cdot 10^{-3}}{16,28 \cdot 10^{-6}} = 5085,99$$

$$\bar{Nu}_{\infty} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} = 0,027 \cdot (5360,96)^{0,805} \cdot (0,7083)^{1/3} = 23,17$$

$$\overline{Nu}_\infty = \frac{h_\infty \cdot L}{K_\infty} \quad \therefore \quad h_\infty = \frac{\overline{Nu}_\infty \cdot K_\infty}{L} = \frac{23,17 \cdot 26,59 \cdot 10^{-3}}{1,77} = 0,348 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R4 = \frac{1}{h_\infty \cdot A_{tb,e}} = \frac{1}{0,348 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75)} = 12,48 \text{ K/W}$$

Cálculo da resistência por convecção interna à tubulação:

$$Re_i = \frac{\overline{V}_i \cdot D_i \cdot \rho_i}{\mu_i} = \frac{1,29 \cdot 0,02286 \cdot 1000}{1,42 \cdot 10^{-3}} = 2,07 \cdot 10^4$$

$$\overline{Nu}_i = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n = 0,023 \cdot (2,07 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 8,2725^{0,4} = 151,9$$

$$\overline{Nu}_i = \frac{h_i \cdot L}{K_i} \quad \therefore \quad h_i = \frac{\overline{Nu}_i \cdot K_i}{L} = \frac{151,9 \cdot 582 \cdot 10^{-3}}{1,77} = 49,94 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R7 = \frac{1}{h_i \cdot A_{tb,i}} = \frac{1}{49,94 \cdot 51,51(\pi \cdot 0,02286 \cdot 1,77)} = 0,157 \text{ K/W}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor da tubulação de 90°C:

$$RT = R4 + R5 + R6 + R7 = 13,78 \text{ K/W}$$

$$RT = \frac{1}{U_{tb} \cdot A_{tb,e}} \quad \therefore$$

$$U_{tb} = \frac{1}{RT \cdot A_{tb,e}} = \frac{1}{13,78 \cdot (\pi \cdot 41,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,77)} = 0,315 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

## 8 ANEXOS

### 8.1 Anexo A Tabelas da NBR 16401 (2008).

#### A.1 Dados climáticos de projeto.

<b>PR</b>	<b>Curitiba</b>		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			25,52S	49,17W	908m	90,88	82/01	anuais	27,4	32,9	1,0	-1,4	2,0	
<b>Mês&gt;Qt</b>	<b>Freq.</b>	<b>Resfriamento e desumidificação</b>				<b>Baixa umidade</b>			<b>Mês&gt;Fr</b>	<b>Freq.</b>	<b>Aquec.</b>	<b>Umidificação</b>		
Jan	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	30,9	20,2	23,2	26,8	22,2	18,9	24,3		99,6%	2,4	-1,2	3,8	6,7
$\Delta$ Tmd	1%	29,8	20,2	22,6	26,2	21,7	18,3	23,9		99%	4,8	1,7	4,8	9,3
9,5	2%	28,7	20,2	22,0	25,6	21,1	17,6	23,2						
<b>PR</b>	<b>Foz de Iguaçu</b>		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			25,52S	54,58W	243m	98,44	85/01	anuais	29,4	37,2	0,9	0,1	1,9	
<b>Mês&gt;Qt</b>	<b>Freq.</b>	<b>Resfriamento e desumidificação</b>				<b>Baixa umidade</b>			<b>Mês&gt;Fr</b>	<b>Freq.</b>	<b>Aquec.</b>	<b>Umidificação</b>		
Jan	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	35,1	23,6	26,1	31,6	24,6	20,1	28,7		99,6%	3,4	1,1	4,2	6,3
$\Delta$ Tmd	1%	34,1	23,7	25,6	31,1	24,0	19,5	28,2		99%	5,8	3,1	4,9	8,0
11,1	2%	33,1	23,5	25,1	30,6	23,5	18,9	27,7						
<b>PR</b>	<b>Londrina</b>		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			23,33S	51,13W	570m	94,66	84/01	anuais	30,2	35,7	1,5	3,9	2,0	
<b>Mês&gt;Qt</b>	<b>Freq.</b>	<b>Resfriamento e desumidificação</b>				<b>Baixa umidade</b>			<b>Mês&gt;Fr</b>	<b>Freq.</b>	<b>Aquec.</b>	<b>Umidificação</b>		
Dez	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	33,9	21,7	25,3	28,9	24,4	20,7	26,6		99,6%	7,2	1,2	4,4	13,4
$\Delta$ Tmd	1%	32,8	21,8	24,7	28,5	23,9	20,2	26,2		99%	9,3	3,8	5,3	15,2
10,0	2%	31,9	21,9	24,2	28,0	23,2	19,3	25,6						
<b>RS</b>	<b>Porto Alegre</b>		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			30,00S	51,18W	3m	101,29	82/01	anuais	N/D	37,9	1,4	1,6	2,4	
<b>Mês&gt;Qt</b>	<b>Freq.</b>	<b>Resfriamento e desumidificação</b>				<b>Baixa umidade</b>			<b>Mês&gt;Fr</b>	<b>Freq.</b>	<b>Aquec.</b>	<b>Umidificação</b>		
Jan	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	34,8	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D		99,6%	4,0	N/D	N/D	N/D
$\Delta$ Tmd	1%	33,2	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D		99%	5,8	N/D	N/D	N/D
9,7	2%	31,8	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D						
<b>SC</b>	<b>Florianópolis</b>		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			27,67	48,55	5m	101,26	82/01	anuais	30,1	35,2	1,7	3,4	1,9	
<b>Mês&gt;Qt</b>	<b>Freq.</b>	<b>Resfriamento e desumidificação</b>				<b>Baixa umidade</b>			<b>Mês&gt;Fr</b>	<b>Freq.</b>	<b>Aquec.</b>	<b>Umidificação</b>		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	32,2	25,5	26,6	30,1	25,8	21,1	28,5		99,6%	7,5	3,0	4,7	11,3
$\Delta$ Tmd	1%	31,0	25,2	26,0	29,3	25,0	20,2	27,7		99%	9,2	5,1	5,4	11,8
6,7	2%	29,9	24,6	25,5	28,5	24,5	19,5	27,1						

## A.2 Taxas típicas de calor liberado por pessoas.

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F <sup>a</sup>			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante <sup>b</sup>	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche <sup>c</sup>	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

<sup>a</sup> O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

<sup>b</sup> O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

<sup>c</sup> Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

### A.3 Taxas típicas de dissipação de calor por iluminação.

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação	Potência dissipada
		Lux	W/m <sup>2</sup>
Escritórios e bancos	Fluorescente	500	16
Lojas	Fluorescente	750	17
	Fluorescente compacta		23
	Vapor metálico		28
Residências	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
Supermercados	Fluorescente	1 000	21
	Vapor metálico		30
Armazéns climatizados	Fluorescentes	100	2
	Vapor Metálico		3
Cinemas e teatros	Fluorescente compacta	50	6
	Vapor metálico		4
Museus	Fluorescente	200	5
	Fluorescente compacta		11
Bibliotecas	Fluorescente	500	16
	Fluorescente compacta		28
Restaurantes	Fluorescente compacta	150	13
	Incandescente		41
Auditórios:	Fluorescente	750	30
			Fluorescente compacta
	Fluorescente		150
c) Sala de espera	Vapor metálico	200	18
	Fluorescente compacta		8
Hotéis:	Fluorescente compacta	100	8
b) Sala de leitura	Fluorescente	500	15
	Fluorescente compacta		22
c) Quartos	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
d) Sala de convenções	Fluorescente	150	8
- Tablado	Fluorescente	750	30
	Fluorescente compacta		30
e) Portaria e recepção	Fluorescente	200	8
	Fluorescente compacta		9

**A.4 Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório (Computadores).**

<b>Computadores</b>	<b>Uso contínuo W</b>	<b>Modo economizador W</b>
<b>Computadores</b>		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
<b>Monitores</b>		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

**A.5 Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório (Impressoras e Copiadoras).**

<b>Impressoras e copiadoras</b>	<b>Uso contínuo W</b>	<b>1 página por minuto W</b>	<b>Ligada, em espera W</b>
<b>Impressoras a laser</b>			
De mesa, pequena	130	75	10
De mesa	215	100	35
De escritório, pequena	320	160	70
De escritório, grande	550	275	125
<b>Copiadoras</b>			
De mesa	400	85	20
De escritório	1 100	400	300



### A.6 Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório (Diversos).

Equipamentos diversos	Potência máxima W	Dissipação recomendada W
Caixas registradoras	60	48
Máquinas de fax	15	10
Máquinas de café (10 xícaras)	1 500	1 050 sensível 450 latente
Máquinas de venda de bebidas refrigeradas	1 150 a 1 920	575 a 960
Máquinas de venda de salgadinhos	240 a 275	240 a 275
Bebedouros refrigerados	700	350

### A.7 Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação.

Local	D pessoas/ 100 m <sup>2</sup>	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m <sup>2</sup> a
		F <sub>p</sub> L/s*pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s*pess	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s*pess	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	
<b>Comércio varejista</b>								
Supermercado de alto padrão	8	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado de padrão médio	10	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado popular	12	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Mall de centros comerciais	40	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Lojas (exceto abaixo)	15	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Salão de beleza e/ou barbearia <sup>b</sup>	25	10	0,6	12,5	0,8	15,0	0,9	--
Animais de estimação <sup>b</sup>	10	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	4,5
Lavanderia "self-service"	20	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
<b>Edifícios de escritórios</b>								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com média densidade	14	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com alta densidade	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala de reunião	50	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
CPD (exceto impressoras)	4	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala impressoras, copiadoras	--	--	--	--	--	--	--	2,5
Sala digitação	60	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
"Call center"	60	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
<b>Bancos</b>								
Bancos (área do público)	41	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Caixa forte	5	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--

Local	D pessoas/ 100 m <sup>2</sup>	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m <sup>2 a</sup>
		F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s* m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s* m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s* m <sup>2</sup>	
<b>Locais diversos</b>								
Câmara escura	--	--	--	--	--	--	--	5,0
Copa	--	--	--	--	--	--	--	1,5
Sala exclusiva para fumar <sup>f</sup>	--	--	--	--	--	--	--	9,0
Sanitários públicos	--	--	--	--	--	--	--	35 / bacia
Vestiários coletivos	--	--	--	--	--	--	--	2,5
<p>Legenda</p> <p><b>Nível 1</b> - Nível mínimo vazão de ar exterior para ventilação.</p> <p><b>Nível 2</b> - Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação.</p> <p><b>Nível 3</b> - Vazões ar exterior para ventilação que segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas</p> <p>F<sub>p</sub> - Fração do ar exterior relacionada às pessoas (L/s* pessoa)</p> <p>F<sub>a</sub> - Fração do ar exterior relacionada ao recinto (L/s* m<sup>2</sup>)</p> <p>D - Densidade de ocupação esperada, referida à área útil ocupada (pessoas/100 m<sup>2</sup>)</p> <p>NOTA 1 A aplicação desta Tabela está condicionada à obediência a todos os demais requisitos desta parte da ABNT NBR 16401.</p> <p>NOTA 2 O nível (1,2 ou 3) de ar externo a ser utilizado no projeto deve ser definido entre o projetista e o cliente.</p> <p>NOTA 3 As vazões de ar exterior estipuladas são baseadas na proibição de fumar nos recintos (exceto local reservado).</p> <p>NOTA 4 Ar exterior com densidade do ar 1,2 kg/ m<sup>3</sup> (a vazão deve ser corrigida para a densidade efetiva).</p> <p><sup>a</sup> O ar de reposição para a exaustão pode ser proveniente de recintos vizinhos.</p> <p><sup>b</sup> Não recircular para outros recintos.</p> <p><sup>c</sup> Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover odores ou vapores nocivos.</p> <p><sup>d</sup> Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover elementos prejudiciais às obras de arte.</p> <p><sup>e</sup> A vazão estipulada não contempla controle de umidade. Pode ser necessário aumentar a vazão ou instalar um sistema de desumidificação.</p> <p><sup>f</sup> Não há valores estabelecidos da vazão de ar exterior necessária para diluir a fumaça de tabaco a níveis aceitáveis. A vazão de exaustão estipulada visa apenas evitar uma concentração excessiva de fumaça no recinto e a sua propagação para recintos vizinhos.</p>								

### A.8 Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação.

Configuração da distribuição de ar	$E_z$
Insuflação de ar frio pelo forro	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso, com fluxo de deslocamento a baixa velocidade e estratificação térmica, e retorno pelo forro	1,2
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo forro	0,7
Ar de reposição suprido do lado oposto à exaustão ou ao retorno	0,8
Ar de reposição suprido à proximidade da exaustão ou do retorno	0,5

## 8.2 Anexo B Tabelas do Manual do Ar Condicionado, Carrier (1980 Traduzida).

### B.1 Insolação incidente para 20°S e 30°S.

20° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75
	SE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8
	NE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8
	N	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8
	NO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75
21 de Janeiro e 21 de Novembro	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220
	SO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30
	S	54	75	62	46	40	38	38	38	40	146	62	75	54
	SE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	NE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8
	N	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8
	NO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203
	SO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8
20 de Março e 22 de Setembro	S	16	27	29	35	38	38	38	38	35	29	27	16	
	SE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5
	NE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5
	N	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5
	NO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78
20 de Abril e 24 de Agosto	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143
	SO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
	SE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0
21 de Maio e 23 de Julho	NE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0
	N	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0
	NO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	59	160	235	225	0	0
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0
21 de Junho	S	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	SE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0
	NE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0
	N	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0
	NO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0
Correções	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	78	141	119	0
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0
	S	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	SE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0
Correções	NE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0
	N	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0
	NO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0
	SO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0
	Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0
Correções	S	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	SE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0
	NE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0
	N	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0
	NO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0
Correções	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0
	SO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0
	Esquadria metálica ou sem esquadria		Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro			
	x 1/0,85 ou 1,17		15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%			

30° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	89	78	48	38	38	38	38	38	38	38	48	78	89
	SE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	13
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13
	NE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	32	27	13
	N	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13
	NO	13	27	32	38	38	38	46	119	198	244	244	203	113
21 de Janeiro e 21 de Novembro	O	13	27	32	38	38	38	38	119	265	387	436	423	292
	SO	13	27	32	38	38	38	38	51	149	263	352	377	284
	Horizontal	51	165	355	488	588	650	678	650	588	488	355	165	51
	S	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	59
	SE	252	355	333	24	124	43	38	38	38	35	32	24	10
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	32	24	10
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	NE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	35	32	24	10
	N	10	24	32	38	54	73	81	73	54	38	32	24	10
	NO	10	24	32	35	38	38	38	143	225	271	271	222	113
	O	10	24	32	35	38	38	38	119	268	393	444	420	271
	SO	10	24	32	35	38	38	38	43	124	241	333	355	252
	Horizontal	40	179	333	477	580	640	667	640	580	477	333	179	40
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16
	SE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5
	NE	100	265	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5
	N	5	21	35	73	127	157	170	157	127	73	35	21	5
	NO	5	21	29	35	35	40	105	222	303	349	344	265	100
22 de Março e 22 de Setembro	O	5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179
	SO	5	21	29	35	35	38	38	38	73	179	271	292	149
	Horizontal	16	127	290	436	542	610	637	610	542	436	290	127	16
	S	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0
	SE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	35	32	27	13	0
20 de Abril e 24 de Agosto	NE	0	265	355	412	382	306	181	67	35	32	27	13	0
	N	0	24	48	162	222	265	284	265	222	162	48	24	0
	NO	0	13	27	32	35	67	181	306	382	412	355	265	0
	O	0	13	27	32	35	38	38	130	279	390	428	336	0
	SO	0	13	27	32	35	38	38	38	40	108	244	200	0
	Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	366	219	67	0
21 de Maio e 23 de Julho	S	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0
	SE	0	89	105	48	32	35	38	35	32	29	21	8	0
	E	0	214	366	358	254	116	38	35	32	29	21	8	0
	NE	0	198	385	442	431	368	249	127	40	29	21	8	0
	N	0	48	154	249	328	377	393	377	328	249	154	48	0
	NO	0	8	21	29	40	127	249	368	431	442	385	198	0
21 de Junho	O	0	8	21	29	32	35	38	116	254	358	366	214	0
	SO	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0
	Horizontal	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0
	S	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0
	SE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	0
21 de Junho	NE	0	75	344	436	439	387	282	173	62	24	16	2	0
	N	0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0
	NO	0	2	16	24	62	173	282	387	439	436	344	75	0
	O	0	2	16	24	29	32	32	94	225	314	295	73	0
	SO	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0
	Horizontal	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0
21 de Junho	S	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0
	SE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0
	NE	0	0	309	425	439	387	292	195	75	24	10	0	0
	N	0	0	173	306	385	431	442	431	385	306	173	0	0
	NO	0	0	10	24	75	195	292	387	439	425	309	0	0
21 de Junho	O	0	0	10	24	29	32	32	86	217	284	249	0	0
	SO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0
	Horizontal	0	0	51	172	263	330	355	330	263	172	51	0	0
	Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro			
		x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%			



**B.4 Fatores de armazenamento de carga térmica (Insolação), para funcionamento de 12 horas diárias à temperatura interior constante.**

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (Área de superfície de solo)	COM TELA INTERIOR																	HORASOLAR							COM TELA EXTERIOR OU VIDRO EXPOSTO																																																	
		MANHÃ						TARDE						MANHÃ					TARDE		MANHÃ					TARDE																																																	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17																																						
SE	750 ou mais	0,59	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17	0,34	0,42	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,25	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,15	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12			
	500	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12		
	150	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12		
E	750 ou mais	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28		
	500	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24		
	150	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,12	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,12	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,12		
NE	750 ou mais	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,54	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,54	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,54	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37		
	500	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33	0,33	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33	0,33
	150	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18		
N	750 ou mais	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54		
	500	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53		
	150	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42		
NO	750 ou mais	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,27	0,25	0,24	0,19	0,15	0,15	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,47	0,58	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,27	0,25	0,24	0,19	0,15	0,15	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,47	0,58	0,58	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,27	0,25	0,24	0,19	0,15	0,15	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,47	0,58	0,58			
	500	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60	0,60	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60	0,60
	150	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69		
O	750 ou mais	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54		
	500	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57		
	150	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22																																	

## B.5 Correção da diferença equivalente de temperatura.

Temperatura exterior às 15 h para o mês considerado menos temperatura interior	VARIACÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR EM 24 HORAS																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7,0	-7,5	-7,9	-8,4	-8,0	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
+18	12,8	12,3	11,7	1,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3





**B.7 Diferença equivalente de temperatura (°C), válida para o teto ensolarado ou em sombra.**

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m <sup>2</sup> de superfície de solo)	HORA SOLAR																							
		MANHÃ												TARDE										MANHÃ	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Com sol	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1
400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	
Coberto de água	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0
Com orvalho	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	-1,7
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
Na sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1

8.3 Anexo C Tabelas da ASHRAE (2009).

C.1 Diâmetro Equivalente (Rectangular Ducts).

