

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise da Viabilidade para Aquecimento de Água
através de um Sistema de Refrigeração Alimentado
por Fonte Alternativa de Energia**

Jonas Sandonato de Oliveira
José Corbacho
Luiz Henrique Ferreira dos Santos Brandão da Silva

Prof.º Orientador: Alexandre Silva de Lima

**Rio de Janeiro
Dezembro de 2017**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise da Viabilidade para Aquecimento de Água
através de um Sistema de Refrigeração Alimentado
por Fonte Alternativa de Energia**

Jonas Sandonato de Oliveira
José Corbacho
Luiz Henrique Ferreira dos Santos Brandão da Silva

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior do
CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof.º Orientador: Alexandre Silva de Lima

**Rio de Janeiro
Dezembro de 2017**

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaríamos de agradecer a Deus, por tornar possível a concretização do sonho de nos tornarmos Engenheiros Mecânicos, pela instituição CEFET/RJ.

Aos nossos pais e familiares, que nos proporcionaram uma boa educação e qualidade de vida, apoiando-nos em todas as conquistas até o presente momento.

Às nossas namoradas e amigos, que estiveram sempre ao nosso lado, incentivando e compartilhando todos os momentos de alegria e dificuldades.

Aos Engenheiros Químicos, Felipe Gouvêa e Bernardo Malta, por terem nos auxiliado na obtenção dos dados para darmos início os cálculos do trocador de calor.

Por último e não menos importante, ao nosso orientador, Alexandre Silva de Lima, e aos professores do CEFET, em especial, Ronney A. Mancebo Boloy e Gisele Vieira, que nos auxiliaram no decorrer do projeto de conclusão de curso.

RESUMO

O trabalho de conclusão de curso tem como objetivo estudar e projetar um sistema de aquecimento de água, para utilização comercial, através do aproveitamento da alta temperatura de saída do gás refrigerante do compressor de um condicionador de ar tipo self contained de condensação remota com alimentação fotovoltaica, fornecida por 58 painéis. O estudo apresenta o tipo de trocador de calor e o fluido refrigerante adotado para atender ao sistema, devendo o mesmo aquecer 1000 litros de água que será armazenado em um reservatório adiabático. Um trocador de calor tubo duplo será instalado na linha de alta pressão de um sistema de refrigeração, ou seja, entre o compressor e o condensador, fazendo com que o fluido refrigerante a alta temperatura que sai do compressor aqueça a água no interior do permutador. O trocador embutido ao ar condicionado melhora ainda o Coeficiente de Performance (COP) do sistema em 38,25%. Ao término do projeto foram comparadas quatro temperaturas de saída da água (30, 35, 40 e 44 °C) para verificação da melhor opção em função da vazão volumétrica e tempo total de enchimento do reservatório.

Palavras-chaves: aquecimento de água, sistema de refrigeração, trocador de calor.

ABSTRACT

The Course Conclusion Paper studies and designs a water heating system for commercial use by reusing the high temperature output of the refrigerant gas from the compressor of a self-contained air conditioner of remote condensation with photovoltaic power, supplied by 58 panels. The study presents the type of heat exchanger and the refrigerant used to attend the system, which should heat 1000 liters of water to be stored in an adiabatic tank. A dual tube heat exchanger will be installed in the high pressure line of a refrigeration system, in example between the compressor and the condenser, then the high temperature refrigerant fluid exiting the compressor will heat the water inside the exchanger. The air-conditioning with the heat exchanger improves the system's performance coefficient (COP) by 38.25%. At the end of the project, four water output temperatures (30, 35, 40 and 44 ° C) were compared to verify the best option as a function of the volumetric flow rate and the total filling time of the tank.

Keywords: water heating, refrigeration system, heat exchanger.

SUMÁRIO

Capítulo 1	1
Introdução.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Justificativa	2
1.3 Objetivos.....	2
1.4 Metodologia e Trabalho Realizado.....	2
1.5 Organização do Trabalho.....	3
Capítulo 2	5
Revisão Bibliográfica	5
Capítulo 3	7
Estudo Teórico.....	7
3.1 Sistema de ar condicionado	7
3.1.1 Sistema de Expansão Direta.....	12
3.1.2 Sistema de Expansão Indireta	13
3.2 Fluido refrigerante	15
3.3 Transferência de Calor.....	18
3.3.1 Trocadores de Calor	22
3.3.2 Tipos de Trocadores de Calor	22
3.4 Energia alternativa	26
3.4.1 Energia Solar	29
3.4.2 Energia Fotovoltaica	30
Capítulo 4	33
Desenvolvimento	33
4.1 Trocador de Calor	33
4.1.1 Variáveis e definições	33
4.1.2 Ciclo de refrigeração	34
4.1.3 Tubulação interna.....	36
4.1.4 Tubulação do casco	36
4.1.5 Média aritmética das temperaturas.....	37
4.1.6 Calor específico do R407C	37
4.1.7 Balanço de energia	38
4.1.8 Coeficiente de convecção da água	38

4.1.9	Coeficiente de convecção do R407C	41
4.1.10	Coeficiente Global de Troca Térmica	43
4.1.11	Diferença de temperatura média logarítmica	44
4.1.12	Área de troca térmica	44
4.1.13	Número de Tubos	44
4.2	Painel Fotovoltaico	45
Capítulo 5	49
Resultados e Discussões	49
Capítulo 6	53
Conclusão	53
Bibliografia	54
ANEXO A: Faixas de pressão disponíveis para trabalho	57
ANEXO B: Tabela de saturação do R407C	58
ANEXO C: Tabela de superaquecimento do R407C	59
ANEXO D: Potência nominal do compressor	60
ANEXO E: Dimensões dos módulos de instalação	61
ANEXO F: Pressão máxima do ar condicionado	62
ANEXO G: Fórmula para calculo do c_p	63
ANEXO H: Tabela Çengel propriedades da água saturada	64
ANEXO I: Densidade da água saturada	65
ANEXO J: Dados técnicos do painel solar	66
ANEXO K: Dados técnicos do Inversor	67
ANEXO L: Dimensionamento para água saindo a 30°C	69
ANEXO M: Dimensionamento para água saindo a 35°C	71
ANEXO N: Dimensionamento para água saindo a 44°C	73

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo de refrigeração de Carnot.....	7
Figura 2: Ciclo de Carnot em coordenadas Temperatura-Entropia.....	8
Figura 3: Ciclo de Carnot - representação do trabalho realizado.....	9
Figura 4: Diagrama Pressão x Entalpia do Ciclo de Carnot.....	10
Figura 5: Diagrama comparativo entre o Ciclo Ideal e o Ciclo Ideal de Refrigeração.....	10
Figura 6: Circuito de refrigeração real.....	11
Figura 7: Desenho esquemático de um equipamento de ar condicionado de janela.....	12
Figura 8: Planta baixa esquemática de uma casa de máquinas com equipamento Self Contained de condensação integrada.....	13
Figura 9: Vista Lateral esquemática de um Self Contained de condensação remota.....	13
Figura 10: Cooler evaporador.....	14
Figura 11: Vista lateral esquemática de um Chiller Condensador a ar.....	15
Figura 12: Esquema de um Chiller Condensador a água.....	15
Figura 13: Ilustração das metas e conquistas do Protocolo de Montreal.....	17
Figura 14: Tipos de Transferência de Calor.....	19
Figura 15: Trocador de Calor com Escoamento Paralelo.....	22
Figura 16: Trocador de Calor com Escoamento Cruzado.....	23
Figura 17: Gráficos para análises de Diferenças de Temperaturas nos Trocadores de Calor Paralelo e Contracorrente respectivamente.....	24
Figura 18: Trocador do Tipo Casco e Tubo.....	24
Figura 19: Trocador de Calor a Placas.....	25
Figura 20: Taxa média de crescimento anual da capacidade de energia renovável.....	27
Figura 21: Sistema Fotovoltaico Autônomo (Off Grid).....	30
Figura 22: Sistema Fotovoltaico Ligado à Rede (On Grid).....	31
Figura 23: Impacto ambiental R22 e R407C.....	34
Figura 24: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (T – s).....	35
Figura 25: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (P – h).....	35
Figura 26: Modelo proposto de trocador de calor bitubular.....	45
Figura 27: Incidência da radiação solar no Rio de Janeiro.....	47
Figura 28: Resultados do sistema proposto.....	50
Figura 29: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (P – h) com a inserção do trocador de calor.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Emissividades em diferentes corpos.....	21
Tabela 2: Produção de energia no mundo em 2006.	28
Tabela 3: Empreendimentos em Operação.....	28
Tabela 4: Resultados obtidos.....	49