Table 2 Circular Equivalents of Rectangular Duct for Equal Friction and Capacity<sup>a</sup>

L <sub>eqh</sub> Adj. <sup>b</sup>	Length of One Side of Rectangular Duct a, mm																			
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
100	109																			
125	122	137																		
150	133	150	164																	
175	143	161	177	191																
200	152	172	189	204	219															
225	161	181	200	216	232	246														
250	169	190	210	228	244	259	273													
275	176	199	220	238	256	272	287	301												
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383										
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437									
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	492								
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	547							
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477	511	543	573	601						
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656					
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711				
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765			
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820		
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371
1900	387	444	496	544	590	633	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438
2100	402	461	516	566	614	659	702	743	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470
2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501
2300	417	478	534	587	636	683	728	771	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1589
2600	437	501	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644
2800	450	516	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670
2900	456	523	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696

## C.2 Rugosidade Absoluta.

Duct Material	Roughness Category	Absolute Roughness $\epsilon$ , ft
Uncoated carbon steel, clean (Moody 1944) (0.05 mm)	Smooth	0.03
PVC plastic pipe (Swim 1982) (0.01 to 0.05 mm)		
Aluminum (Hutchinson 1953) 0.04 to 0.06 mm)		
Galvanized steel, longitudinal seams, 200 mm joints (Griggs et al. 1987) (0.05 to 0.10 mm)	Medium-smooth	0.09
Galvanized steel, continuously rolled, spiral seams, 3000 mm joints (Jones 1979) (0.06 to 0.12 mm)		
Galvanized steel, spiral seam with 1, 2, and 3 ribs, 3600 mm joints (Griggs et al. 1987) (0.09 to 0.12 mm)		
Galvanized steel, longitudinal seams, 760 mm joints (Wright 1945) (0.15 mm)	Average	0.15
Galvanized steel, spiral, corrugated, 3600 mm joints (Kulkarni et al. 2009) (0.74 mm)	Medium-rough	0.9
Fibrous glass duct, rigid		
Fibrous glass duct liner, air side with facing material (Swim 1978) (1.5 mm)		
Flexible duct, fabric and wire, fully extended		
Fibrous glass duct liner, air side spray coated (Swim 1978) (4.6 mm)	Rough	3.0
Flexible duct, metallic (1.2 to 2.1 mm when fully extended)		
Concrete (Moody 1944) (1.3 to 3.0 mm)		

### C.3 Simbologia (Singularidades).

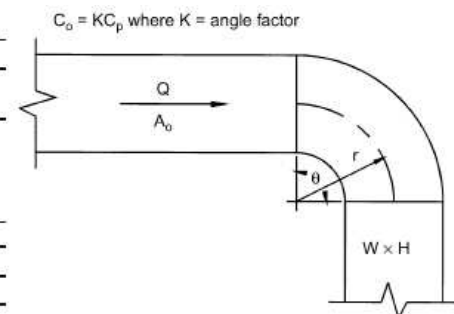
Fitting Function	Geometry	Category	Sequential Number
S: Supply	D: round (Diameter)	1. Entries 2. Exits	1,2,3... <i>n</i>
E: Exhaust/Return	R: Rectangular	3. Elbows 4. Transitions	
C: Common (supply and return)	F: Flat oval	5. Junctions 6. Obstructions 7. Fan and system interactions 8. Duct-mounted equipment 9. Dampers 10. Hoods	

## Singularidades Retangulares

### C.4 Curva de raio constante

CR3-1 Elbow, Smooth Radius, Without Vanes

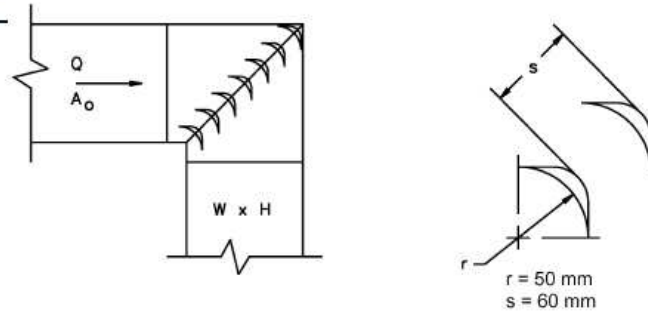
<i>r/W</i>	<i>C<sub>p</sub></i> Values										
	<i>H/W</i>										
	0.25	0.50	0.75	1.0	1.50	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.50	1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06	1.12	1.16	1.18
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.00	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.50	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.00	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
Angle Factor <i>K</i>											
<i>θ</i>	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
<i>K</i>	0.00	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40



### C.5 Joelho com pás direcionadoras de fluxo

CR3-15 Elbow, Mitered, 90 Degree, Double-Thickness Vanes (60 mm Vane Spacing)

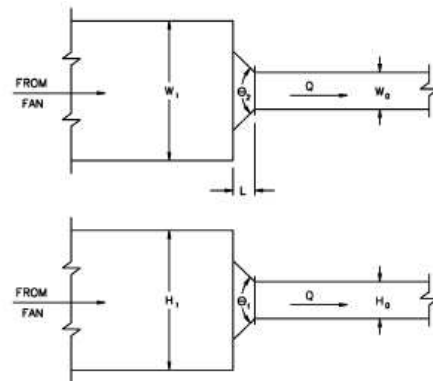
$C_o = 0.25$



### C.6 Redução

SR1-1 Conical Bellmouth/Sudden Contraction, Plenum to Rectangular, Supply Air Systems

$L/D_h$	$C_\theta$ Values								
	$\theta$								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0.000	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
0.025	0.50	0.47	0.45	0.43	0.41	0.40	0.42	0.45	0.50
0.050	0.50	0.45	0.41	0.36	0.33	0.30	0.35	0.42	0.50
0.075	0.50	0.42	0.35	0.30	0.26	0.23	0.30	0.40	0.50
0.100	0.50	0.39	0.32	0.25	0.22	0.18	0.27	0.38	0.50
0.150	0.50	0.37	0.27	0.20	0.16	0.15	0.25	0.37	0.50
0.600	0.50	0.27	0.18	0.13	0.11	0.12	0.23	0.36	0.50



$$D_h = \frac{2 H_2 W_2}{(H_2 + W_2)}$$

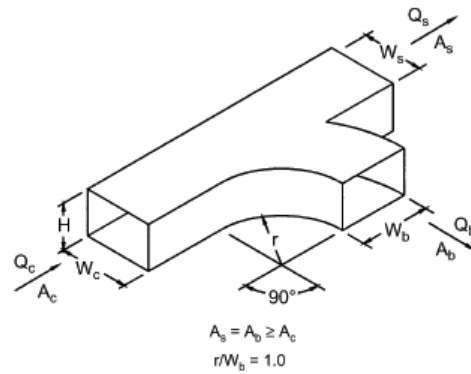
$\theta$  IS LARGER OF  $\theta_1$  AND  $\theta_2$

### C.7 Transições de tamanho

SR5-1 Smooth Wye of Type  $A_s + A_b \geq A_c$ , Branch  $90^\circ$  to Main, Diverging

		$C_b$ Values								
		$Q_b/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.50	0.25	2.25	0.48	0.25	0.18	0.17	0.16	0.17	0.17	0.17
	0.50	11.00	2.38	1.06	0.64	0.52	0.47	0.47	0.47	0.48
	1.00	60.00	13.00	4.78	2.06	0.96	0.47	0.31	0.27	0.26
0.75	0.25	2.19	0.55	0.35	0.31	0.33	0.35	0.36	0.37	0.39
	0.50	13.00	2.50	0.89	0.47	0.34	0.31	0.32	0.36	0.43
	1.00	70.00	15.00	5.67	2.63	1.36	0.78	0.53	0.41	0.36
1.00	0.25	3.44	0.78	0.42	0.33	0.30	0.31	0.40	0.42	0.46
	0.50	15.50	3.00	1.11	0.63	0.48	0.42	0.40	0.42	0.46
	1.00	67.00	13.75	5.11	2.31	1.28	0.81	0.59	0.47	0.46

		$C_s$ Values								
		$Q_s/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.50	0.25	8.65	1.12	0.21	0.05	0.06	0.10	0.15	0.19	0.24
	0.50	7.50	0.98	0.19	0.06	0.06	0.10	0.14	0.18	0.22
	1.00	5.21	0.68	0.15	0.06	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19
0.75	0.25	19.62	3.25	0.86	0.23	0.05	0.02	0.00	0.00	0.05
	0.50	20.62	3.24	0.76	0.14	-0.03	-0.07	-0.05	-0.01	0.03
	1.00	17.01	2.55	0.55	0.07	-0.05	-0.05	-0.02	0.02	0.06
1.00	0.25	46.00	9.50	3.22	1.31	0.52	0.14	-0.02	-0.05	-0.01
	0.50	35.34	6.49	1.98	0.69	0.22	0.00	-0.04	-0.05	-0.05
	1.00	38.95	7.10	2.15	0.74	0.23	0.03	-0.04	-0.05	-0.04

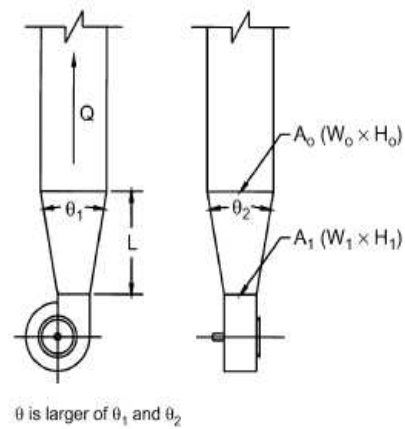


### C.8 Saída do ventilador

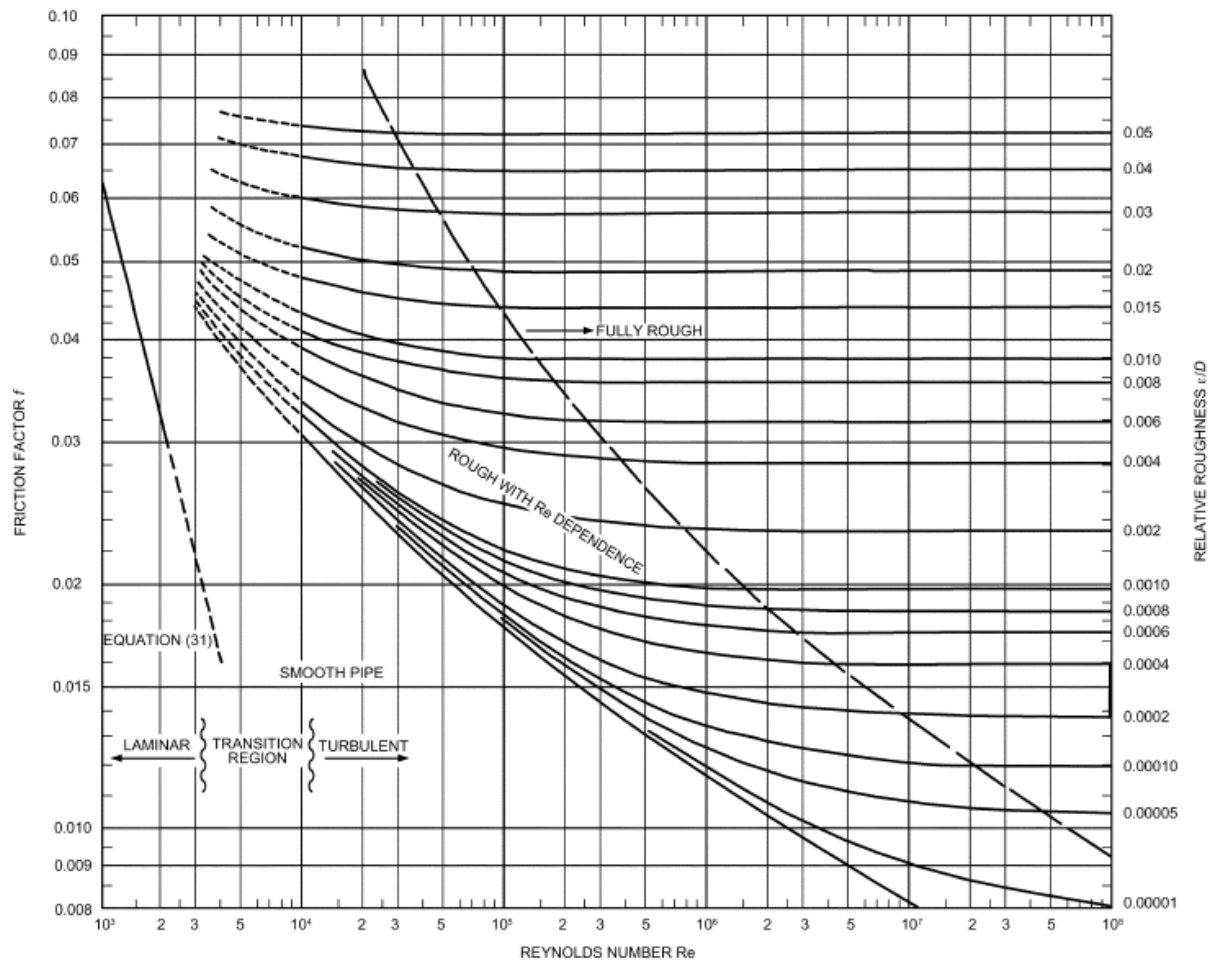
SR7-17 Pyramidal Diffuser at Centrifugal Fan Outlet with Ductwork

		$C_1$ Values					
		$A_o/A_1$					
$\theta$	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	0.00	0.10	0.18	0.21	0.23	0.24	0.25
15	0.00	0.23	0.33	0.38	0.40	0.42	0.44
20	0.00	0.31	0.43	0.48	0.53	0.56	0.58
25	0.00	0.36	0.49	0.55	0.58	0.62	0.64
30	0.00	0.42	0.53	0.59	0.64	0.67	0.69

$$C_o = C_1 \left( \frac{A_o}{A_1} \right)^2$$



### C.9 Diagrama de Moody (Rugosidade relativa X Reynolds).

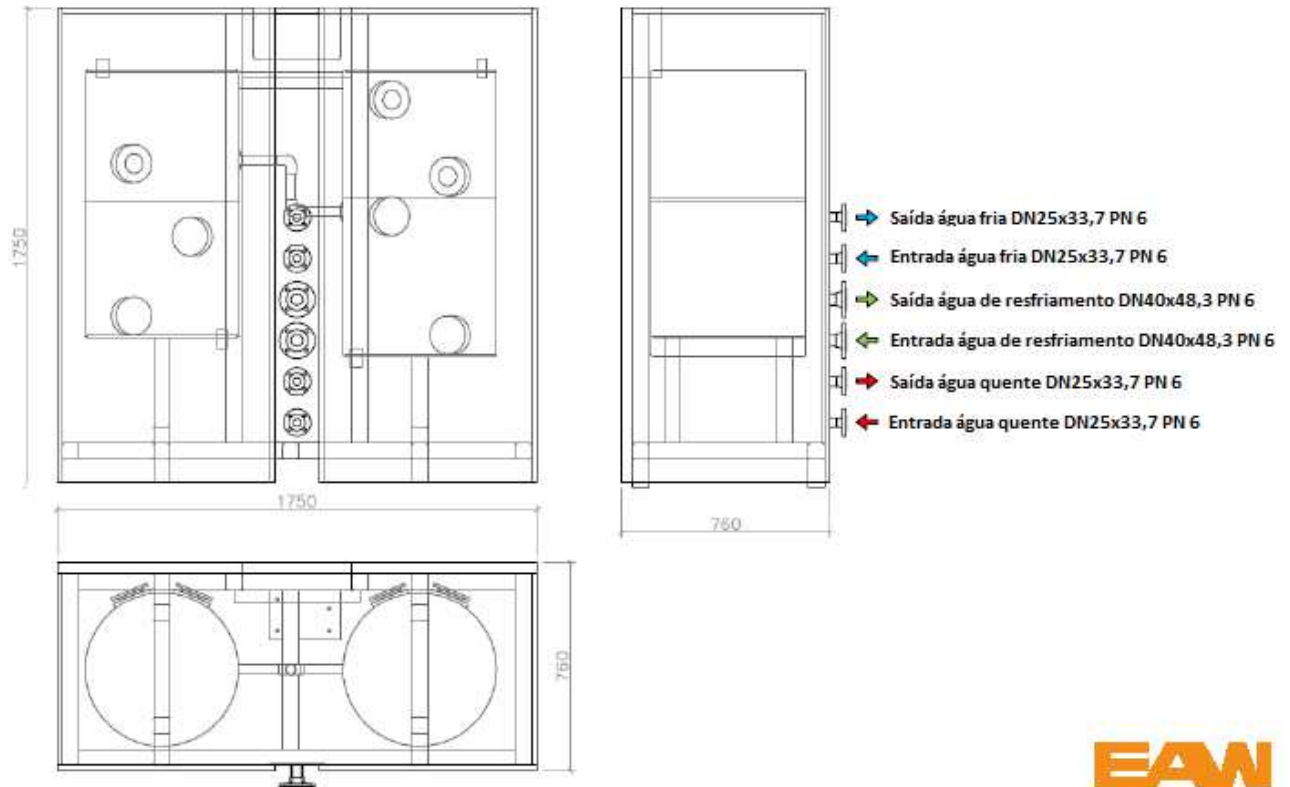




## 8.4 Anexo D Equipamentos.

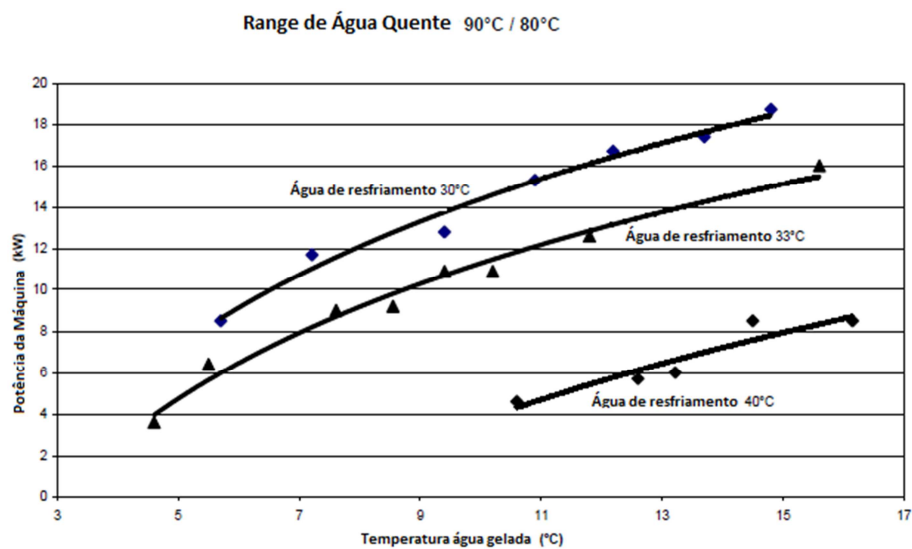
### D.1 Máquina de Refrigeração por Absorção (WEGRACAL SE 15)

#### D.1.1 DIMENSÕES E CONEXÕES DE ENTRADA E SAÍDA



**EAW**

#### D.1.2 Range de Potência em função das temperaturas de trabalho.

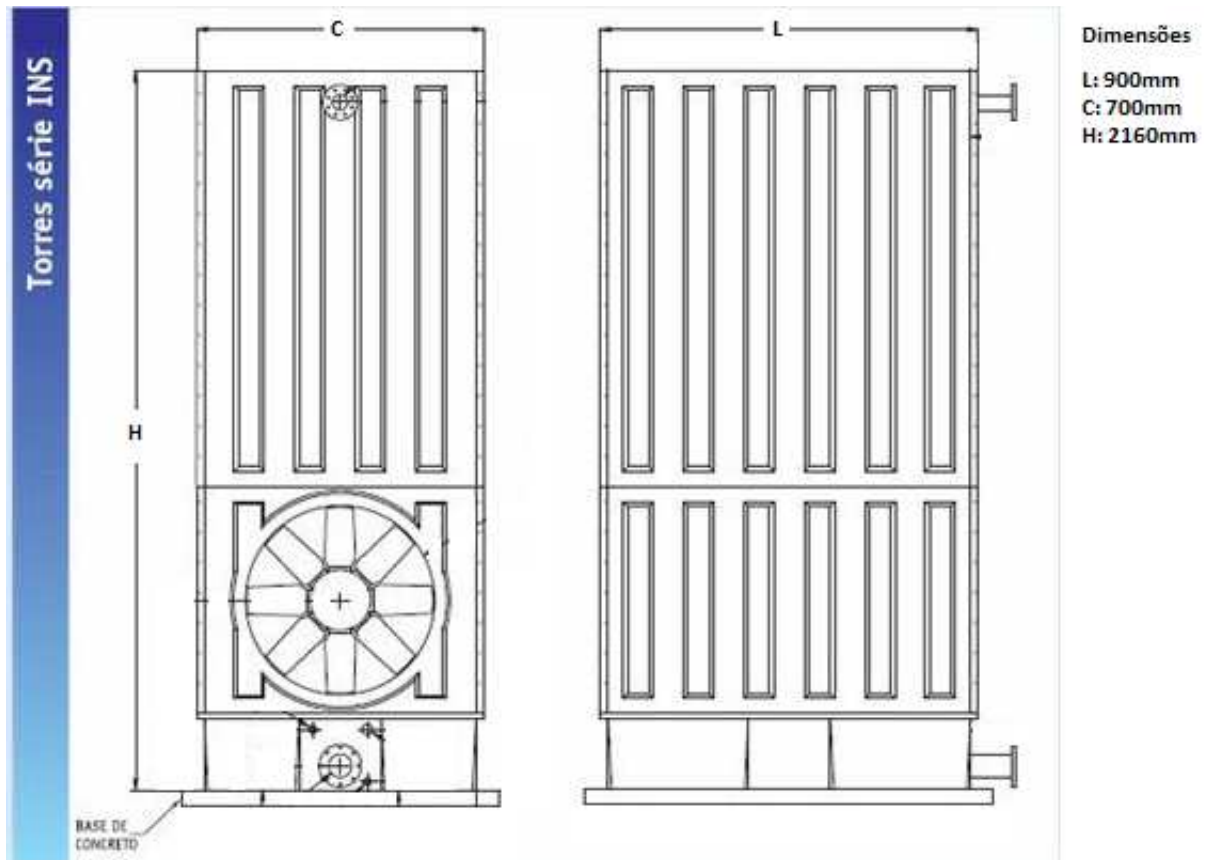


## D.1.3 WEGRACAL SE 15 – DADOS TÉCNICOS.

<b>Kälteleistung</b>	in kW	15
<b>Wärmeverhältnis</b>	COP	0,71
<b>Kaltwasser</b>	Eintrittstemperatur (in °C)	17
	Austrittstemperatur (in °C)	11
	Menge (in m <sup>3</sup> /h)	1,9
	Druckverlust (in mbar)	400
	Nenndruck PN (in bar)	6
	Anschluss (DN)	DN 25
<b>Heizwasser</b>	Heizleistung (in kW)	21
	Eintrittstemperatur (in °C)	90
	Austrittstemperatur (in °C)	80
	Menge (in m <sup>3</sup> /h)	1,8
	Druckverlust (in mbar)	400
	Nenndruck PN (in bar)	6
	Anschluss (DN)	DN 25
<b>Kühlwasser</b>	Rückkühlleistung (in kW)	35
	Eintrittstemperatur (in °C)	30
	Austrittstemperatur (in °C)	36
	Menge (in m <sup>3</sup> /h)	5
	Druckverlust (in mbar)	900
	Nenndruck PN (in bar)	6
	Anschluss (DN)	DN 40
<b>Elektrische Daten</b>	Spannung (in V) / Frequenz (in Hz)	230/50
	Leistungsaufnahme (in kW)	0,3
<b>Abmessungen mit Kabine</b>	Länge (in mm)	ca. 1.750
	Breite (in mm)	ca. 760
	Höhe (in mm)	ca. 1.750
<b>Gewicht</b>	Transportgewicht (in kg)	ca. 500
	Betriebsgewicht (in kg)	ca. 660