LISTA DE SÍMBOLOS

β	Ângulo de inclinação dos painéis
a_{iH_2O}	Área de escoamento da água (m ²)
a_{iR407C}	Área de escoamento do R407C (m ²)
A	Área de troca térmica (m ²)
A_R	Área de troca térmica em região circular (m ²)
A_C	Área de troca térmica corrigida (m ²)
A_q	Área de troca térmica quente (m ²)
A_f	Área de troca térmica fria (m ²)
S	Área ocupada pelo painel (m ²)
Q_a	Calor absorvido (cal)
C_{pH_2O}	Calor específico da água (J/kg °C)
$C_p^o(mistura)$	Calor específico da mistura (J/kg °C)
C_{pi}^o	Calor específico de cada composto do R407C (J/kg °C)
C_{pR407C}^o	Calor específico do R407C (J/kg °C)
Q_r	Calor rejeitado (cal)
I_{inv}	Capacidade de corrente do inversor (A)
h	Coefficiente de convecção (kJ/KgK)
h_{H_2O}	Coefficiente de convecção da água (kJ/KgK)
h_{R407C}	Coefficiente de convecção do R407C (kJ/KgK)
h_{R407C_C}	Coefficiente de convecção do R407C corrigido (kJ/KgK)
COP_{Stroc}	Coefficiente de desempenho sem o trocador de calor
COP_{Ctroc}	Coefficiente de desempenho com o trocador de calor
U	Coefficiente global de troca de calor (W/m ² K)
U_f	Coefficiente global de troca de calor do fluido frio (W/m ² K)
U_q	Coefficiente global de troca de calor do fluido quente (W/m ² K)
L	Comprimento de cada sessão do trocador de calor (m)
l	Comprimento de troca térmica (m)
K	Condutividade térmica (W/mK)
k_{H_2O}	Condutividade térmica da água (kJ/Kg)
k_{R407C}	Condutividade térmica do R407C (kJ/Kg)
σ	Constante de Boltzmann
E_a	Consumo mensal (kWh/mês)

$I_{sc_paineis}$	Corrente de curto-circuito (A)
ρ_{H2O}	Densidade específica da água (kg/m ³)
ρ_{R407C}	Densidade específica do R407C (kg/m ³)
D_{ec}	Diâmetro externo do casco (m)
D_{et}	Diâmetro externo do tubo (m)
D_H	Diâmetro hidráulico (m)
D_{ic}	Diâmetro interno do casco (m)
D_{it}	Diâmetro interno do tubo (m)
ΔT_{LM}	Diferença da temperatura média logarítmica (°C)
$\Delta T_{\acute{a}gua}$	Diferença de temperatura da água (°C)
ΔT_{R407C}	Diferença de temperatura do R407C (°C)
ΔT_a	Diferença de temperatura no lado A (°C)
ΔT_b	Diferença de temperatura no lado B (°C)
η_0	Efetividade da temperatura de uma superfície aletada
η_a	Eficiência térmica de uma aleta
E	Emissividade
E_P	Energia a ser produzida (W)
$E_{Pm\acute{e}s}$	Energia a ser produzida por mês (W)
Q	Energia térmica (J/kgK)
Q_{fe}	Energia térmica fornecida pela evaporadora (kW)
Q_{ft}	Energia térmica fornecida pelo permutador (kW)
$h_{2'}$	Entalpia do refrigerante na saída do trocador de calor (J/K)
h_2	Entalpia do refrigerante na saída do compressor (J/K)
h_1	Entalpia do refrigerante no final do processo de evaporação (J/K)
h_4	Entalpia do refrigerante no início do processo de evaporação (J/K)
S_2	Entropia do refrigerante na saída do compressor (J/K)
S_3	Entropia do refrigerante no final do processo de condensação (J/K)
S_1	Entropia do refrigerante no final do processo de evaporação (J/K)
S_4	Entropia do refrigerante no início do processo de evaporação (J/K)
f	Fator de atrito
FDI	Fator de Dimensionamento do Inversor
FDI_R	Fator de Dimensionamento do Inversor recalculado
q''	Fluxo de calor transportado (W/m ²)

x_i	Fração molar
h_d	Horas de uso diário (h)
Lat	Latitude
N_{dias}	Número de dias de uso
Nu_{H2O}	Número de Nusselts da água
Nu_{R407C}	Número de Nusselts do R407C
Nu_{R407CC}	Número de Nusselts do R407C corrigido
NP	Número de painéis necessários
$N_{série}$	Número de painéis em série
$N_{paralelo}$	Número de painéis em paralelo
Pr_{R407C}	Número de Prandtl do R407C
Pr_{H2O}	Número de Prandtl para a água
Pr_{R407C}	Número de Prandtl para o gás
Re	Número de Reynolds
Re_{R407C}	Número de Reynolds R407C
N_T	Número de tubos
P_n	Potência nominal (W)
W_c	Potência nominal do compressor
$\dot{W}_{compressor}$	Potência nominal do compressor em função do tempo (W/s)
P_{Nca}	Potência nominal do inversor (W)
P_{FV}	Potência pico do gerador (W)
Q_a	Quantidade de calor absorvida (J/kgK)
Q_r	Quantidade de calor rejeitada (J/kgK)
$E_{pmês}$	Quantidade de energia produzida por mês (kW/Mês)
E_s	Radiação solar (kWh/m ² .dia)
r_2	Raio externo do trocador tubo duplo (m)
r_1	Raio interno do trocador tubo duplo (m)
r_m	Raio médio (m)
N_i	Rendimento do inversor (%)
N_p	Rendimento do painel (%)
$R_{t,cond}$	Resistência térmica de condução (m ² k/W)
R_{dq}	Resistência térmica de condução do fluido quente (m ² k/W)
R_{df}	Resistência térmica de condução do fluido frio (m ² k/W)

$R_{t,conv}$	Resistência térmica de convecção (m^2k/W)
\dot{q}_{R407C}	Taxa de calor trocado do R407C (W)
$\dot{q}_{\acute{a}gua}$	Taxa de calor trocado da água (W)
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor ($J/kgmK$)
T_b	Temperatura da base ($^{\circ}C$)
T_{Parede}	Temperatura da parede ($^{\circ}C$)
$T_{Paredec}$	Temperatura da parede corrigida ($^{\circ}C$)
$T_{1, ent}$	Temperatura de entrada do fluido 1 ($^{\circ}C$)
$T_{2, ent}$	Temperatura de entrada do fluido 2 ($^{\circ}C$)
$T_{f,ent}$	Temperatura de entrada do fluido frio ($^{\circ}C$)
$T_{q,ent}$	Temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$)
$T_{1, saída}$	Temperatura de saída do fluido 1 ($^{\circ}C$)
$T_{2, saída}$	Temperatura de saída do fluido 2 ($^{\circ}C$)
T_{fluido}	Temperatura do fluido ($^{\circ}C$)
T_{∞}	Temperatura do fluido ($^{\circ}C$)
T_1	Temperatura final do processo de evaporação ($^{\circ}C$)
$T_{\acute{m}agua}$	Temperatura média da água ($^{\circ}C$)
T_{mR407C}	Temperatura média do R407C ($^{\circ}C$)
T_2	Temperatura no início do processo de condensação ($^{\circ}C$)
t	Tempo de enchimento (horas)
V_{oc_painel}	Tensão total de circuito aberto (V)
V_{inv}	Tensão máxima do inversor (V)
W	Trabalho (J)
q	Transferência de calor (W)
\dot{m}_{H_2O}	Vazão mássica da água (kg/s)
\dot{m}_f	Vazão mássica do fluido (kg/s)
\dot{m}_{R407C}	Vazão mássica gás R407C (kg/s)
V_{tH_2O}	Vazão volumétrica da água (m^3/s)
V_{tR407C}	Vazão volumétrica do R407C (m^3/s)
μ_{H_2O}	Viscosidade dinâmica da água (Pas)
μ_{R407C}	Viscosidade dinâmica do R407C (Pas)
μ_{tm}	Viscosidade dinâmica da média aritmética das médias das temperaturas (Pas)

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAG	Central de Água Gelada
CRESESB	Centro de Referência para Energia Solar e Eólica
CFC	CloroFluorCarbono
COP	Coefficiente de Performance
CA	Corrente Alternada
CO ₂	Dióxido de Carbono
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
FDI	Fator de Dimensionamento do Inversor
HCFC	HidroCloroFluorCarbono
HFC	HidroFluorCarbono
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
IEA	International Energy Agency
MG	Minas Gerais
NBR	Norma Brasileira
NP	Número de Painéis
GWP	Potencial de Aquecimento Global
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio
PBH	Programa Brasileiro para eliminação de HidroCloroFluorCarbonos
QAI	Qualidade de Ar Interior
kW	Quilo Watts
SEBRAE	Serviço Brasileiro de Apoio às Micro e Pequenas Empresas
USP	Universidade de São Paulo
UFJF	Universidade Federal de Juiz de Fora