## D.2 Torre de Resfriamento (HTM 590 5G-INS)

### D.2.1 Dimensões.



## D.2.2 Características gerais.

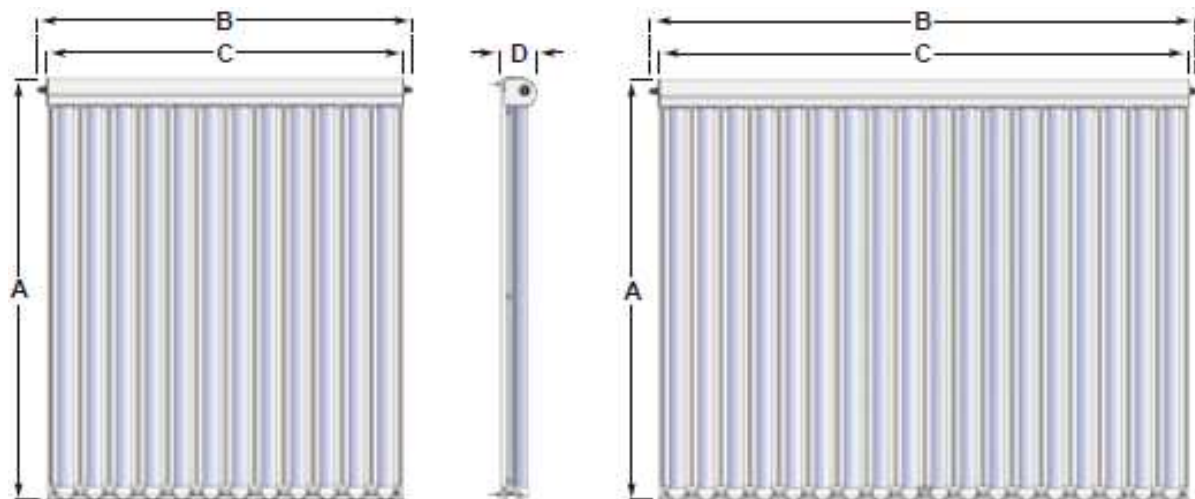
Condições de Operação	
Carga Térmica Total	30 Mcal/h
Vazão de Água Total	5 m <sup>3</sup> /h
Temperatura de Água Quente	36 °C
Temperatura de Fria	30 °C
Temperatura de Bulbo Úmido	23,2 °C
Modelo	
Modelo	HT M-5-9-0,5G-INS
Número de Células	01
Características Técnicas	
Tiragem do ar tipo	Insuflamento em Contra Corrente
Distribuição de Água	Sob pressão
Perda por Arraste / Evaporação	0,01% / 0,90%
Comprimento x Largura (Total)	700mm x 900 mm
Altura da Entrada de Água / da Torre	2080mm/2160 mm
Pressão Requerida na Entrada de Água	1,50 mCA
Fabricante do ventilador	Wind
Vazão de ar	0,90 m <sup>3</sup> /s
Modelo do ventilador	AVG-450-6-35
Diâmetro / rotação / velocidade periférica	450mm / 1750rpm / 45,81m/s
Potência Consumida/Nominal	0,2 BHP/ 0,5 HP
Motor elétrico	WEG ou similar
Conexões	
Entrada de água:	1.1/2"
Saída de água	2"
Drenagem	1 "
Reposição	3/4 "
Ladrão	3/4 "
Materiais Construtivos	
Estrutura / fechamento	PRFV
Bacia de água fria	PRFV
Difusor	PRFV
Suporte do equipamento mecânico	Aço carbono galvanizado a fogo
Enchimento	Blocos de Grades de polipropileno
Distribuição de água	Tubulação de PVC reforçada com fibra de vidro
Bicos distribuidores rotativos	PRFV/polipropileno
Conexão flexível na entrada de água	Pelo Cliente
Eliminadores de gotas	Polipropileno
Escadas e corrimãos	Opcionais
Parafusos, porcas e arruelas	Aço inoxidável
Chumbadores	Pelo Cliente

## D.3 Coletores Solares (CPC12 e CPC18)

### D.3.1 Especificações Técnicas.

		CPC 12	CPC 18
type of mounting		on roof (pitched/flat roof)	
gross surface area m <sup>2</sup>		2,16	3,21
aperture surface m <sup>2</sup>		1,89	2,84
number of tubes		12	18
height mm	A	1603	1603
width incl. connections mm	B	1423	2083
width mm	C	1358	2018
depth mm	D	140	140
weight unfilled kg		43	65
collector capacity Liter		1,74	2,60
max. operating pressure bar		6	6
stationary temperature °C		249	249
peak output per module $W_{mod}$ ( $G^*=1000W/m^2, \eta_c$ )		1357	2039
conversion factor $\eta_c$		0,718	
thermal conductivity $a_1$ W/(m <sup>2</sup> K)		0,974	
thermal conductivity $a_2$ W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )		0,005	
angle correction factor IAM50		0,87	
collector tube glass		safety glass	
connections		CU 18 x 1,0	
absorber with evacuated tubes		u-shaped tube, CU	
absorber coating		selective AL-N/AL	
CPC-reflector		highly polished	
casing		aluminum	
Wärmedämmung Sammler		compressed rock wool	
norm		DIN EN 12975	
hydraulic interconnection		max. 6 collectors in a row	
interval between collectors		approx. 50 mm	
permissible collector tilt		15°-65° (stand-kit available)	
recommended storage tank dimension		50 Liter per m <sup>2</sup> collector surface	

### D.3.2 Dimensões



Dimensões CPC12

A: 1603mm  
 B: 1423mm  
 C: 1358mm  
 D: 140mm

Dimensões CPC18

A: 1603mm  
 B: 2083mm  
 C: 2018mm  
 D: 140mm

### D.3.3 Proporções do fluido de trabalho

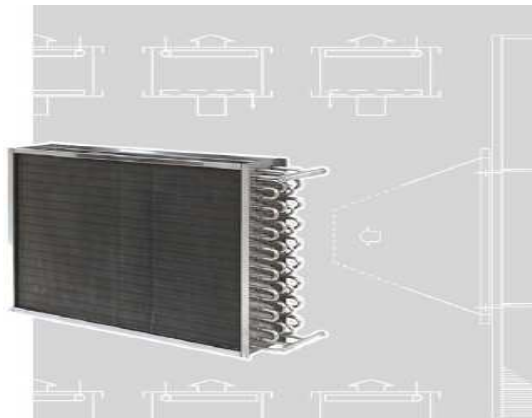
propylene glycol	water	density at 20°C(g/cm³)	frost protection (°C)	viscosity (20°C, mm²/s)
25%	75%	1.023	-10	2,7
30%	70%	1.028	-15	3,9
35%	65%	1.031	-18	4,1
40%	60%	1.038	-24	4,6
45%	55%	1.041	-29	7,0
60%	40%	1.043	-35	7,4
concentrate		1.046	-60	8,1

## D.4 Serpentina de Resfriamento e Desumidificação

### D.4.1. Especificações técnicas

Coil code		32 W 22 04 0550 25 0006 C A			
Capacity	[kW]	15,6	Tube material	Copper	
Sensible heat factor		0,79	Fins material	Aluminium	
Exchange surface	[m <sup>2</sup> ]	27,09	Frame material	Aluminium	
Weight	[kg]	13			
<b>Air</b>					
Altitude	[m]	0	Entering speed	[m/s]	2,83
Flow rate	[m <sup>3</sup> /h]	3700	pressure drop	[Pa]	101
entering air temperature	[°C]	25	Leaving air temperature	[°C]	14,8
Entering Relative Humidity	[%]	50	Leaving Relative Humidity	[%]	84
Entering enthalpy	[kJ/kg]	50,4	Leaving enthalpy	[kJ/kg]	37,4
<b>Internal tube fluid</b>					
<b>Water</b>					
Entering temperature	[°C]	7	Flow rate	[m <sup>3</sup> /h]	1,90
Leaving temperature	[°C]	14,0	Fluid velocity	[m/s]	0,8
Internal coil volume	[lt]	5,00	Pressure drop	[kPa]	10,4
			A	550	[mm]
			B	660	[mm]
			S	160	[mm]
			E	30	[mm]
			F	30	[mm]
			M	50	[mm]
			N	50	[mm]
			ØCe	1"	
			ØCu	1"	
			D	70	[mm]
			Ke	5	[mm]
			Ku	5	[mm]
			L	150	[mm]
			LA	705	[mm]
			HB	720	[mm]
			Sf	Vent plug	1/8"
			Sc	Drain plug	1/8"
			<b>Quantity</b>	<b>N.</b>	
<b>Unit price</b>	<b>Euro</b>				
<b>Packing</b>	<b>Euro</b>				
<b>Total price</b>	<b>Euro</b>				

### D.4.2 – Modelo 32W CA



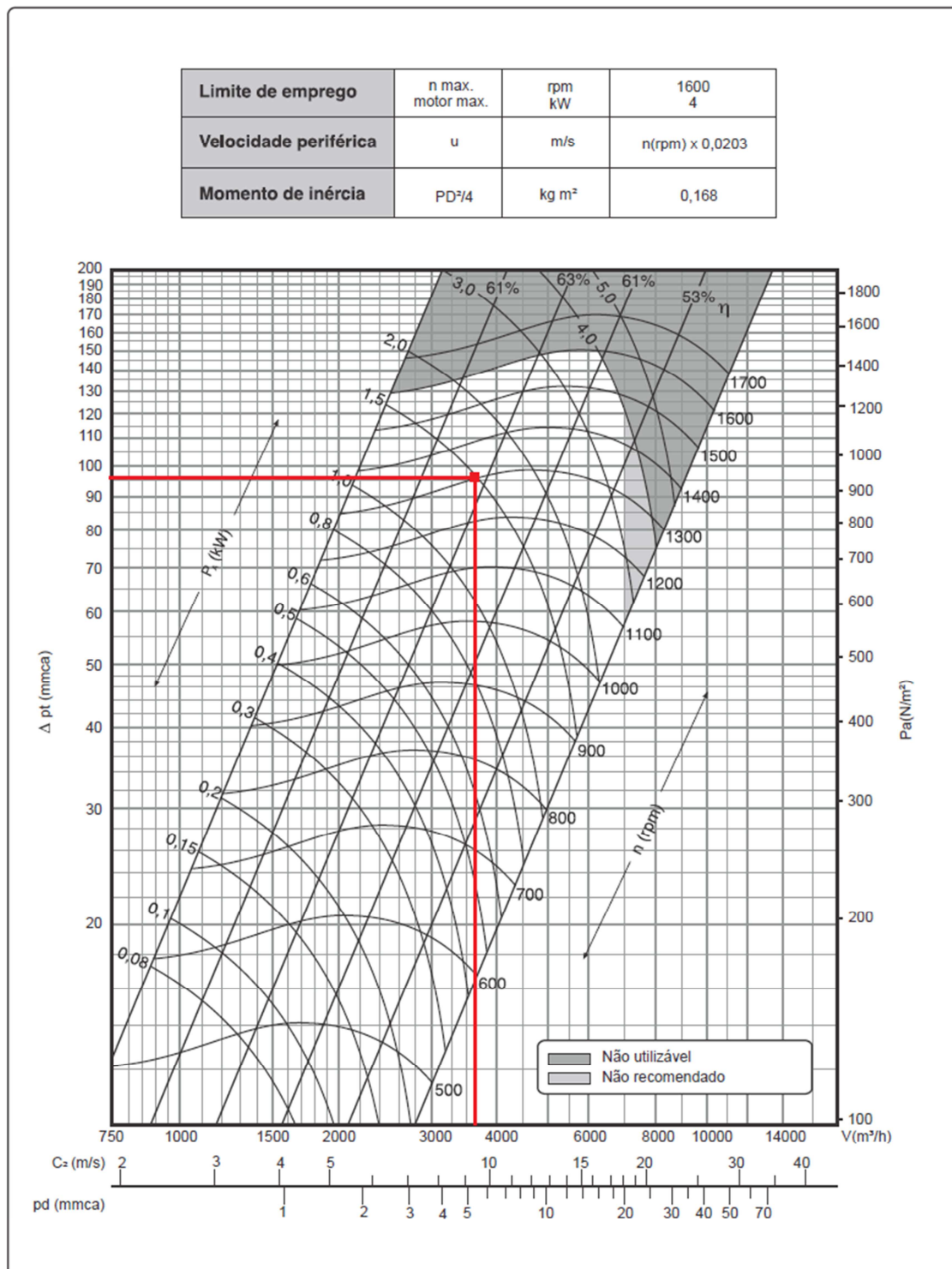
## D.5 Ventilador (Tipo SIROCCO TSA 15/7)

### D.5.1 Ponto de operação.

**TSA 15/7**

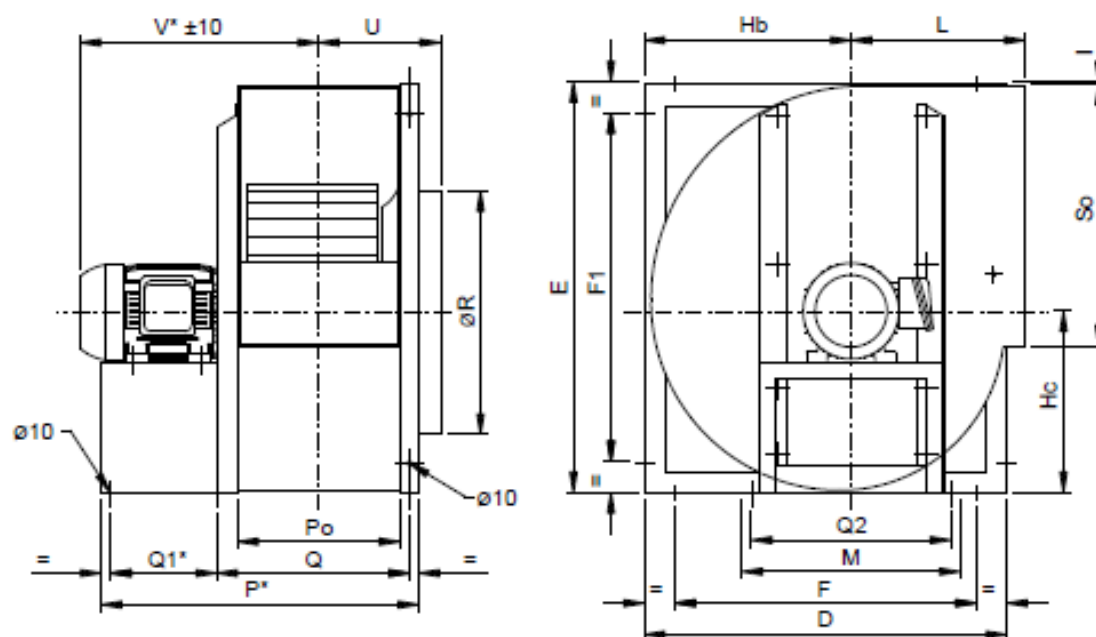


<b>Limite de emprego</b>	n max. motor max.	rpm kW	1600 4
<b>Velocidade periférica</b>	u	m/s	$n(\text{rpm}) \times 0,0203$
<b>Momento de inércia</b>	$PD^2/4$	kg m <sup>2</sup>	0,168





### D.5.2 Arranjo de montagem e dimensões.



\* Cotas "P", "V" e "Q1" referem-se ao maior motor utilizado.

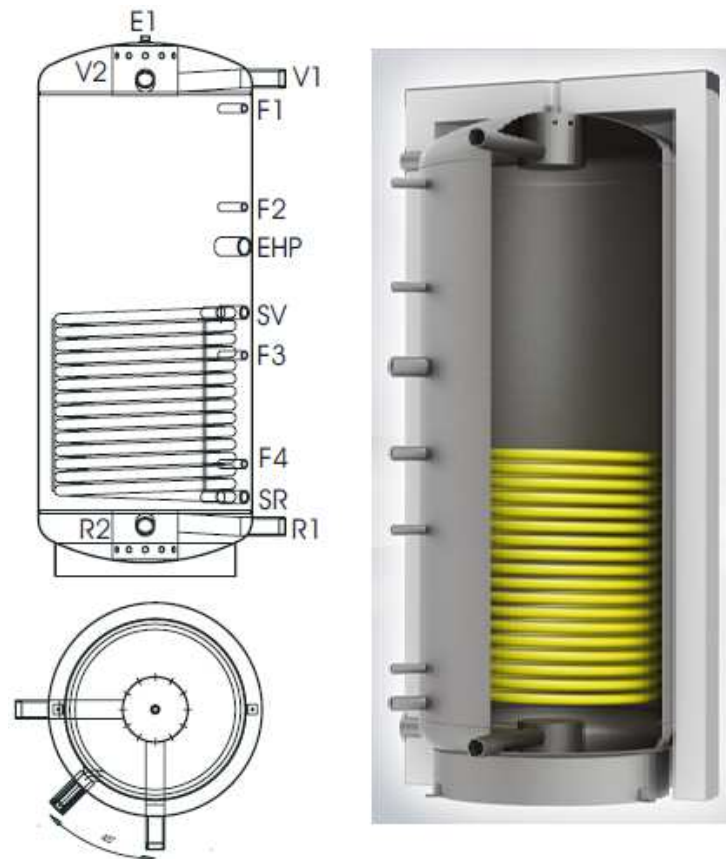
TAMANHO	D	E	F	F1	Hb	Hc	I	L	M	P	Po	Q	Q1	Q2	$\phi R$	So	U	V	Motor utilizado
7/3	295	330	220	255	167	148	4,5	148	180	362	136	175	164	156	210	209	132	298	71
9/4	351	400	280	327	198	178	4	180	224	425	169	207	194	200	248	265	148,5	332,5	80
10/5	402	452	326	377	225	201	5	207	250	438	182	220	194	226	278	289	155	382	90L
12/6	475	534	384	443	269	238	5	238	280	512	210	257	228	253	313	341	174	433	100L
15/7	553	622	460	531	313	273,5	4,5	272	355	601	269	316	258	328	398	402	203,5	518,5	132S
18/9	666	754	553	641	380	333	5	320	400	686	298	354	298	366	448	480	224	571	132M

## D.6 Reservatório Térmico (SPS 5000)

### D.6.1 Especificações Técnicas.

Technical description (SPS/S = with heat exchanger)				SPS 500	SPS 800	SPS 1000	SPS 1500	SPS 2200	SPS 2500	SPS 3000	SPS 5000
capacity: heating water		L		500	800	1000	1500	2200	2500	3000	5000
diameter without insulation		mm		650	790	790	1000	1250	1250	1250	1600
diameter with insulation		mm		850	990	990	1200	1450	1450	1450	1800
height without insulation		mm		1640	1830	2010	2140	2090	2240	2690	2790
height with insulation		mm		1720	1910	2110	2220	2170	2320	2890	2990
tilted height		mm		1700	1950	2100	2250	2300	2450	2900	3100
flexible foam insulation (PVC jacket)		mm		100	100	100	100	100	100	100	100
max. operating temperature buffer		°C		95	95	95	95	95	95	95	95
max. operating pressure buffer		bar		6	6	6	6	6	6	6	6
weight approx. (without /with solar exchanger)		kg		84/114	136/171	142/194	206/248	285/342	304/361	334/400	696/735
heating surface solar coil (SPS/S)		m²		3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,0	5,0	5,0
capacity: solar coil (SPS/S)		L		14,1	16,5	18,9	21,2	23,5	23,5	23,5	23,5
max. operating pressure exchanger (SPS/S)		bar		10	10	10	10	10	10	10	10
max. operating temperature exchanger (SPS/S)		°C		110	110	110	110	110	110	110	110
bleeding	1 ½" F	E1		at top	at top	at top	at top	at top	at top	at top	at top
flow boiler or heating	1 ½" F	V1	mm	1510	1690	1870	1935	1860	1985	2460	2480
flow boiler or heating	1 ½" F	V2	mm	1510	1690	1870	1935	1860	1985	2460	2480
sensor socket	½" F	F1	mm	1420	1590	1770	1825	1735	1875	2330	2330
sensor socket	½" F	F2	mm	1120	1290	1370	1425	1455	1475	1820	1830
sensor socket	½" F	F3	mm	670	730	770	825	855	845	950	1060
sensor socket	½" F	F4	mm	340	370	370	425	555	545	550	550
electric heating element	1 ½" F	EHP	mm	1000	1060	1140	1225	1305	1325	1670	1640
flow solar (SPS/S)	1" F	SV	mm	800	830	990	925	1045	1045	1220	1220
return solar (SPS/S)	1" F	SR	mm	240	270	270	325	445	445	455	455
return boiler	1 ½" F	R1	mm	150	170	170	225	335	335	340	340
return heating	1 ½" F	R2	mm	150	170	170	225	335	335	340	340
stratification system (bottom and top)			Ø mm	170	185	185	200	200	200	200	200
max dimension of heating element (optional)			kW	6	9	9	9	9	9	9	9

### D.6.2 Vista em corte.



### D.6.3 – Descrição Técnica do material de isolamento.

flexible foam insulation		100 mm
jacket with zipper		PVC Folie 0,8 mm + 5 mm Weichschaum
jacket colour		silver
foam density	kg/m <sup>3</sup>	14,1 (+/- 5% )
compression resistance 40%	KPo	2,1 (+/- 5% )
initial heat conductivity	W/mK	0,039 (+/- 5% )
loss of density	%	5 Max
rebound elasticity	%	45 (+/- 5% )
porosity	N° Celle cml	17 (+/- 5% )

**D.7 Fonte Auxiliar – Resistência Térmica (XC46221CEP\*3).**

**D.7.1 Especificações Técnicas.**

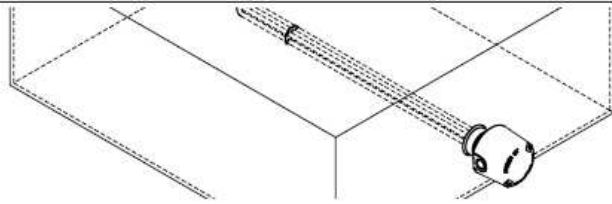
<b>1 1/4" NPT BRASS Plug</b>	<b>0.5 to 6 kW 55-93 W/in<sup>2</sup></b>	<b>U.L. Listed</b>
<b>120, 208, 240, &amp; 480 Volt, Single Phase</b>		

kW	Immersion		Watt Density		120V	208V	240V	480V	No. Ele	Est Weight	
	in	(mm)	W/in <sup>2</sup>	(W/cm <sup>2</sup> )	1 Phase	1 Phase	1 Phase	1 Phase		lb	(kg)
0.5	5.5	(140)	55	(8.5)	XGS-.5-1-5.5C	XGS-.5-208-5.5C	XGS-.5-2-5.5C		1	3	(2)
0.75	6.5	(166)	63	(9.8)	XGS-.75-1-6.5C	XGS-.75-208-6.5C	XGS-.75-2-6.5C		1	3	(2)
1	5.5	(140)	55	(8.5)	XGS-1-1-5.5C	XGS-1-208-5.5C	XGS-1-2-5.5C		2	3	(2)
1.5	6.5	(166)	68	(10.5)	XGS-1.5-1-6.5C	XGS-1.5-208-6.5C	XGS-1.5-2-6.5C	XGS-1.5-4-6.5C	2	4	(2)
2	6.5	(166)	84	(13)	XGS-2-1-6.5C	XGS-2-208-6.5C	XGS-2-2-6.5C	XGS-2-4-6.5C	2	4	(2)
2.5	10.5	(267)	65	(10.1)	XGS-2.5-1-10.5C	XGS-2.5-208-10.5C	XGS-2.5-2-10.5C	XGS-2.5-4-10.5C	2	4	(2)
3	9.5	(242)	88	(13.6)	XGS-3-1-9.5C	XGS-3-208-9.5C	XGS-3-2-9.5C	XGS-3-4-9.5C	2	4	(2)
3	12	(305)	68	(10.5)	XGS-3-1-12C	XGS-3-208-12C	XGS-3-2-12C	XGS-3-4-12C	2	4	(2)
4	12.5	(318)	86	(13.3)	XGS-4-1-12.5C	XGS-4-208-12.5C	XGS-4-2-12.5C	XGS-4-4-12.5C	2	4	(2)
4	15	(381)	70	(10.9)	XGS-4-1-15C	XGS-4-208-15C	XGS-4-2-15C	XGS-4-4-15C	2	5	(3)
5	15	(381)	89	(13.8)	XGS-5-1-15C	XGS-5-208-15C	XGS-5-2-15C	XGS-5-4-15C	2	4	(2)
5	18.5	(470)	70	(10.9)	XGS-5-1-18.5C	XGS-5-208-18.5C	XGS-5-2-18.5C	XGS-5-4-18.5C	2	5	(3)
6	17	(432)	93	(14.4)	XGS-6-1-17C	XGS-6-208-17C	XGS-6-2-17C	XGS-6-4-17C	2	5	(3)
6	21	(534)	74	(11.5)	XGS-6-1-21C	XGS-6-208-21C	XGS-6-2-21C	XGS-6-4-21C	2	5	(3)

**D.7.2 Nomenclatura de seleção**

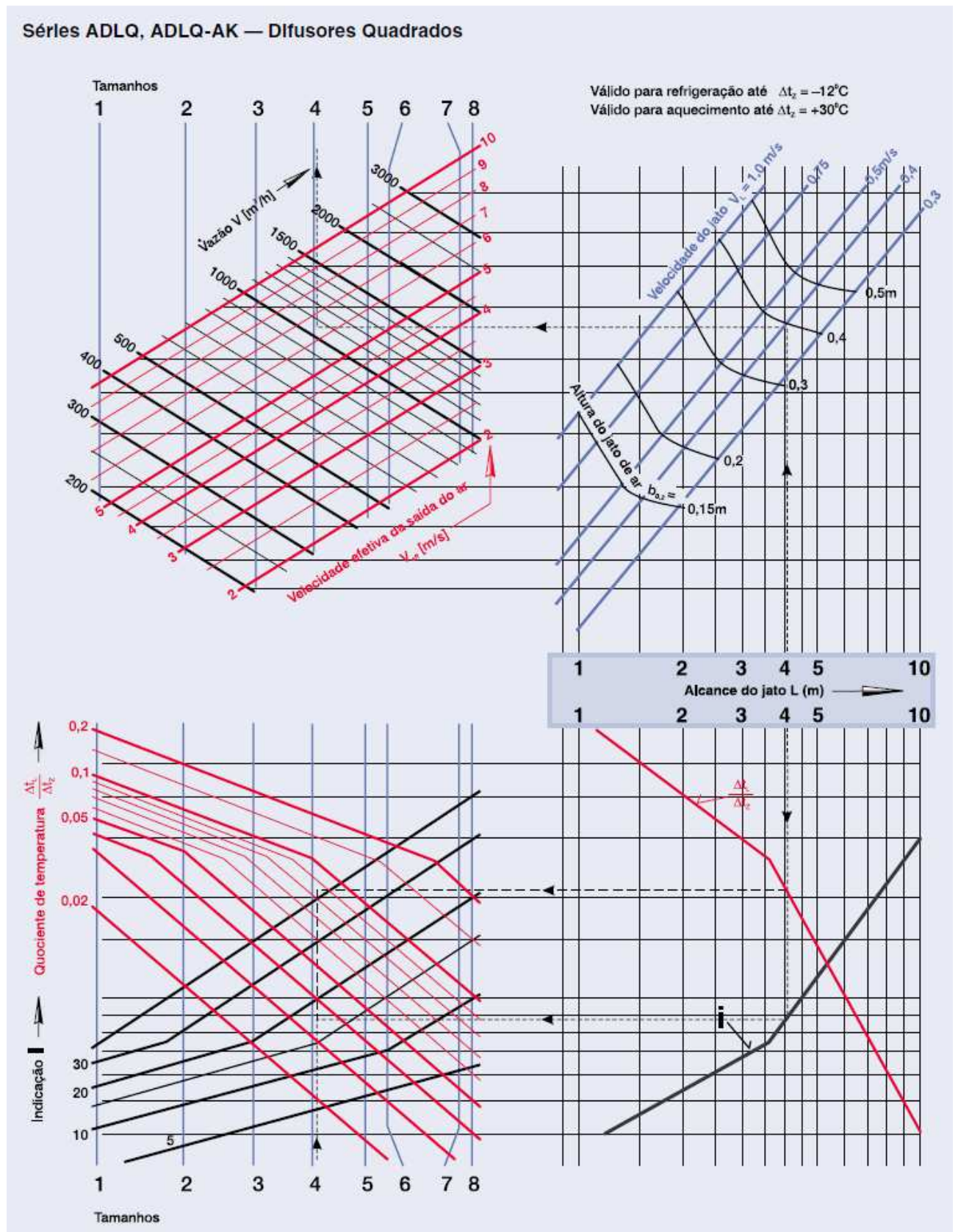
<b>1</b>	<b>X</b>	<b>C</b>	<b>F</b>	<b>5</b>	<b>2</b>	<b>14</b>	<b>C</b>	<b>EP</b>	<b>*3</b>
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
PRESSURE RATING PSI  300 = 300 600 = 600 900 = 900  150 PSI Standard Not Indicated	TEMPERATURE CONTROL  X= No Thermostat 1 = 01°-100° F 2 = 60°-250° F 3 = 175°-550° F 4 = Other Ranges 5 = Thermocouple 7 = RTD A* = WE Fuel Oil B* = Preheater	FLANGE OR SCREW PLUG SIZE  A* A* B* B* F = 1" G = 1 1/4" P = 2" R = 2 1/2" C = 3" U = 4" W = 5" H = 6" K = 8" L = 10" M = 12" N = 14" T = 16" V = 18" E = 20" Y = 22" Z = 24"	FLANGE/SCREW CONSTRUCTION TYPE  F=Flange S= Screw Plug J = Jacketed T=Over-the-Side	WATTAGE (KW)  Others (use full numbers)	VOLTAGE (VOLTS)  1=120 2=240 4=480 5=550  Others (use full numbers)	IMMERSED LENGTH (INCHES)	ELEMENT SHEATH  C = Copper IC= Incoloy IL= Inconel SS=Stainless Steel  Steel = not indicated	OPTIONS  LT = Weather Resistant EP=Explosion Resistant R =Removable Elements Y =Any other Specification	PHASE  *3 = 3 phase  Single Phase = not indicated
<p><b>* WEC Fuel Oil Heater Models - Special Industrial Flange and Thermostat for Residual Fuel Oils. Request Catalog. Used with A or B Types such as AD or BD and indicates WEC Fuel Oil Heater Thermostat with additional Interlock Control.</b></p>									
<p><b>Example: XCF-5-2-14C-EP*3</b>  <i>The model number featured in the EXAMPLE is pressure rated 150 PSI with no temperature control. It has a 3" X 150 ANSI Steel Flange, with an output of 5 KW (at 240 Volt, 3 phase). The immersed length is 14 inches with copper elements and an explosion resistant terminal enclosure.</i>  <i>(If the model in the example had a PSI rating other than 150 PSI, it would begin with the PSI rating. For example, if the model in the example is pressure rated 300 PSI, it would change the model number to 300-XCF-5-2-14C-EP*3.)</i></p>									

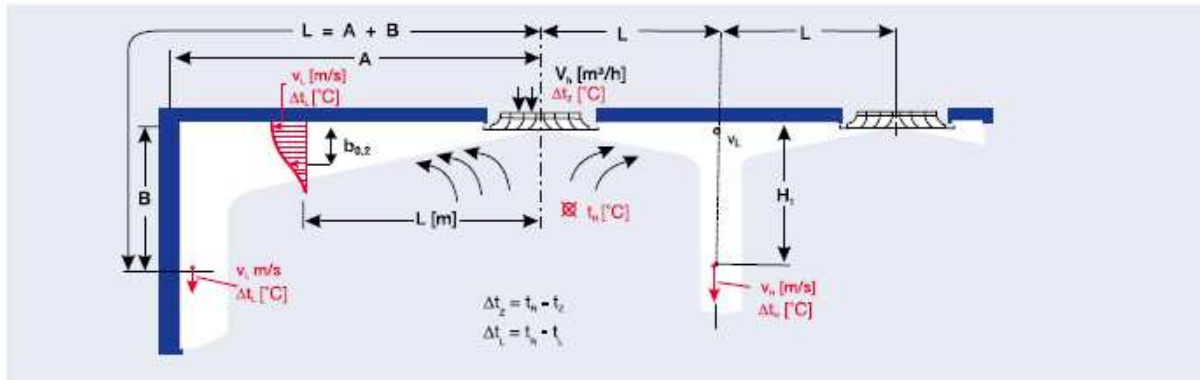
### D.7.3 Aplicações e instalação.

Applications	Elements
<p>Typical applications for Screw Plug Heaters include, but are not limited to, process water heating, freeze protection, and the heating of oils, and heat transfer mediums. Warren Electric Corporation Screw Plug Immersion Heaters are used to heat:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Water: Clean, Potable, Deionized, Process, Demineralized</li> <li>• Oils: Asphalt, Fuels, Cooking, Heat Transfer, Crude, Hydraulic</li> <li>• Lubricating oils at API specified watt densities</li> <li>• Mild acids</li> <li>• Freeze Protection</li> <li>• Industrial water rinse tanks</li> <li>• Vapor degreasers</li> <li>• Degreasing solutions</li> <li>• Air and gas flow</li> <li>• Caustic solutions</li> <li>• Chemical baths</li> <li>• Anti-freeze (glycol) solutions</li> <li>• Paraffin or wax</li> <li>• Electroplating</li> <li>• ...and more!</li> </ul>	<p>Tubular heating elements are constructed using only the highest quality component materials. The outer metal sheath material used is determined by the specific application. Warren Electric Corporation uses only high purity magnesium oxide insulation to insure good dielectric resistance between the resistance wire and the outer metal sheath.</p> <p>The internal nichrome resistance wire is carefully selected and coiled to meet stringent design criteria based upon individual heater specifications.</p>
<h3 style="text-align: center;">Heater Selection</h3> <p>Heater selection determination includes a lot of factors including:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Final temperature desired.</li> <li>2. Medium being heated, all specifications including corrosiveness, heat density.</li> <li>3. Watt Density allowed.</li> <li>4. Sheath Material required.</li> <li>5. Screw Plug Material required.</li> <li>6. Power Requirements.</li> <li>7. Heater environment for Terminal Enclosure determination.</li> <li>8. Maximum length and/or size restrictions.</li> </ol> <p>For assistance on your heater selection and/or power requirements, please refer to our Screw Plug "Quick Quote" Form on the back inside cover of this catalog or call our technical staff for assistance.</p>	<p>The resistance wire is coiled and then welded to a terminal pin to assure positive connection. The coil is then centered in the metal sheath and insulated with the highest quality magnesium oxide which is then highly compacted and acts as an electrical insulator.</p> <p>The elements are bent in a U-bend configuration and the U-bends are repressed to remove air gaps which ensure good dielectric strength.</p>
<h3 style="text-align: center;">Typical Installation</h3>  <p>The heated portion of the heater elements must remain completely immersed and completely flooded whenever energized. The cold section of the heater should be extended completely into the fluid being heated. The heater may overheat, damage the elements, tank, or fluid being heated, and/or create a possible safety hazard due to high sheath temperatures.</p>	<p>Each individual heating element is checked for electrical leakage and breakdown at high voltage before assembly.</p> <p>Standard sheath materials available are: Copper, Steel, Stainless 321, Stainless 316L, and Incoloy 840. Sheath selection is determined by the user's knowledge of the chemical composition of the medium being heated, corrosiveness, contaminants, and controls.</p>

## D.8 Difusores (ADLQ-AG)

### D.8.1 Gráfico de Seleção.



**Legenda:**

$\dot{V}$  (m³/h) : Vazão de ar

$L$  (m) : Alcance (quando o jato é dirigido contra parede vertical, pode ser aplicado:  $L = A + B$ ).

$v_L$  (m/s) : Velocidade do jato à distância  $L$ .

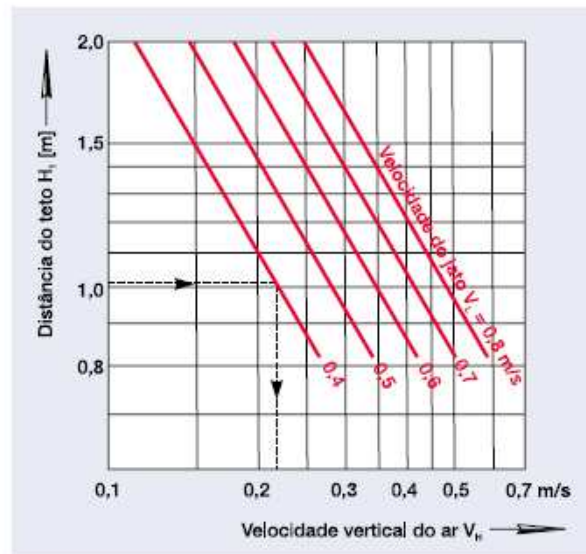
$v_{H_i}$  (m/s) : Velocidade vertical do jato à distância  $H_i$ , no caso de dois jatos de ar dirigidos um contra o outro.

$\Delta t_L$  (°C) : Diferença máxima de temperatura entre o ar do jato (na distância  $L$ ) e a do ambiente.

$\Delta t_z$  (°C) : Diferença de temperatura entre o ar insuflado e a do ambiente.

$i$  = indução =  $\frac{\text{Volume total de ar movimentado}}{\text{Volume de ar insuflado}}$

$b_{0,2}$  (m) : Altura do jato entre o ponto de velocidade máxima ( $v_{0,2}$ ) e 0,2 m/s ( $v_{0,2}$ )

**Exemplo de seleção:****São Dados**

Difusor Modelo ADLR  
 $\dot{V} = 900$  m³/h;  $L = 2,2$  m,  
 $v_L = 0,4$  m/s,  $\Delta t_z = 5$  °C

**Solução:**

Conforme gráfico da página 3:

Modelo: ADLR. Tamanho 4

$V_{\text{eff}} = 6,6$  m/s;  $\frac{\Delta t_L}{\Delta t_z} = 0,14$

$\Delta t_L = 0,14 \times 5 = 0,7$  °C

$i = 11$

$b_{0,2} = 0,22$

(Distância do teto para  $v = 0,2$  m/s)

Se dois jatos estiverem orientados um contra o outro, com

$v_L = 0,4$  m/s,

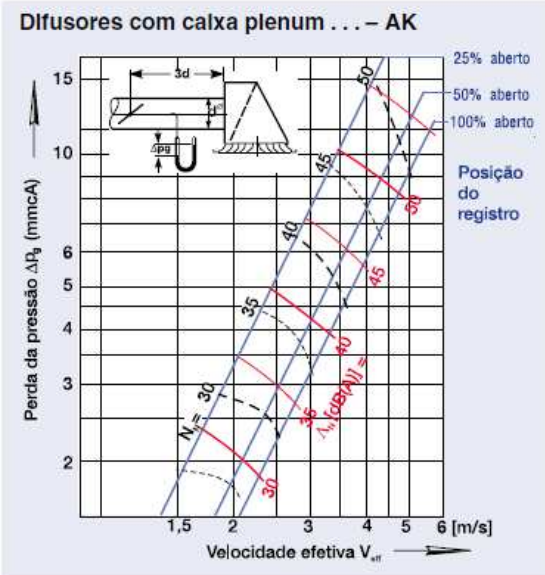
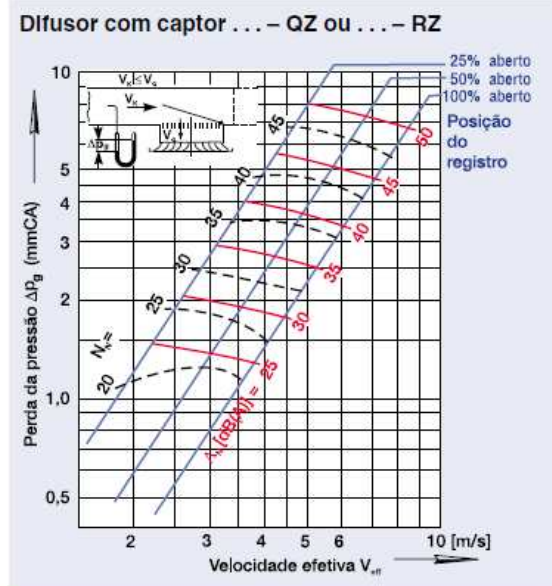
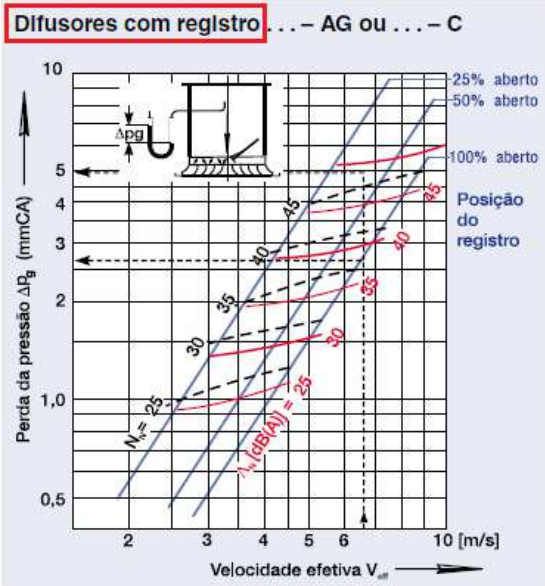
considerando-se

$H_i = 1,0$  m,

a velocidade vertical do jato será:

$v_{H_i} = 0,22$  m/s.