Capítulo 1

Introdução

Os sistemas de refrigeração sofreram ampliação e aumentos significativos da sua utilização devido a diversos fatores, como por exemplo, o aquecimento global, que vem elevando cada vez mais as temperaturas ao redor do globo terrestre, provocando o aumento na demanda por condicionadores de ar. Com isso, a necessidade de inovações relacionadas a esse sistema ocasiona um maior investimento e afincamento no estudo de novas tecnologias, com o objetivo de baratear o custo dos equipamentos presentes, criar novos sistemas e reduzir o consumo energético, proporcionando além de uma economia financeira, um auxílio no combate ao efeito estufa.

A América apresenta a maior tendência na aquisição de ares condicionados residenciais de janela do que a dos splits, aproximadamente 65% e 35% respectivamente. Porém o Brasil vem contra essa tendência, onde 63% do mercado é representado pelos splits, seguindo o rumo do Japão, que já apresenta a predominância em 100%. Vale ressaltar que entre 2000 e 2010, os aparelhos de janela cresceram 40% enquanto que os splits 1.621%, ambos considerando as toneladas de refrigeração no país (SEBRAE, 2010).

Dessa maneira, os sistemas de refrigeração tornaram-se um tema bastante recorrente, já que é uma área com potencial de aprofundamento, apesar de existir uma carência de artigos identificando e discutindo essas práticas relacionadas à sustentabilidade.

Alinhando o desenvolvimento de tecnologias sustentáveis, não se pode deixar de citar o constante avanço no emprego de painéis fotovoltaicos em estabelecimentos residenciais e comerciais, com o intuito de auxiliar e/ou suprir o fornecimento de energia elétrica. Inicialmente utilizados em locais remotos, onde não havia a distribuição de energia por parte das concessionárias e posteriormente, com a redução no custo da implantação do sistema, ocorreu à difusão do mesmo.

1.1 Motivação

O desenvolvimento deste projeto foi motivado devido ao interesse em proporcionar um sistema sustentável, de modo que grande parte do calor que seria rejeitado pela

condensadora do equipamento de ar condicionado fosse recuperado em forma de energia térmica, através da instalação de um trocador de calor para realização do aquecimento de água.

Os graduandos visam abordar os temas de trocadores de calor, fluidos refrigerantes e sistemas de refrigeração, vistos ao longo do curso de Engenharia Mecânica, que em conjunto, são pouco abordados na literatura brasileira.

1.2 Justificativa

Considerando que os equipamentos de ar condicionado são largamente utilizados no Brasil, devido às suas condições climáticas, acredita-se que com a implementação de um trocador de calor ao longo da linha de alta pressão entre o compressor e o condensador obter-se-á uma redução no consumo energético, além do aquecimento de água. Esta será armazenada em um reservatório adiabático, para posterior utilização em diversos fins, gerando assim um sistema sustentável que poderá ser facilmente aplicado.

1.3 Objetivos

O trabalho de conclusão de curso tem como objetivo estudar e projetar um sistema de aquecimento de água, para utilização comercial, através do aproveitamento da alta temperatura de saída do gás refrigerante do compressor de um condicionador de ar, disponibilizando energia térmica ao usuário, sem que haja a necessidade de grandes alterações tanto no equipamento, como no local de instalação. Além disso, o trabalho visa realizar o estudo de viabilidade da implementação de painéis solares para auxílio na alimentação energética do sistema.

1.4 Metodologia e Trabalho Realizado

Para o dimensionamento dos sistemas propostos, foi necessário pesquisar bibliografias e trabalhos científicos semelhantes ao exposto, visando obter um melhor conhecimento do assunto e identificar as variáveis necessárias para o desenvolvimento dos cálculos.

Em relação ao projeto do trocador de calor, foi constatada a necessidade de se conhecer o ciclo de refrigeração, conceitos termodinâmicos, o funcionamento de um

permutador bitubular e dados de entrada, que foram coletados no manual do ar condicionado, especificação técnica do fluido refrigerante, software de trocadores de calor ou assumidos pelos autores deste presente trabalho.