### D.8.2 Perdas de pressão e ruído do jato de ar.



**Tabela de correção**

Séries	Tam.	1	2	3	4	5	6	7	8
ADLR, DLR	$dB(A)$	-2	-2	-1	0	+2			
	$N_N$								
ADLR, DLR	$dB(A)$	3	-3	-2	-1	0	0	+4	+5
	$N_N$								

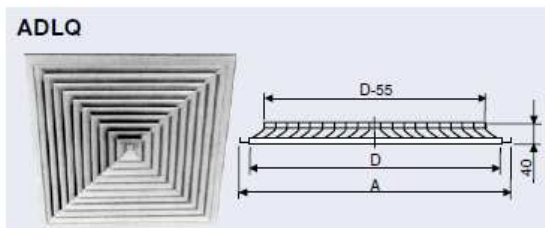
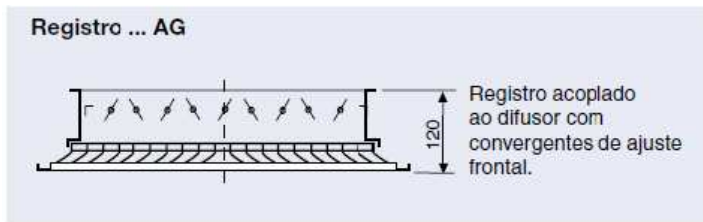
Os ruídos do jato constam nos gráficos como níveis de potência sonora. Os resultados do gráfico deverão ser corrigidos de acordo com a série (vide tabela de correção).  
 $\Delta_N$  (dB (A)): nível calculado de potência sonora.  
 Valor  $N_N$ : curva limite conforme ISO.

Para a determinação do volume de ruído, ou seja, o espectro de pressão sonora no local, deverão ser deduzidos os valores de atenuação.

- Aplica-se para V':**
- Ambientes normais  $V' = V$  (volume do local)
  - Ambientes com ressonância  $V' = V \times 0,5$
  - Ambientes com muita absorção  $V' = V \times 2$



## D.8.4 Dimensões



O difusor frontal da série ADLQ consiste em aletas, formando quadrados fixos, em perfil de alumínio extrudado e anodizado.

### Modelos que podem ser fornecidos:

ADLQ-A  
ADLQ-AG  
ADLQ -C  
ADLQ-QZ  
ADLQ-RS

Obs: ADLQ-MR difusor frontal com miolo removível.

ADLQ Tamanhos e medidas de montagem		
Tamanhos	D (mm)	A (mm)
1	192	244
2	248	300
3	304	356
4	360	412
5	416	468
6	446	498
7	546	598
8	571	623
9*	642	694
10*	698	750
11*	754	806

\* Sob consulta

## D.9 Grelhas (AR-A)

### D.9.1 Modelo



#### AR

Grelha de retorno de ar com aletas horizontais fixas, construção em alumínio.

#### Séries que podem ser fornecidas:

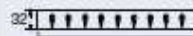
AR-A  
AR-AG

#### Grelhas de ventilação e grelhas contínuas

##### Partes posteriores opcionais

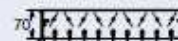
As peças abaixo representadas são montadas firmemente nas grelhas frontais.

**Material:** Chapa de aço na cor preto fosco.



.../D

Dupla deflexão...-D



.../DG

Dupla deflexão e registro de lâminas convergentes...-DG



.../AG

Registro de lâminas convergentes...-AG



.../Z

Captor...-Z

#### Exemplo de pedido:

10 grelhas Tipo AT-AG com moldura de montagem "ER" L = 1225 mm, H = 525 mm

#### Observação:

As letras indicativas do acessório desejado são colocadas após a indicação da série das partes frontais.

## D.9.2 Dimensões

Grelhas com molduras frontais							
Tamanhos L x H (mm)	Secção livre geométrica (cm <sup>2</sup> )						
	AT	VAT	AH	AF	AE	AGS	AR
225 x 75		75	60	60			
325		115	90	90			
425		50	120	120			
525		185	150	150			
625		225	180	180			
825		300	245	245			
1025		375	305	305			
1225		450	365	365			
225 x 125	145	145	120	120	160	75	95
325	215	215	175	175	240	110	145
425	290	290	235	235	335	145	190
525	365	365	290	290	410	180	240
625	440	440	350	350	490	215	285
825	585	585	470	470	660	285	385
1025	735	735	585	585	820	360	480
1225	880	880	700	700	980	430	575
225 x 165	205	205	165	165	232	103	142
325	309	309	248	248	350	155	214
425	413	413	332	332	468	207	286
525	518	518	415	415	586	259	358
625	622	622	499	499	703	311	429
825	830	830	666	666	939	415	573
1025	1038	1038	833	833	1175	519	717
1225	1246	1246	1000	1000	1410	623	861
325 x 225	440	440	340	340	510	240	320
425	590	590	455	455	680	320	430
525	740	740	570	570	860	400	540
625	890	890	685	685	1030	480	650
825	1190	1190	915	915	1370	640	860
1025	1480	1480	1140	1140	1720	810	1080
1225	1790	1790	1370	1370	2040	970	1290
425 x 325	885	885	680	680	1030	500	670
525	1110	1110	850	850	1280	625	840
625	1330	1330	1020	1020	1560	755	1020
825	1780	1780	1360	1360	2080	1020	1340
1025	2240	2240	1700	1700	2620	1260	1680
1225	2680	2680	2040	2040	3150	1510	1990
625 x 425	1780	1780	1300	1300	2080	1020	1360
825	2380	2380	1720	1720	2780	1370	1820
1025	2980	2980	2180	2180	3500	1700	2270
1225	3560	3560	2620	2620	4200	2040	2720
1025 x 525	3740	3740			4400	2150	2880
1225	4470	4470			5250	2580	3460

Grelhas sem molduras	
EH, EH La x Ha (mm)	EF, EFG La X Ha (mm)
196 x 46	245x 95
296	345
396	445
496	545
596	645
796	845
996	1045
1196	1245
196 x 96	245 x 145
296	345
396	445
496	545
596	645
796	845
996	1045
1196	1245
196 x 136	245 x 185
296	345
396	445
496	545
596	645
796	845
996	1045
1196	1245
296 x 196	345 x 245
396	445
496	545
596	645
796	845
996	1045
1196	1245
396 x 296	445 x 345
496	545
596	645
796	845
996	1045
1196	1245
596 x 396	645 x 445
796	845
996	1045
1196	1245

## D.10 Bombas.

### D.10.1 Circuito de água gelada – Especificações Técnicas.

ETB 040-025-160 GG AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1

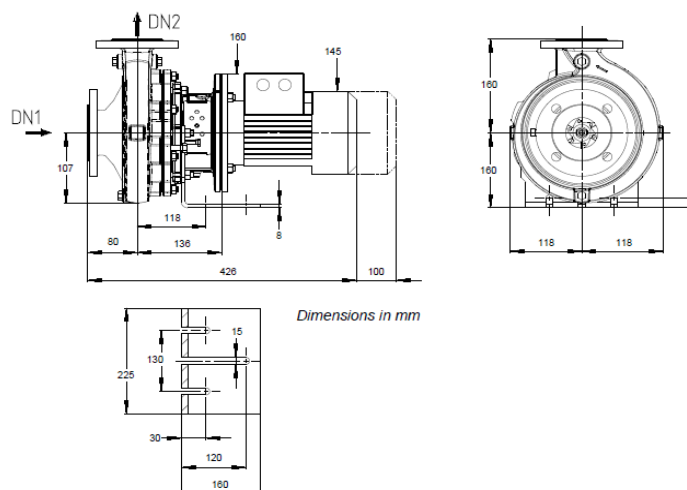
#### Operating data

Requested flow rate	1.90 m <sup>3</sup> /h	Actual flow rate	1.91 m <sup>3</sup> /h
Operating data determined for maximum inlet pressure		Actual developed head	5.94 m
Requested developed head	5.91 m	Efficiency	25.5 %
Pumped medium	Antifreeze on ethylene glycol base, inhibited, closed system, e.g. Antifrogen N or similar products	MEI (Minimum Efficiency Index)	≥ 0.70
	Cooling water with antifreeze-concentration 30% (pH >= 7.5)	Power absorbed	0.13 kW
	Not containing chemical and mechanical substances which affect the materials	Pump speed of rotation	1427 rpm
Ambient air temperature	20.0 °C	NPSH required	1.07 m
Fluid temperature	17.0 °C	Permissible operating pressure	16.00 bar.g
Fluid density	1053 kg/m <sup>3</sup>	Discharge press.	0.64 bar.g
Fluid viscosity	2.67 mm <sup>2</sup> /s	Min. allow. flow for continuous stable operation	0.40 m <sup>3</sup> /h
Suction pressure max.	0.02 bar.g	Min. allow. mass flow for continuous stable operation	0.12 kg/s
Suction pressure min.	0.02 bar.g	Shutoff head	6.69 m
NPSH available	9.68 m	Max. allow. mass flow Design	Single system 1 x 100 % tolerances to ISO 9906 class 3B; below 10 kW acc. to paragraph 4.4.2
Mass flow rate	0.56 kg/s		
Max. power on curve	0.15 kW		

### D.10.2 Circuito de água gelada – Dimensões.

ETB 040-025-160 GG AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



Drawing is not to scale

Motor	
Motor manufacturer	KSB
Motor size	071M
Motor power	0.25 kW
Number of poles	4
Speed of rotation	1427 rpm
Position of terminal box	0°/360° (top) Viewed towards the suction nozzle

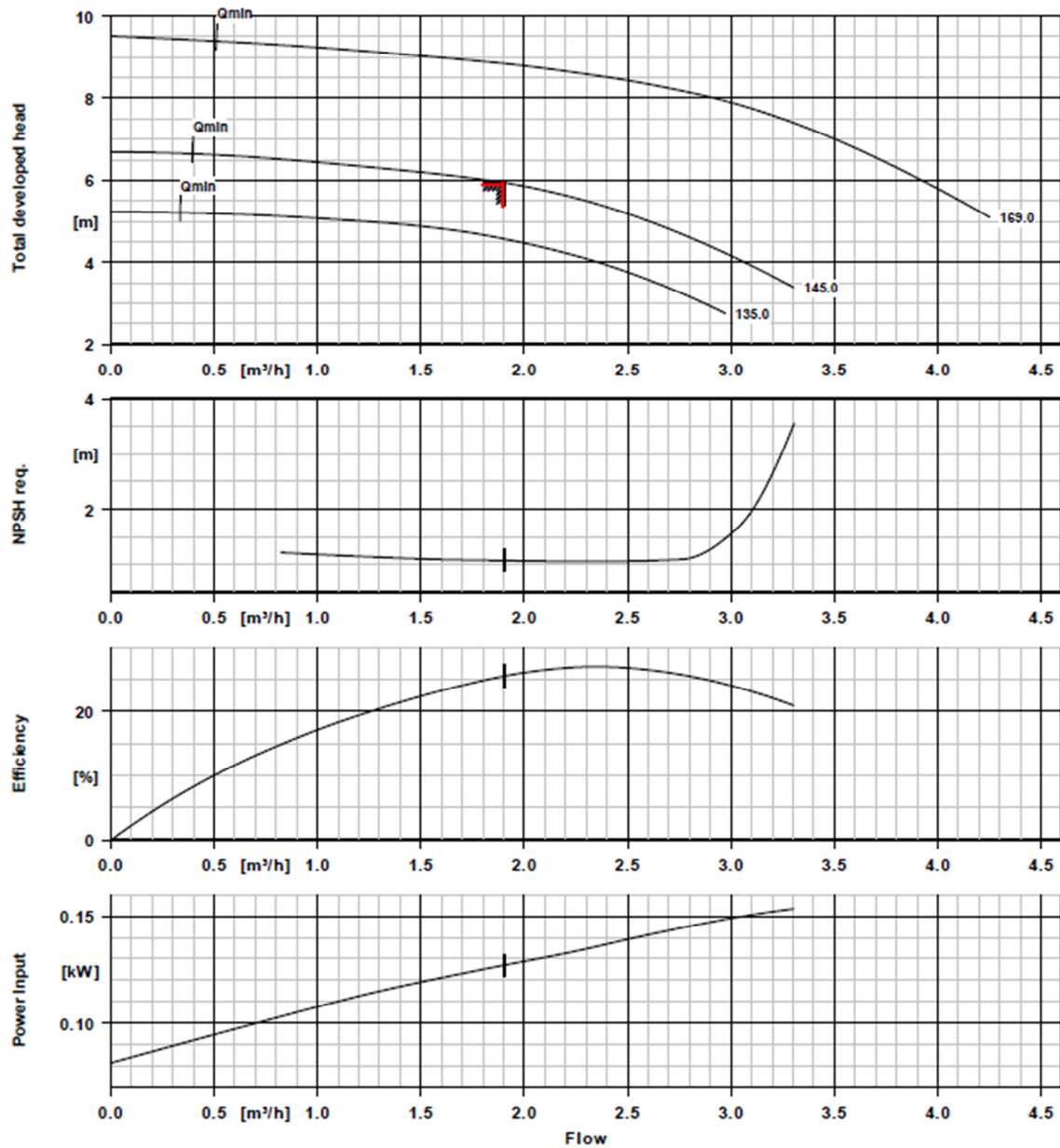
Connections	
Suction nominal size DN1	DN 40 / EN1092-2
Discharge nominal size DN2	DN 25 / EN1092-2
Nominal pressure suct.	PN 16
Rated pressure disch.	PN 16

Weight net	
Pump	26 kg
Motor	5 kg
Total	30 kg

### D.10.3 Circuito de água gelada – Curvas de Desempenho.

ETB 040-025-160 GG AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



#### Curve data

Speed of rotation	1427 rpm	Efficiency	<b>25.5 %</b>
Fluid density	1053 $kg/m^3$	MEI (Minimum Efficiency Index)	$\geq 0.70$
Viscosity	2.67 $mm^2/s$	Power absorbed	0.13 kW
Flow rate	1.91 $m^3/h$	NPSH required	1.07 m
Requested flow rate	1.90 $m^3/h$	Curve number	K1311.454/14
Total developed head	5.94 m	Effective impeller diameter	145.0 mm
Requested developed head	5.91 m		

## D.10.4 – Circuito dos coletores – Especificações Técnicas.

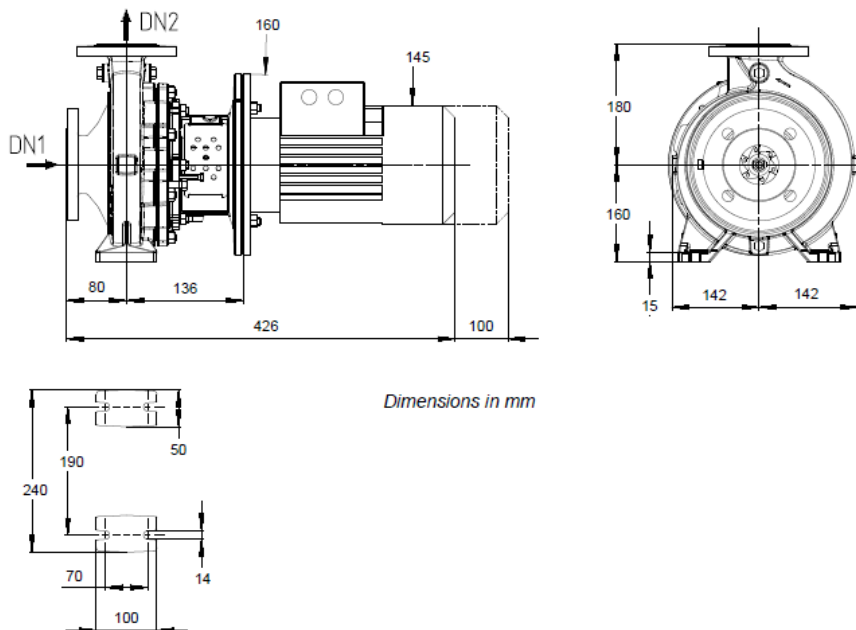
### Operating data

Requested flow rate	1.80 m <sup>3</sup> /h	Actual flow rate	1.80 m <sup>3</sup> /h
Operating data determined for maximum inlet pressure		Actual developed head	9.10 m
Requested developed head	9.10 m	Efficiency	17.5 %
Pumped medium	Water Clean water Not containing chemical and mechanical substances which affect the materials	MEI (Minimum Efficiency Index)	≥ 0.70
Ambient air temperature	20.0 °C	Power absorbed	0.25 kW
Fluid temperature	90.0 °C	Pump speed of rotation	1352 rpm
		NPSH required	1.29 m
		Permissible operating pressure	16.00 bar.g
Fluid density	965 kg/m <sup>3</sup>	Discharge press.	1.00 bar.g
Fluid viscosity	0.33 mm <sup>2</sup> /s	Min. allow. flow for continuous stable operation	0.79 m <sup>3</sup> /h
Suction pressure max.	0.14 bar.g	Min. allow. mass flow for continuous stable operation	0.21 kg/s
Suction pressure min.	0.14 bar.g	Shutoff head	9.66 m
NPSH available	4.65 m	Max. allow. mass flow Design	1.03 kg/s
Mass flow rate	0.48 kg/s		Single system 1 x 100 % tolerances to ISO 9906 class 3B; below 10 kW acc. to paragraph 4.4.2
Max. power on curve	0.29 kW		

## D.10.5 Circuito dos coletores – Dimensões.

ETB 040-025-200 CC AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



Drawing is not to scale

### Motor

Motor manufacturer	KSB
Motor size	071M
Motor power	0.25 kW
Number of poles	4
Speed of rotation	1352 rpm
Position of terminal box	0°/360° (top) Viewed towards the suction nozzle

### Connections

Suction nominal size DN1	DN 40 / EN1092-1
Discharge nominal size DN2	DN 25 / EN1092-1
Nominal pressure suct.	PN 16
Rated pressure disch.	PN 16