Visando efetuar um modelo matemático, serão adotadas as seguintes simplificações:

- O compressor do ar condicionado ficará em funcionamento contínuo;
- Será considerado o ciclo de refrigeração ideal em regime permanente;
- Não haverá mudanças de fase dos fluidos empregados;
- As transferências de calor no compressor, as variações de energia cinética e potencial, as perdas de pressão e de carga e as resistências térmicas de condução e convecção serão desprezíveis;
- As propriedades físico-químicas dos fluidos quente e frio serão selecionadas através da média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída de cada fluido;

Quanto ao dimensionamento dos painéis fotovoltaicos, foi necessário coletar dados através dos manuais técnicos dos equipamentos a serem utilizados e sites que apresentassem informações climáticas sobre a região onde o estudo propõe a instalação do sistema. Para que fosse possível o cálculo do número de painéis necessários na alimentação energética do condicionador de ar, serão consideradas as seguintes premissas:

- Foi estipulado o tempo de funcionamento do ar condicionado;
- Não há perdas devido às grandes variações de temperatura atingidas pelos painéis;

A partir das considerações anteriores, realizaram-se os cálculos para dimensionamento dos projetos utilizando os métodos propostos nas bibliografias. Com os resultados teóricos obtidos, foi analisada a aplicabilidade em um sistema real.

1.5 Organização do Trabalho

Este TCC será dividido em seis capítulos, incluindo este capítulo de introdução no qual foi exposto o contexto que inspirou o desenvolvimento do estudo, assim como seus objetivos e relevâncias.

No segundo capítulo é feita uma revisão da literatura que apresenta projetos semelhantes ao proposto neste trabalho e seus respectivos resultados obtidos.

Os métodos e abordagens utilizados foram apresentados no capítulo 3. A primeira parte deste capítulo é direcionada ao sistema condicionador de ar, onde é apresentado o ciclo básico de refrigeração, seus componentes e os tipos de expansão do sistema. A segunda parte

apresenta os fluidos refrigerantes e sua história, expondo os compostos mais empregados no mercado brasileiro nos dias atuais. A terceira parte é composta pelos modos de transferência de calor, tipos de trocadores de calor e suas respectivas equações. Já a quarta e última parte, é mostrado os tipos de sistema captadores de energia solar fotovoltaica para geração de energia elétrica.

O quarto capítulo aborda um sistema de aquecimento de água por meio da inserção de um trocador de calor bitubular na linha de alta pressão de um aparelho de ar condicionado. Assim, como um breve dimensionamento para a aplicação de placas fotovoltaicas, com o objetivo de auxiliar na alimentação energética do condicionador de ar.

Após o dimensionamento, o quinto capítulo expõe os resultados e discussões, apresentando as vantagens e aplicabilidades do conjunto em geral.

Por fim, o sexto capítulo contém as conclusões e definições quanto às aplicabilidades e a viabilidade do projeto.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

O principal objetivo das grandes indústrias e até mesmo da população em geral, é focado em buscar tecnologias eficientes e sustentáveis que se encaixem nas necessidades do consumidor final, priorizando sempre a economia.

Assim, é pensado no custo da energia consumida por diversos aparelhos eletroeletrônicos presentes em locais comerciais e residenciais. De acordo com o dimensionamento feito por Matias (2015), a fim de alimentar um Templo Religioso em Juiz de Fora (MG), foi recomendada a instalação de 56 painéis fotovoltaicos com potência de 250Wp e área de 1,64m² cada, necessitando também de um inversor de corrente com potência superior a 13,83 kW. Ao utilizar os equipamentos citados, na área disponível de 120m², será gerado o equivalente ao consumo energético mensal de 1527 kWh (MATIAS, 2015).

Atualmente, os equipamentos de ar condicionado são amplamente utilizados no país, devido às elevadas médias de temperatura no planeta, bem como os aquecedores de água, utilizados em piscinas, chuveiros, cozinhas, processos industriais, entre outros, provocando assim elevados gastos energéticos.

Para minimizar estes custos e promover o aquecimento da água, o projeto em questão visa à implantação de um trocador de calor no sistema de ar condicionado. Na literatura é possível encontrar projetos com objetivos similares, onde foi possível obter resultados positivos.