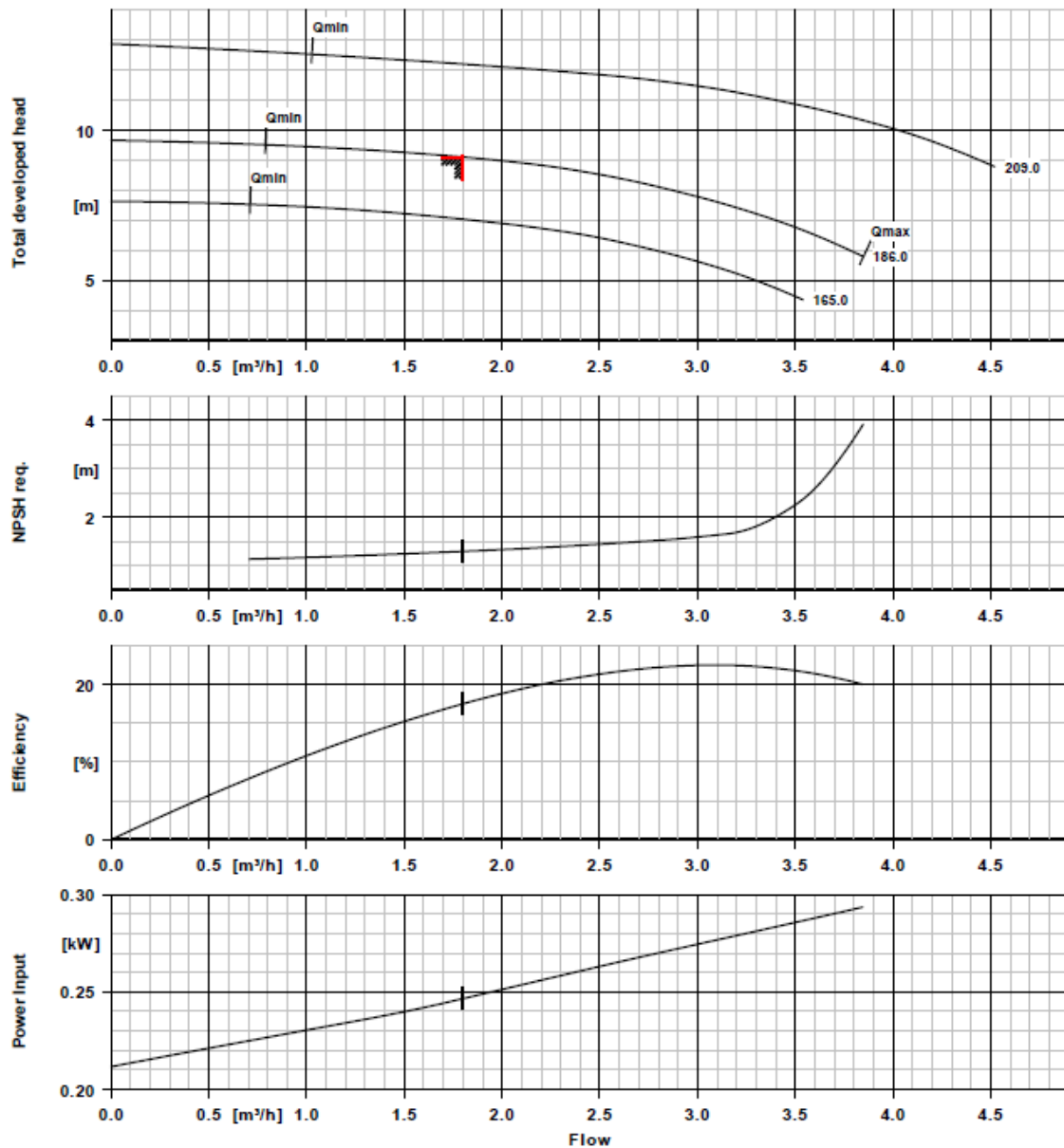
### Weight net

Pump	40 kg
Motor	5 kg
Total	44 kg

## D.10.6 Circuito dos coletores – Curvas de Desempenho.

ETB 040-025-200 CC AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



### Curve data

Speed of rotation	1352 rpm	Efficiency	<b>17.5 %</b>
Fluid density	965 $\text{kg}/\text{m}^3$	MEI (Minimum Efficiency Index)	$\geq 0.70$
Viscosity	0.33 $\text{mm}^2/\text{s}$	Power absorbed	0.25 kW
Flow rate	1.80 $\text{m}^3/\text{h}$	NPSH required	1.29 m
Requested flow rate	1.80 $\text{m}^3/\text{h}$	Curve number	K1311.454/15
Total developed head	9.10 m	Effective impeller diameter	186.0 mm
Requested developed head	9.10 m		

## D.10.7 Circuito de água quente – Especificações Técnicas.

ETB 040-025-200 CC AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1

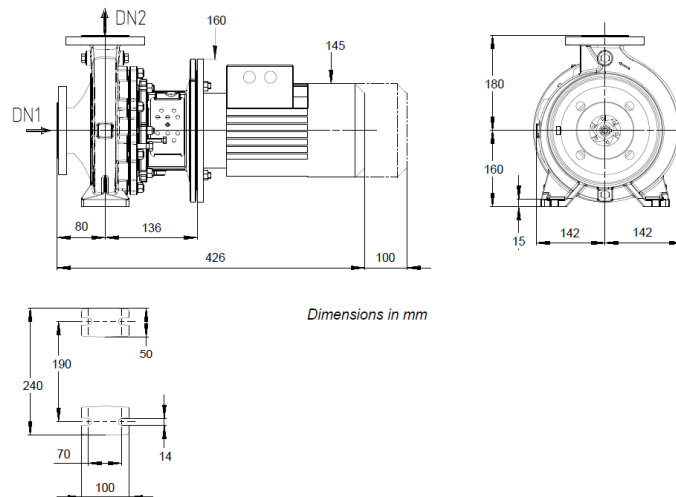
### Operating data

Requested flow rate	1.80 m <sup>3</sup> /h	Actual flow rate	1.80 m <sup>3</sup> /h
Operating data determined for maximum inlet pressure		Actual developed head	9.10 m
Requested developed head	9.10 m	Efficiency	17.5 %
Pumped medium	Water Clean water Not containing chemical and mechanical substances which affect the materials	MEI (Minimum Efficiency Index)	≥ 0.70
Ambient air temperature	20.0 °C	Power absorbed	0.25 kW
Fluid temperature	90.0 °C	Pump speed of rotation	1352 rpm
		NPSH required	1.29 m
		Permissible operating pressure	16.00 bar.g
Fluid density	965 kg/m <sup>3</sup>	Discharge press.	1.00 bar.g
Fluid viscosity	0.33 mm <sup>2</sup> /s	Min. allow. flow for continuous stable operation	0.79 m <sup>3</sup> /h
Suction pressure max.	0.14 bar.g	Min. allow. mass flow for continuous stable operation	0.21 kg/s
Suction pressure min.	0.14 bar.g	Shutoff head	9.66 m
NPSH available	4.65 m	Max. allow. mass flow Design	Single system 1 x 100 % tolerances to ISO 9906 class 3B; below 10 kW acc. to paragraph 4.4.2
Mass flow rate	0.48 kg/s		
Max. power on curve	0.29 kW		

## D.10.8 Circuito de água quente – Dimensões.

ETB 040-025-200 CC AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



Drawing is not to scale

### Motor

Motor manufacturer	KSB
Motor size	071M
Motor power	0.25 kW
Number of poles	4
Speed of rotation	1352 rpm
Position of terminal box	0°/360° (top) Viewed towards the suction nozzle

### Connections

Suction nominal size DN1	DN 40 / EN1092-1
Discharge nominal size DN2	DN 25 / EN1092-1
Nominal pressure suct.	PN 16
Rated pressure disch.	PN 16

### Weight net

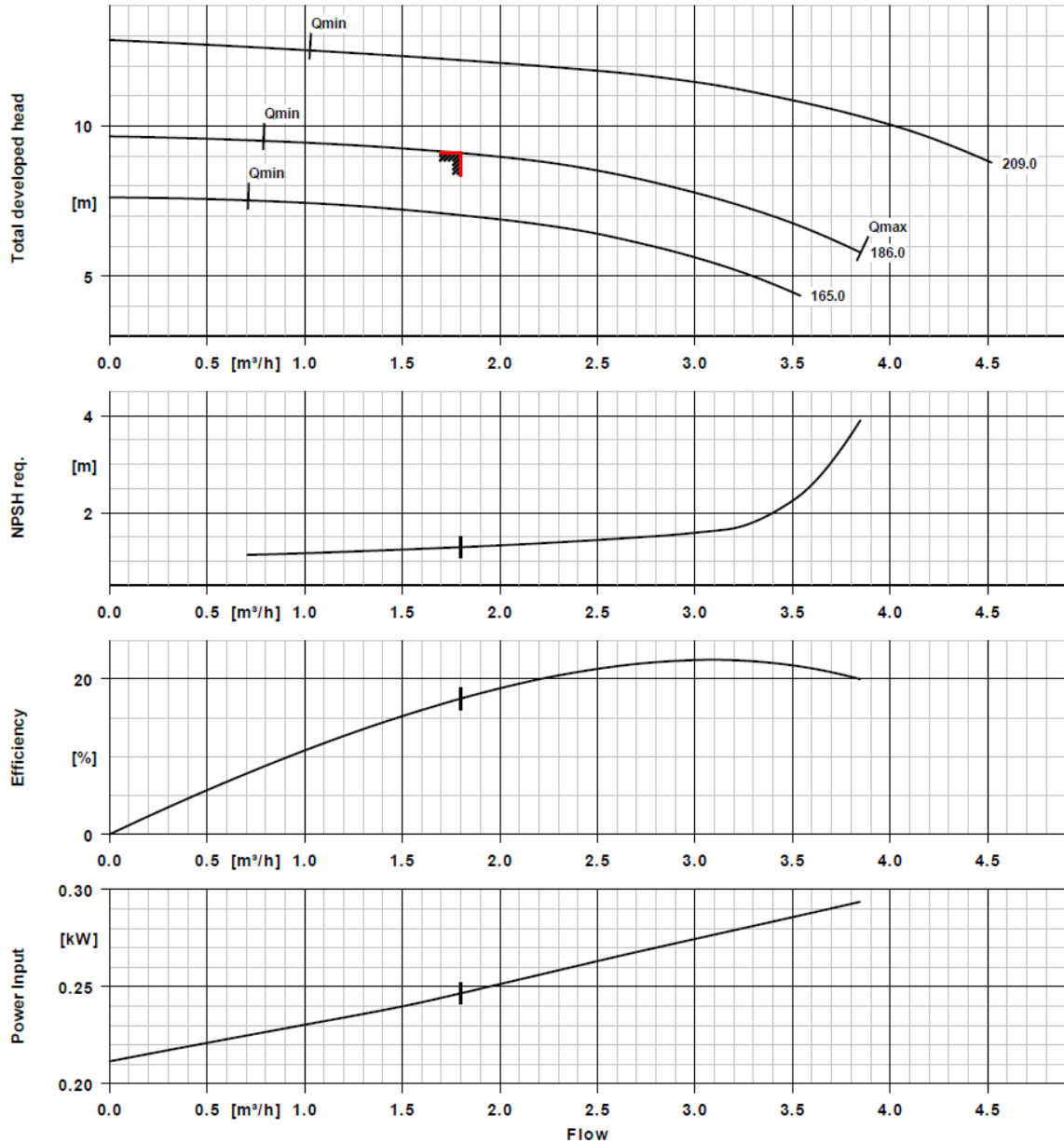
Pump	40 kg
Motor	5 kg
Total	44 kg



## D.10.9 Circuito de água quente – Curvas de Desempenho.

ETB 040-025-200 CC AA11D200024 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



### Curve data

Speed of rotation	1352 rpm	Efficiency	<b>17.5 %</b>
Fluid density	965 $\text{kg}/\text{m}^3$	MEI (Minimum Efficiency Index)	$\geq 0.70$
Viscosity	0.33 $\text{mm}^2/\text{s}$	Power absorbed	0.25 kW
Flow rate	1.80 $\text{m}^3/\text{h}$	NPSH required	1.29 m
Requested flow rate	1.80 $\text{m}^3/\text{h}$	Curve number	K1311.454/15
Total developed head	9.10 m	Effective impeller diameter	186.0 mm
Requested developed head	9.10 m		

## D.10.10 Circuito de água resfriamento – Especificações Técnicas.

ETB 050-032-250 GG AA11D200114 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1

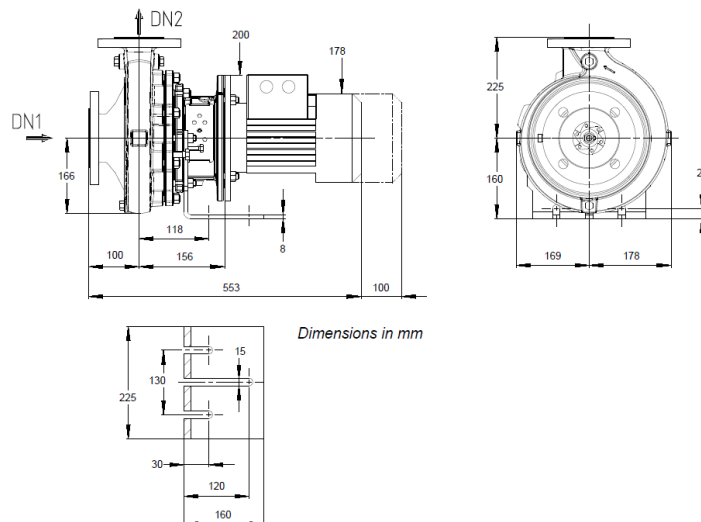
### Operating data

Requested flow rate	5.00 m <sup>3</sup> /h	Actual flow rate	5.00 m <sup>3</sup> /h
Operating data determined for maximum inlet pressure		Actual developed head	13.08 m
Requested developed head	13.08 m	Efficiency	32.4 %
Pumped medium	Antifreeze on ethylene glycol base, inhibited, closed system, e.g. Antifrogen N or similar products	MEI (Minimum Efficiency Index)	≥ 0.70
	Cooling water with antifreeze-concentration 30% (pH ≥ 7.5)	Power absorbed	0.58 kW
	Not containing chemical and mechanical substances which affect the materials	Pump speed of rotation	1390 rpm
Ambient air temperature	20.0 °C	NPSH required	0.94 m
Fluid temperature	30.0 °C	Permissible operating pressure	16.00 bar.g
Fluid density	1048 kg/m <sup>3</sup>	Discharge press.	1.56 bar.g
Fluid viscosity	1.87 mm <sup>2</sup> /s	Min. allow. flow for continuous stable operation	1.42 m <sup>3</sup> /h
Suction pressure max.	0.21 bar.g	Min. allow. mass flow for continuous stable operation	0.41 kg/s
Suction pressure min.	0.21 bar.g	Shutoff head	13.34 m
NPSH available	11.39 m	Max. allow. mass flow	3.68 kg/s
Mass flow rate	1.46 kg/s	Design	Single system 1 x 100 % tolerances to ISO 9906 class 3B; below 10 kW acc. to paragraph 4.4.2
Max. power on curve	0.87 kW		

## D.10.11 Circuito de água de resfriamento – Dimensões.

ETB 050-032-250 GG AA11D200114 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



Drawing is not to scale

### Motor

Motor manufacturer	KSB
Motor size	90S
Motor power	1.10 kW
Number of poles	4
Speed of rotation	1461 rpm
Position of terminal box	0°/360° (top) Viewed towards the suction nozzle

### Connections

Suction nominal size DN1	DN 50 / EN1092-2
Discharge nominal size DN2	DN 32 / EN1092-2
Nominal pressure suct.	PN 16
Rated pressure disch.	PN 16

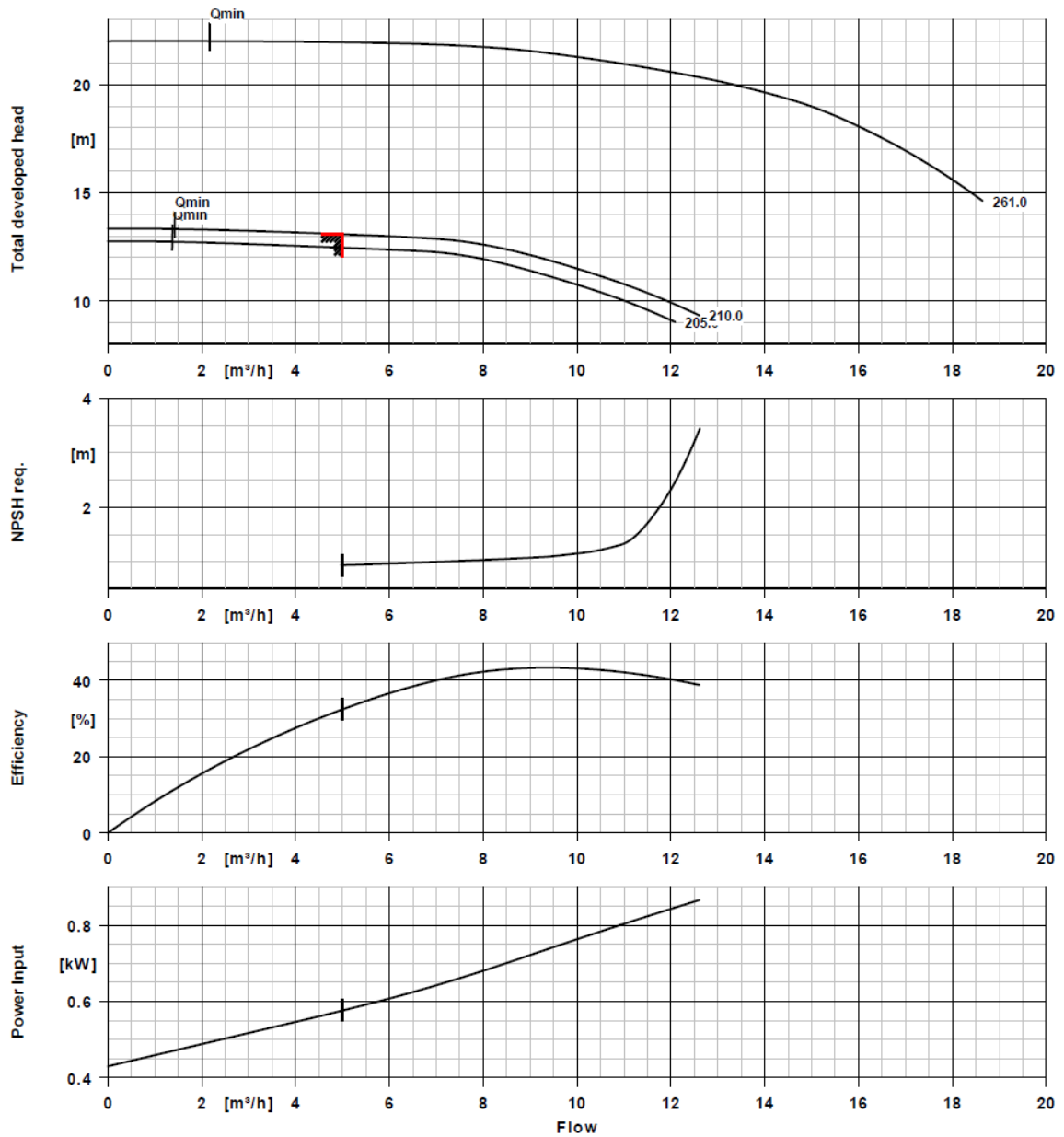
### Weight net

Pump	43 kg
Motor	13 kg
Total	56 kg

## D.10.12 Circuito de água de resfriamento – Curvas de Desempenho.

ETB 050-032-250 GG AA11D200114 BM  
Low-pressure centrifugal pump Etabloc

Version no.: 1



### Curve data

Speed of rotation	1390 rpm	Efficiency	<b>32.4 %</b>
Fluid density	1048 $\text{kg}/\text{m}^3$	MEI (Minimum Efficiency Index)	$\geq 0.70$
Viscosity	1.87 $\text{mm}^2/\text{s}$	Power absorbed	0.58 kW
Flow rate	5.00 $\text{m}^3/\text{h}$	NPSH required	0.94 m
Requested flow rate	5.00 $\text{m}^3/\text{h}$	Curve number	K1311.454/24
Total developed head	13.08 m	Effective impeller diameter	210.0 mm
Requested developed head	13.08 m		

## D.11 Filtros

### D.11.1 Filtro para o circuito à alta temperatura.

#### Filtros em Aço Laminado para Refrigeração



Filtro - FG

**BERMO**

#### Aplicação

Fluidos refrigerantes, água, óleos, gases e outros fluidos compatíveis com as especificações técnicas dos produtos. Podem ser utilizadas com fluidos refrigerantes em pressões de até 30 kg/cm<sup>2</sup> e temperaturas entre -30 °C e 150 °C. Para uso com água, óleos e gases poderá ser utilizada em pressões de até 50 kg/cm<sup>2</sup> na temperatura de 40 °C. Mediante consulta, outras condições poderão ser disponibilizadas.

#### Descrição

**Filtro:** filtro com corpos angulares ou retos com a função de reter impurezas decorrentes de instalações e manutenções.

**Materiais:** corpos disponíveis em aço carbono, guarnição em Neoprene ou papelão hidráulico, elemento filtrante em aço inoxidável.

**Dimensão face-a-face:** conforme ANSI B16.10 Classe 300.

**Conexões:** extremidades para solda conforme ANSI B16.25 (disponível também com rosca e flanges sob consulta).

**Elemento Filtrante:** tela com orifícios de 0.5 mm; 32 Mesh (outras dimensões sob consulta).

**Diâmetros disponíveis:** ½" a 12" (diâmetros maiores ou diferenciados sob consulta).

**Modelos:** FG (passagem reta) e FGA (passagem angular).

### D.11.2 – Cálculo da perda de carga.

#### Pressure Loss Calculation Using Cv Factor

##### Metric Units

$$\Delta P = \left[ \frac{Q}{C_v} \right]^2 (133.6)$$

$\Delta P$  = Pressure Drop in kPa

$Q$  = Flow in M<sup>3</sup>/hr

$C_v$  = Flow Coefficient

##### Standard Units

$$\Delta P = \left[ \frac{Q}{C_v} \right]^2$$

$\Delta P$  = Pressure Drop in psi

$Q$  = Flow in gpm

$C_v$  = Flow Coefficient

The pressure loss across a strainer can be calculated using the system's flow rate and the  $C_v$  factor for that strainer.

#### Correction Factors for Mesh-lined Baskets

**First** – Multiply the pressure drop for water shown in charts by the specific gravity of the liquid.

**Second** – Multiply the corrected pressure drop figure by the following correction factors for more viscous liquids. (Water has a viscosity of 30 SSU.)

Viscosity (SSU)	Unlined Perforated Basket	40 Mesh Lined Basket	60 Mesh Lined Basket	80 Mesh Lined Basket	100 Mesh Lined Basket	200 Mesh Lined Basket	325 Mesh Lined Basket
30 (water)	1	1.2	1.4	1.6	1.7	2.0	2.5
500	1.6	1.9	2.1	2.4	2.6	3.1	3.6
1000	1.7	2.2	2.4	2.6	2.8	3.3	3.8
2000	1.9	2.4	2.7	2.9	3.2	3.8	4.0
3000	2.0	2.6	2.9	3.2	3.5	4.1	4.3
5000	2.2	3.0	3.5	4.0	4.5	5.3	6.3
10000	2.5	3.5	4.2	5.0	6.0	7.1	8.5

## D.11.2 Filtro para o circuito de água gelada e água de resfriamento.

### Filtros tipo Y para tubulações



# FY

DIN PN 25 - 40 — DN 10 a 300 mm  
ANSI 150 - 300 — 3/8" a 12"

FY 11, 12  
FY 33, 35

#### Aplicação

Para filtragem de fluidos líquidos ou gasosos em tubulações industriais.

#### Principais características

- Baixa resistência ao fluxo.
- Ausência de impacto direto contra o crivo.
- Drenagem fácil dos resíduos.
- Coletor de ampla capacidade.

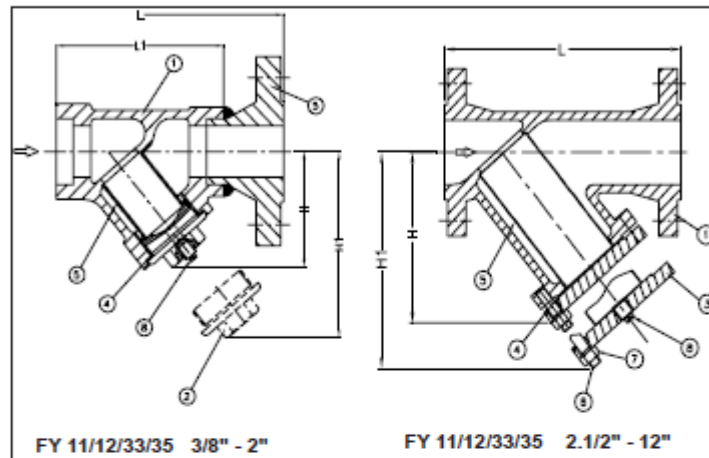
#### Apresentação

Corpo roscado ou flangeado. Crivo com perfuração standard (ver tabela "Medidas e Pesos"). Tampa do crivo roscada (até DN 2") ou flangeada (DN 2.1/2" e acima).

#### Opcionais

- Crivo com outras perfurações.
- Bujão de dreno.
- Válvula de dreno (Blow - off valve)

Os itens opcionais são fornecidos mediante sobrepreço.



Notas:

- 1- Os filtros FY 33/35 até bitola de 1" são forjados e atendem à classe de pressão 600#.
- 2- Podemos fornecer filtros FY 33/35 nas bitolas de 3/8", 1/2" e 3/4" para atender à classe de pressão 900#.
- 3- Junta corpo/tampa até classe 300#: papelão hidráulico. Acima de classe 300#: aço Inox.

Nº	Denominação	DN 10-50 3/8"-2"	DN 65-300 2.1/2"-12"	Nº	Denominação	DN 10-50 3/8"-2"	DN 65-300 2.1/2"-12"
1	Corpo	01	01	5	Crivo	01	01
2	Tampa roscada	01	—	6	Prisioneiro	—	**
3	Tampa flangeada	—	01	7	Porca	—	**
4	Junta corpo/tampa	01*	01*	8	Bujão de dreno	01*	01*

\* Peças sobressalentes recomendadas.

\*\* Quantidade conforme norma, diâmetro nominal (DN) e pressão nominal (PN).

#### Competência Técnica, Materiais e Conexões

		FY 11	FY 12	FY 33	FY 35	
Diâmetro nominal (mm) (pol)		10 3/8"	a a	300 12"		
Pressão serv. máx. (bar man)		16	13	10	40 35 28 21	
Temperatura máx. (°C)		120	200	300	120 200 300 400	
Materiais	Corpo	3/8" - 2"	ASTM A 105	ASTM B 124 - 2	ASTM A 105	ASTM A 182 F316
		2.1/2" - 12"	ASTM A 126 - B	ASTM B 62	ASTM A 216 WCB	ASTM A 351 CF8M
	Tampa	3/8" - 2"	ASTM A 105	ASTM B 124 - 2	ASTM A 105	ASTM A 182 F316
		2.1/2" - 12"	ASTM A 126 - B	ASTM B 62	ASTM A 216 WCB	ASTM A 351 CF8M
Crivo		AISI 304			AISI 316	
Conexões	3/8" - 2"	—	Rosca BSP/NPT	Rosca BSP/NPT Solda SW Flange DIN PN 10/16 ou 25/40 Flange ANSI 150 ou 300		
	2.1/2" - 12"	Flange DIN PN 10/16 Flange ANSI 125 ou 150		Flange DIN PN 10/16 ou 25/40 Flange ANSI 150 ou 300		

Diâmetro Nominal	(mm) (pol)	10 3/8"	15 1/2"	20 3/4"	25 1"	40 1.1/2"	50 2"	65 2.1/2"	80 3"	100 4"	125 5"	150 6"	200 8"	250 10"	300 12"
Medidas (em mm)	L <sub>1</sub>	65	75	90	120	150	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	L	130	150	160	200	230	290	310	350	425	480	600	730	850	
	H	48	55	63	89	98	210	220	245	320	345	375	450	549	
	H <sub>1</sub>	76	87	103	154	158	340	375	395	525	556	600	760	990	
Perfuração standard do crivo	mm mesh	0,5 25	0,8 20				1,2 16				1,6 12				
Bujão de dreno opcional roscado		1/4"			3/8"	1/2"	1.1/4"				2"				
Kvs		2,4	3,4	6	11	30	51	96	146	229	357	516	917	1432	2062
Fator de forma (ζ)*		2,5													
Peso aprox. (kg)	Rosca ou solda	0,9	0,9	1,4	2,2	5,4	5,6	—	—	—	—	—	—	—	—
	Flange	1,4	1,4	3,2	4,0	8,4	10,0	19	25	43	51	77	121	192	252

\* Este fator de forma só é válido quando a área aberta do crivo for igual ou superior ao dobro da área do tubo.

### Instalação

Os filtros FY podem ser instalados em tubulações horizontais, com o crivo (5) voltado para baixo ou em tubulações verticais com fluxo de cima para baixo. A posição deve obedecer sempre à seta indicadora de fluxo, no corpo.

### Funcionamento

A forma construtiva dos filtros FY opõe resistência mínima ao fluxo, assegurando a vazão perfeita do fluido. O desenho dos FY evita o impacto direto do fluido carregado de detritos contra o crivo e facilita a drenagem dos resíduos acumulados no seu coletor de ampla capacidade. Nos DN 10 - 50 3/8" - 2", a rosca da tampa é protegida por um lubrificante sintético.

### Perda de carga

A perda de carga em filtros FY com crivo limpo, pode ser estimada, aplicando-se a seguinte fórmula:

$$\Delta p = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot 10^4 \quad \text{onde}$$

ζ = Fator de forma (coeficiente de resistência ao fluxo)

ρ = Peso específico do fluido (kg/m<sup>3</sup>)

w = Velocidade de fluido (m/s)

g = Aceleração da gravidade (9,81m/s<sup>2</sup>)

Δp = Perda de carga (Kgf/cm<sup>2</sup>)

### Dados para dimensionamento

A ASCA coloca à disposição seu Departamento Técnico para o correto dimensionamento do produto.

Para este fim devem ser fornecidos:

- Pressão e temperatura de serviço

- Fluido

- Diâmetro nominal

- Norma e pressão nominal dos flanges entre os quais o filtro será montado.

### Especificação padronizada

Filtro tipo "Y" para tubulações.

Modelo FY.....da ASCA  
conforme prospecto PR-11.10.10-P

Conexões.....

Conforme Norma.....

Classe de Pressão.....

Diâmetro nominal.....

Opções.....

## D.12 Válvulas

### D.12.1 Válvula para o circuito à alta temperatura.

#### Thermal - Alta Temp. (Série T60M)

As válvulas de esfera Swagelok para serviço em alta temperatura, têm exclusivo assento metálico com formato de mola, projetado para manter a vedação com uma carga mínima do assento contra a esfera.

#### Características

- Aço Inoxidável 316 ou aço carbono com vedação da haste em Grafoil e assentos em Liga X750.
- Resiste à contaminação do líquido térmico.
- Aumenta a segurança de sistemas com líquidos térmicos.
- Atende ou excede a FCI 70-2 Classe VI, quanto à estanqueidade.
- Excede as exigências de desempenho para Teste de Fogo da Norma API 607, 4ª edição.

#### Materiais de Construção

Componente	Material do Corpo da Válvula	
	Aço Inoxidável	Aço
	Tipo de Material/Norma ASTM	
Mancal de vedação	Liga X-750 <sup>①</sup> /AMS 5542	
Suportes da vedação (2), assentos traseiros (2)	Aço Inoxidável 316/A276	
Vedação da haste, <sup>②</sup> Vedação dos flanges (2) <sup>③</sup>	Grafoil com Aço Inoxidável 316	
Esfera	Aço inox S17400 <sup>①</sup> /A564	
Assentos	Liga X-750 <sup>①</sup> /AMS 5542	
Paraf. de fixação (8)	Grau B8M classe 2/ A193	Revestido de fosfato de zinco, grau B7/A193
Lubrificante	Bissulfeto de tungstênio fluorado	

Os componentes molhados estão listados em caracteres itálicos.

Todos os demais componentes são os apresentados na página 4.

<sup>①</sup> Revestido com bissulfeto de molibdênio com aglutinante de hidrocarboneto.

<sup>②</sup> Impregnado com lubrificante com base de fluorcarbono.

<sup>③</sup> Impregnado com adesivo anaeróbico. As séries T63M e T65M tem selante em silicone RTV.

#### Valores Nominais de Pressão-Temperatura

Séries	63, 65		67, 68	
	Aço Inoxidável		Aço	
Temperatura, °C	Pressão Nominal, psig (bar)			
-53 a 204	1000 (68,9)	500 (34,4)	1000 (68,9)	500 (34,4)
232	1000 (68,9)	500 (34,4)	800 (55,1)	500 (34,4)
280	1000 (68,9)	500 (34,4)	710 (48,9)	500 (34,4)
287	1000 (68,9)	500 (34,4)	620 (42,7)	500 (34,4)
315	1000 (68,9)	500 (34,4)	540 (37,2)	500 (34,4)
343	1000 (68,9)	500 (34,4)	450 (31,0)	450 (31,0)
371	1000 (68,9)	500 (34,4)	370 (25,4)	370 (25,4)
398	1000 (68,9)	500 (34,4)	280 (19,2)	280 (19,2)
426	1000 (68,9)	500 (34,4)	200 (13,7)	200 (13,7)
454	1000 (68,9)	500 (34,4)	—	—

As especificações das válvulas em aço estão limitadas a -28°C.

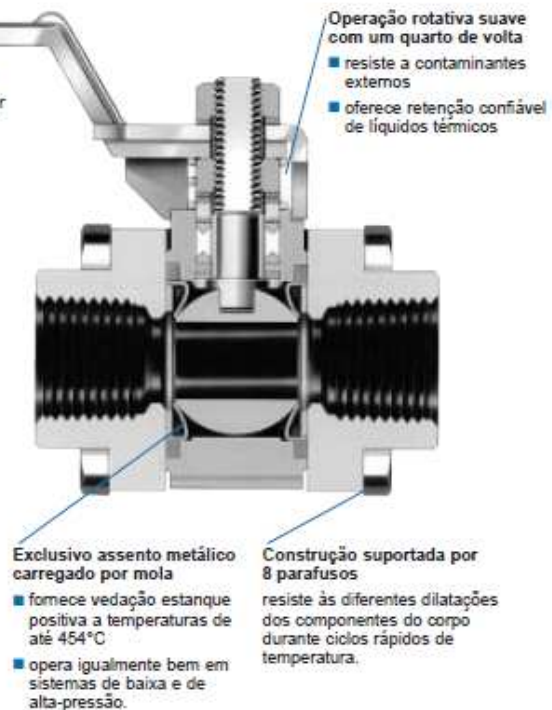
Válvulas em aço com conexões Swagelok (dupla anilha) para tubos: 190°C máx.

#### Testes

Todas as válvulas de esfera da Série Thermal da Swagelok são testadas na fábrica com nitrogênio a 50 psig (3,4 bar) quanto à integridade dos assentos conforme a Especificação FCI 70-2 Classe VI. As vedações da haste e do corpo são testadas com líquido detetor de vazamento e nenhum vazamento pode ser detectado.

Válvulas Séries	Vazamento Máx. Permitido no Assento std cm <sup>3</sup> /min
T63M, T65M	0,15
T67M	0,30
T68M	0,45

Swagelok



#### Informações para Pedido

As válvulas de esfera da Série Thermal estão disponíveis nos tamanhos das Séries 63, 65, 67 e 68. Para pedir, insira T antes do designador da série e substitua o segundo T por M.

Exemplo: SS-T63MS8

Para pedir aço como material do corpo da válvula, substitua SS por S.

Exemplo: S-T63MS8

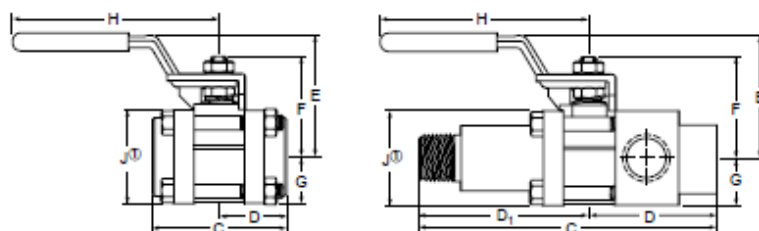
#### Kits de Vedação

Os kits de vedação contém esfera, assentos, vedações da haste, vedações dos flanges, mancais da haste, assentos traseiros, suportes da vedação, molas da haste, lubrificante, selante e instruções.

Os componentes dos kits usam os mesmos materiais e especificações listadas em **Materiais de Construção**.

Selecione o código para pedido do kit.

Válvulas Séries	Cód. de Pedido do Kit
T63M	SS-91K-T63M
<b>T65M</b>	SS-91K-T65M
T67M	SS-91K-T67M
T68M	SS-91K-T68M



Tamanho	Código para Pedido	Orifício pol. (mm)	C <sub>v</sub>	Dimensões, pol. (mm)							
				C	D	D <sub>1</sub>	E	F	G	H	J <sup>ⓐ</sup>
<b>Rosca NPT Fêmea</b>											
1/8"	SS-62TF2	0,281 (7,1)	3,8	2,16 (54,9)	1,08 (27,4)	-	1,66 (42,2)	1,26 (32,0)	0,88 (17,3)	2,37 (60,2)	1,35 (34,3)
1/4"	SS-62TF4	0,281 (7,1)	3,8	2,16 (54,9)	1,08 (27,4)	-	1,66 (42,2)	1,26 (32,0)	0,88 (17,3)	2,37 (60,2)	1,35 (34,3)
3/8"	SS-63TF6	0,516 (13,1)	12	2,70 (68,6)	1,35 (34,3)	-	2,35 (59,7)	1,79 (45,5)	0,89 (22,6)	4,50 (114)	1,78 (45,2)
1/2"	SS-63TF8	0,516 (13,1)	12	2,70 (68,6)	1,35 (34,3)	-	2,35 (59,7)	1,79 (45,5)	0,89 (22,6)	4,50 (114)	1,78 (45,2)
3/4"	SS-65TF12	0,875 (22,2)	31	3,59 (91,2)	1,80 (45,7)	-	2,94 (74,7)	2,52 (64,0)	1,25 (31,8)	6,00 (152)	2,50 (63,5)
1"	SS-65TF16	0,875 (22,2)	31	3,59 (91,2)	1,80 (45,7)	-	2,94 (74,7)	2,52 (64,0)	1,25 (31,8)	6,00 (152)	2,50 (63,5)
1 1/4"	SS-67TF20	1,250 (31,8)	90	4,39 (112)	2,19 (55,6)	-	4,03 (102)	3,14 (79,8)	1,53 (38,9)	9,14 (232)	3,06 (77,7)
1 1/2"	SS-67TF24	1,250 (31,8)	100	4,39 (112)	2,19 (55,6)	-	4,03 (102)	3,14 (79,8)	1,53 (38,9)	9,14 (232)	3,06 (77,7)
2"	SS-68TF32	1,500 (38,1)	130	4,94 (125)	2,47 (62,7)	-	4,16 (106)	3,36 (85,3)	1,74 (44,2)	9,14 (232)	3,47 (88,1)
<b>Rosca BSP Cônica Fêmea</b>											
1/4"	SS-62TF4RT	0,281 (7,1)	3,8	2,16 (54,9)	1,08 (27,4)	-	1,66 (42,2)	1,26 (32,0)	0,88 (17,3)	2,31 (58,7)	1,35 (34,3)
1/2"	SS-63TF8RT	0,516 (13,1)	12	2,70 (68,6)	1,35 (34,3)	-	2,35 (59,7)	1,79 (45,5)	0,89 (22,6)	4,50 (114)	1,78 (45,2)
3/4"	SS-65TF12RT	0,875 (22,2)	31	3,59 (91,2)	1,80 (45,7)	-	2,94 (74,7)	2,52 (64,0)	1,25 (31,8)	6,00 (152)	2,50 (63,5)
1"	SS-65TF16RT	0,875 (22,2)	38	4,45 (113)	2,23 (56,6)	-	2,94 (74,7)	2,52 (64,0)	1,25 (31,8)	6,00 (152)	2,50 (63,5)
1 1/2"	SS-67TF24RT	1,250 (31,8)	100	5,45 (138)	2,72 (69,1)	-	4,03 (102)	3,14 (79,8)	1,53 (38,9)	9,14 (232)	3,06 (77,7)
2"	SS-68TF32RT	1,500 (38,1)	130	7,00 (178)	3,50 (88,9)	-	4,29 (109)	3,36 (85,3)	1,74 (44,2)	9,14 (232)	3,47 (88,1)
<b>Flange Estendida com Rosca NPT Macho x Rosca NPT Fêmea com Saída para Manômetro</b>											
1/2" a 1/2"	SS-63TM8L-GF8	0,411 (10,4)	7,5	5,44 (138)	2,34 (59,4)	3,09 (78,5)	2,35 (59,7)	1,79 (45,5)	0,89 (22,6)	4,50 (114)	1,78 (45,2)
3/4" a 1/2"	SS-63TM12L-GF8	0,500 (12,7)	11,3	5,44 (138)	2,34 (59,4)	3,09 (78,5)	2,35 (59,7)	1,79 (45,5)	0,89 (22,6)	4,50 (114)	1,78 (45,2)

<sup>ⓐ</sup> Altura e largura dos flanges das Séries 63 a 68. A altura do flange da Série 62 é de 1,59" (40,4 mm); a largura é a dimensão J.



## D.12.2 Válvula para o circuito de água de resfriamento e água gelada.



Fig. 942

### Válvula de esfera

### Ball valves Válvulas de bola



**DN 6 → 80**

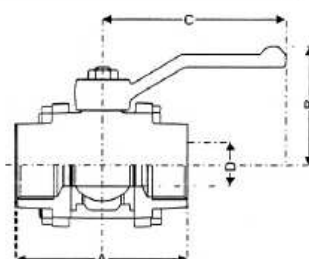
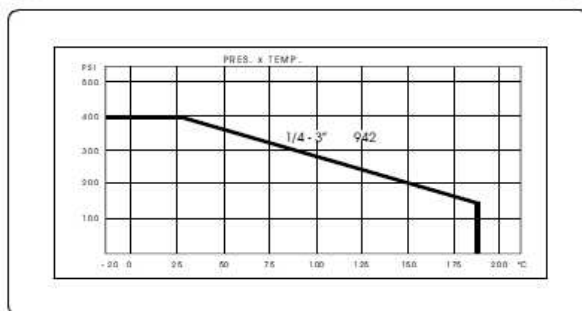
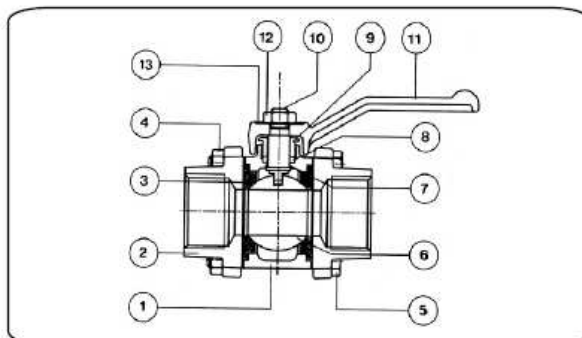
1/2" - 3"

Construção de acordo com a NBR 14788  
Construction in accordance with NBR 14788  
Construcción de acuerdo con NBR 14788

Válvula de esfera em 3 partes, com passagem reduzida, haste anti-expulsão, cabo de manobra de alumínio e extremidades com roscas BSP ou NPT

3 piece Ball valve with regular port, anti-expulsion stem, aluminum lever handle, and BSP or NPT thread ends.

Válvula de bola em 3 peças, com paso reducido, vástago anti-expulsión, mango de maniobra de aluminio y extremos con roscas BSP o NPT.



Construção de acordo com a NBR 14788  
Construction in accordance with NBR 14788  
Construcción de acuerdo con NBR 14788

Pos.	Descrição Description Descripción	Materiais Materials Materiales	NBR ASTM
1	Corpo Body Cuerpo	Bronze Bronze Bronce	6314 C83600 B-62 Alloy C836
2	Tomadas Body ends Tapas	Bronze Bronze Bronce	6314 C83600 B-62 Alloy C836
3	Sedes Ball seats Asientos	PTFE	—
4	Porca do corpo Body nuts Tuercas del cuerpo	Aço bicromatizado Dichromated steel Acero bicromatizado	—
5	Parafusos do corpo Body bolts Tornillos del cuerpo	Aço bicromatizado Dichromated steel Acero bicromatizado	—
6	Esfera Ball Bola	Aço inox Stainless steel Acero inox	5601 304 CF 8 A-743
7	Arnela de empuxo Thrust washer Roldana de empuxo	PTFE	—
8	Gaxeta Packing Empaque	PTFE	—
9	Preme gaxeta Packing gland Prensa empaque	Latão Brass Latón	5023 B-16 Alloy C360
10	Haste Stem Vástago	Aço inox Stainless steel Acero inox	5601 304 CF 8 A-743
11	Cabo Handle Mango	Alumínio Aluminum Aluminio	—
12	Porca do cabo Handle nut Tuercas del mango	Aço bicromatizado Dichromated steel Acero bicromatizado	—
13	Arnela de identificação Identification plate Roldana de identificación	Alumínio Aluminum Aluminio	—

Medidas Sizes Medidas	Peso Weight Peso	Dimensões Dimensions Dimensiones				
NPS*	DN**	Kg	A	B	C	D
1/2	15	0,44	59,5	49,5	85	11,0
3/4	20	0,60	69,0	54	105	14,0
1	25	1,01	83,5	58,5	105	20,5
1 1/4	32	1,48	95,5	74,5	159	25,0
1 1/2	40	2,08	105,0	78,5	159	32,0
2	50	3,21	119,0	84,0	159	38,5
2 1/2	65	6,62	149,5	107,0	200	50
3	80	8,32	180,5	127,5	250	64

\* NPS: Nominal Pipe Size  
\*\* DN: Diámetro Nominal

D.12.3 – Válvulas Globo – Tipo agulha.



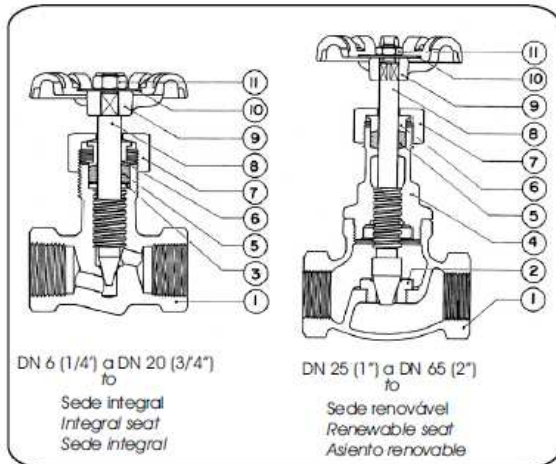
Fig. 003 Válvula de agulha

Needle Valve  
Válvula de Aguja

\*Tampa rosçada internamente - extremidades com roscas BSP ou NPT  
\*Screwed bonnet - threaded ends - BSP or NPT  
\*Bonete rosçado internamente - extremos rosçados BSP o NPT

Condições de trabalho Working conditions Condiciones de trabajo		Sem choque Non shock Sin choque
Vapor saturado Saturated steam Vapor saturado	150 PSI (10 BAR)	
Água, óleo Water, oil Agua, aceite	300 PSI (20 BAR)	

Construção de acordo com a NBR 15055  
Construction in accordance with NBR 15055  
Construcción de acuerdo con NBR 15055



Medidas Sizes Medidas	Peso Weight Peso		Dimensões Dimensions Dimensiones			
	NPS*	DN**	A	B (Ø1)	C	D (Ø2)
1/4	6	0,12	36	55	50	5
3/8	10	0,14	40	55	50	5
1/2	15	0,17	45	57	50	6
3/4	20	0,40	54	72	50	9,2
1	25	1,23	92	152	80	14
1 1/4	32	1,78	105	170	90	14
1 1/2	40	2,46	118	182	100	17
2	50	3,80	140	218	120	17

\* NPS: Nominal Pipe Size  
\*\* DN: Diámetro Nominal

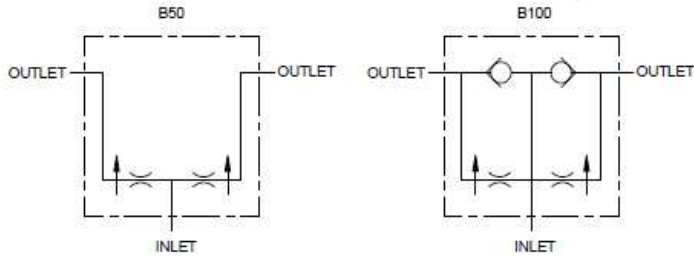
(1) Aberto - Open - Abierto  
(2) Ø Passagem - Ø Seat opening - Ø Passage

Pos.	Descrição Description Descripción	Materiais Materials Materiales	NBR ASTM
1	Corpo Body Cuerpo	Bronze Bronze Bronce	6314 C83600 B-62 Alloy C836
2	Sede pastilha Seat ring Asiento renovable	Latão Brass Latón	5023 B-16 Alloy C360
3	Arruela Washer Arandela	Latão Brass Latón	5023 B-16 Alloy C360
4	Tampa Bonnet Bonete	Bronze Bronze Bronce	6314 C83600 B-62 Alloy C836
5	Gaxeta Packing Empaque	PTFE	---
6	Preme gaxeta Packing gland Prensa empaque	Latão Brass Latón	6188 C37700 B124 Alloy C377
7	Porca gaxeta Packing nut Tuerca prensa empaque	Bronze Bronze Bronce	6314 C83600 B-62 Alloy C836
8	Haste Stem Vástago	Latão Brass Latón	6188 C37700 B-124 Alloy C377
9	Volante Handwheel Volante	Alumínio Aluminum Aluminio	B-85 S 12 A
10	Arruela de identificação Identification plate Roldana de identificación	Alumínio Aluminum Aluminio	---
11	Porca do volante Handwheel nut Tuerca del volante	Aço bicromatizado Dichromated steel Acero bicromatizado	---

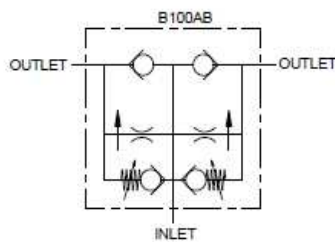
D.12.4 Válvulas Proporcionais (Divisoras de fluxo)

**NON-ADJUSTABLE PROPORTIONAL FLOW DIVIDERS**

**“B”**



B50 or B100



B100AB

**B – CREATING A COMMON MODEL CODE FOR B'S:**

B

FLOW OPTIONS:

- 50 – Flow from inlet to outlet
- 100 – Free reverse flow
- 100AB – Auto. adj. bypass and free rev. flow

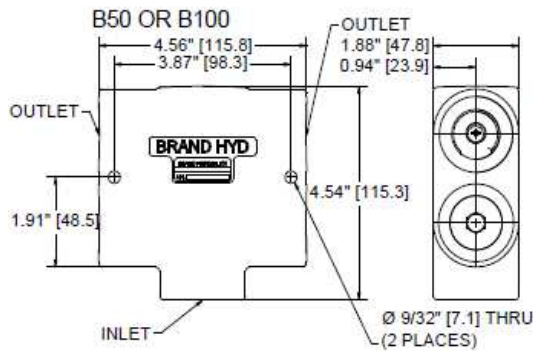
PORT SIZE & (INLET FLOW):

- 3/8 – 3/8” NPT (2-8 gpm (7.6 to 30.2 lpm))
- 1/2 – 1/2” NPT (8-16 gpm (30.2 to 60.5 lpm))
- 3/4 – 3/4” NPT (16-30 gpm (60.5 to 113.4 lpm))
- 10 – #10 SAE (8-16 gpm (30.2 to 60.5 lpm))
- 12 – #12 SAE (16-30 gpm (60.5 to 113.4 lpm))

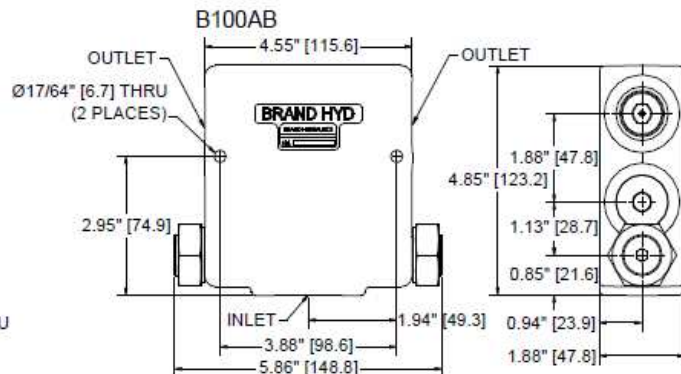
OUTLET FLOW RATIO:

- Omit – Standard 50:50 ratio
- (60:40) – 60:40 ratio
- (66:33) – 66:33 ratio
- (70:30) – 70:30 ratio
- (80:20) – 80:20 ratio
- \*\* - Consult factory for others

**DIMENSIONAL DATA: inches & [millimeters]**



Page C-8



## D.13 Medidores de Vazão e Temperatura.

### D.13.1 Medidor de Temperatura.

#### 63mm HVAC Bimetal Thermometer

63mm HVAC bimetal thermometer developed specially for the requirements of the heating & ventilation industry and features the traditional black steel case with chrome finish (or polished stainless steel) bezel.

This product is ideal for a variety of applications such as heating and chilled water systems, boilers, steam systems, pipe work, air conditioning units and general utilities. Each thermometer is supplied with a fabricated thermowell and retained with a stainless steel grub screw.

Please note this product is not recommended for use outside or in damp or wet environments, for such applications we suggest our Model TYPE12 Series.



<b>Model Numbers</b>	T63TYPE11 Series
<b>Nominal Size</b>	63mm
<b>Measuring Principal</b>	Bimetallic Strip
<b>Mounting</b>	Direct Mount Bottom or Centre Back Entry
<b>Ranges</b>	-30/+60C, 0-120C, 0-160C, 0-250C
<b>Scale</b>	Centigrade (Outer) / Fahrenheit (Inner)
<b>Accuracy</b>	Class 2 to DIN EN 13190
<b>Case Material</b>	Black Painted Steel
<b>Bezel</b>	Polished Stainless Steel, Bayonet Lock Design
<b>Window</b>	Plastic
<b>Stem</b>	6mm Diameter, Stainless Steel
<b>Fixing To Thermowell</b>	Stainless Steel Grub Screw & 'O' Ring Seal
<b>Thermowell</b>	9mm Diameter, Fabricated Brass
<b>Process Connection</b>	1/2" BSP Male
<b>Immersion Lengths</b>	50mm & 100mm Under Hex
<b>Option 1 - Certification</b>	Point to Point Calibration Certificate
<b>Option 2 - 3/8" BSP</b>	Brass Thermowell 3/8" BSP Male Connection
<b>Option 3 - Thermowell</b>	316 Stainless Steel
<b>Option 4 - Threads</b>	3/8" BSP, BSPT, NPT & 1/2" BSPT, NPT (Stainless Steel Only)
<b>Option 5 - Dials</b>	Customers Name or Logo On Dial (Quantity Dependent)

## D.13.2 Medidores de vazão.

CONTROLE DE VAZÃO E FLUXO

# MEDIDOR DE VAZÃO TIPO RODA D'ÁGUA

SÉRIE IP81



### Características

- Acoplados diretamente a tubulação do processo.
- Várias opções de conexão.
- Solução econômica para medição de vazão.
- Ótima relação custo / precisão.
- Opcional módulo eletrônico a bateria

### Aplicações

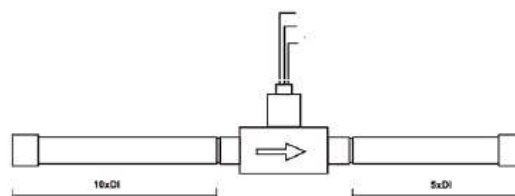
A Série IP81 de medidores de vazão é indicada para a medição da vazão de líquidos com poucos sólidos em suspensão e baixa viscosidade. Disponível em diversos tipos de materiais, para tubulações de 1/2" a 12", utiliza mancais especiais de alta tecnologia, permitindo ótimos resultados na medição de baixas vazões, sendo aplicável em produtos corrosivos, entre outros produtos industriais.

### Princípio de Funcionamento

Um rotor montado tangencialmente ao corpo do medidor gira com velocidade proporcional a do fluido no processo. Um sensor de efeito "HALL" detecta a passagem das aletas do rotor, gerando pulsos de onda quadrada e enviando-os ao módulo eletrônico fornecido pela CONTECH, que indica a vazão instantânea e a totalização.

### Instalação

A fim de eliminar os efeitos da turbulência na medição da vazão, deve haver um trecho reto anterior ao medidor (montante) e outro em sua saída (jusante). O valor típico de trechos retos recomendados é de dez vezes o diâmetro da tubulação à montante e de cinco vezes o diâmetro da tubulação à jusante:



### Especificações Técnicas

Precisão	± 1%
Alimentação	24Vcc/4 - 20mA/Div. Pulsos
Sinal de saída	Pulso ou 4-20mA
Pressão de Operação	Máx. 10Kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de operação	60°C a 100°C
Conexões ao processo	Rosca ou Flange

### Dados Construtivos

Corpo	Polipropileno, PVC, Teflon Aço Carbono ou Aço Inox
Rotor	Kynar
Eixo	Carbeto/Cerâmica

### Vazão Nominal

Diâmetro Nominal (in)	Faixa de Vazão (m <sup>3</sup> /h)
1/2	0,32 - 2,34
3/4	0,67 - 6,8
1	09 - 13,8
1,1/4	1,46 - 21,5
1,1/2	1,9 - 29,5
2	3,5 - 52
2.1/2	6,2 - 91,8
3	9 - 143,8
4	18,3 - 282,8
5	32,4 - 455,2
6	46,8 - 648,8
8	76,5 - 1082,6

## D.14 Isolamento em Tubulações.

### D.14.1 Isolante para uso nos dutos de ar.

# K-FLEX ST DUCT

PARA DUTOS DE AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO

### Características

<b>Descrição do Material</b>	Espuma em borracha elastómera extrusada expandida sem emprego de CFC e de estrutura celular fechada.		
<b>Aspecto</b>	Cor cinza ou negra e superfície lisa.		
<b>Apresentação</b>	Mantas nas espessuras 10 e 15mm em rolos com largura de 1,5m com ou sem metalização ou adesivação.		
	<b>Espessura</b>	<b>Largura</b>	<b>Comprimento</b>
	10mm	1000 / 1500mm	20m
	15mm	1000 / 1500mm	12m
<b>Aplicação</b>	Isolamento térmico de dutos de ar condicionado e ventilação.		

### DADOS TÉCNICOS

<b>Limite de emprego</b>	-40°C a +116°C
<b>Condutividade Térmica W/(m.K)</b> DIN 52612/13	<ul style="list-style-type: none"> <li>-20°C = 0,034</li> <li>0°C = 0,036*</li> <li>+20°C = 0,038</li> </ul>
<b>Condutividade Térmica W/(m.K)</b> L.10 DM 412	<ul style="list-style-type: none"> <li>+40°C = 0,040</li> </ul>
<b>Resistência à difusão de vapor de água</b> DIN 52615 ISO 9346	<ul style="list-style-type: none"> <li><math>\mu \geq 5000</math></li> </ul>
<b>Resistência a chamas classe 1</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>M1 (E)</li> <li>M1-NF, (F)</li> <li>B1 DIN 4102 , Z-PA III2.3372, (D)</li> <li>Csse 1, CSE RF 3/77 - CSE RF 2/75/A, (I)</li> <li>BS 476 Part 6 1989 Classe 0 (UK)</li> </ul>
NÃO GOTEJA, NÃO PROPAGA CHAMA	
<b>Resistência a fungos e parasitas</b>	Excelente
<b>Problemas relacionados à corrosão</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Norma DIN 1988/7</li> </ul>
<b>Odor</b>	Neutro
<b>Resistência ao ozônio</b>	Excelente
<b>Resistência aos agentes atmosféricos</b>	Excelente

\*L'isolante K-Flex se reserva à possibilidade de variar os dados e requisitos técnicos sem aviso prévio.

- Propriedade supervisionada por instituto externo para o controle da qualidade.

## D.14.2 Isolante para uso nas tubulações de água.

# ISOLINE

## CLIMATIZAÇÃO - REFRIGERAÇÃO - PROCESSOS INDUSTRIAIS

### Características

Descrição do Material	Elastômero extrusado expandido sem emprego de CFC e de estrutura celular fechada.		
Aspecto	Cor negra e superfície lisa.		
Apresentação	Tubos com 2m de comprimento nas espessuras F (9mm), H (13mm), M (19mm), R (25mm) e T (32mm) nos diâmetros de 6mm a 140mm - M, R e T espessuras técnicas progressivas.		
	Mantas nas espessuras 10, 13, 19, 25 e 32mm. em rolos com largura de 1m com ou sem adesivação.		
	Espessura	Largura	Comprimento
	6mm	1m	30m
	10mm	1m	20m
	13mm	1m	14m
	19mm	1m	10m
	25mm	1m	8m
	32mm	1m	6m
Aplicação	Isolamento térmico de implantações de refrigeração, climatização e processos industriais.		

### DADOS TÉCNICOS

Limite de emprego	-200°C máx + 105°C**	Resistência a fungos e parasitas	Excelente
Condutividade Térmica W/(m.K) EN 12667 (DIN 52612) EN ISO 8497 (DIN 52613)	-20°C = 0,034	Resistência aos agentes atmosféricos	Excelente
	0°C = 0,036*	Redução de ruídos	Max 35 dB (A)
Resistência à difusão de vapor de água DIN 52615 ISO 9346	$\mu \geq 10.000$	Odor	Neutro
		Fogo	B1 DIN 4102 (D)* (ABP-P3346-1021-MPA BS) CL.1 (I)* Brandkennziffer 5-2 (CH) DIN 4102 Teil 11 (WAND- und Dechendurchführung) M1-NF* PII NIT 036 (SK)* B1 ÖNORM B38000(A) BS 476 Part 6 1989 CL.0 (UK)
Problema de corrosão	DIN 1988/7*; pH neutro		
Dados ecológicos	Sem óxidodifenílico Sem HFCW - FCKW Sem formaldeído - Cd		
Células fechadas	> 95%		
Resistência ao ozônio	Excelente		
Resistência ao óleo	Excelente		
Densidade	55 a 70 kg/m <sup>3</sup>		

\* Supervisionado por Instituto externo.

\*\* Para aplicações inferiores a -150°C contactar nosso departamento técnico

L'isolante K-Flex se reserva à possibilidade de variar os dados e requisitos técnicos sem aviso prévio.