De acordo com Reindl *et al.* (2007) o aquecimento da água através do calor gerado pelos compressores, gera resultados significativos na redução de energia consumida, tanto no sistema de refrigeração como no sistema aquecedor. Para obter tais resultados, Abu-Malaweh (2005) realizou a instalação de um trocador de calor paralelo à condensadora do sistema de refrigeração, alcançando após 4 horas, temperatura de saída da água em torno de 40°C.

Outra forma de obter o objetivo desejado é através da substituição do condensador de um freezer por um trocador de calor de serpentina imerso em um tanque com água. Através dessa alteração, foi possível aquecer a água em 35°C, obtendo a temperatura final de 60°C, em 5 horas de funcionamento. Mesmo com a operação descontinuada do compressor, devido a atuação do termostato, foi possível utilizar os dois permutadores, evaporadora e trocador, eficientemente, provocando um aumento do COP do equipamento (SLAMA, 2009).

Um modelo semelhante aos anteriores foi proposto por Brofman (2011) e tinha o objetivo de aquecer a água de uma piscina com volume de 44,8 m³, através da inserção de um trocador de calor em cada ciclo de refrigeração de cinco condicionadores de ar, com carga térmica total de 55.000 BTU/h. Após todos os cálculos e incluindo as perdas térmicas da piscina para o ambiente, foi obtido um acréscimo na temperatura de 3,3°C.

Capítulo 3

Estudo Teórico

3.1 Sistema de ar condicionado

Devido às mudanças climáticas que vem ocorrendo pelo mundo, em consequência do aquecimento global e do efeito estufa, os condicionadores de ar estão sendo largamente empregados, através de sistemas de expansão direta e indireta.

Esses sistemas de climatização têm como objetivo combater a carga térmica, promover a renovação do ar e a filtragem do mesmo, atendendo ao conforto térmico, seja através da refrigeração ou do aquecimento de ambientes, e proporcionando qualidade de ar interior (QAI), seguindo todos os parâmetros estabelecidos pelas legislações e normas técnicas vigentes.

Para melhor entendimento do funcionamento do sistema de refrigeração, é necessário compreender o ciclo de Carnot, esquematizado na Figura 1.

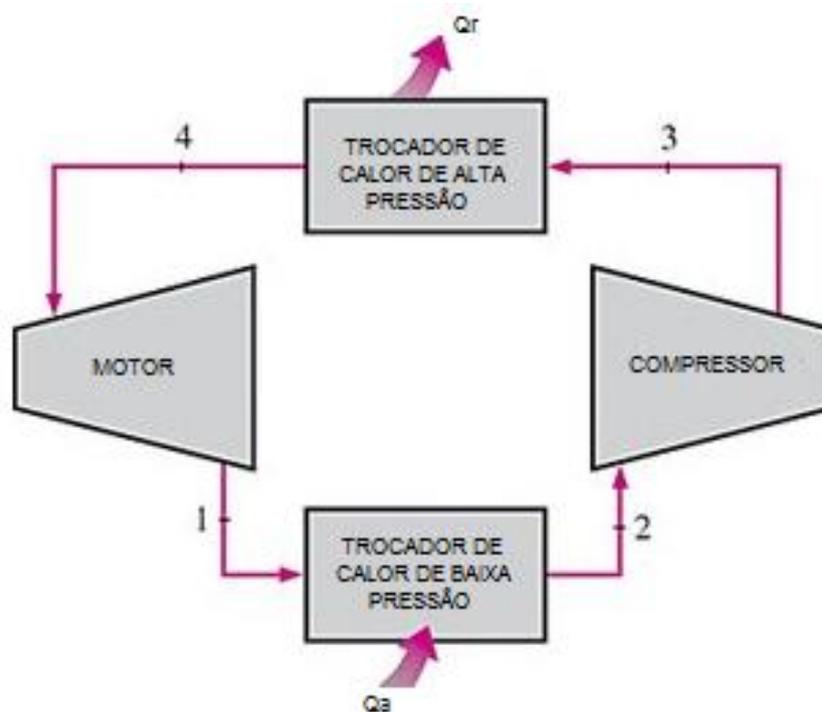


Figura 1: Ciclo de refrigeração de Carnot.

FONTE: (ÇENGEL e GHAJAR, 2012)

O ciclo de Carnot ou ciclo ideal é conhecido por ser o mais eficiente possível, composto por um motor, um compressor e dois trocadores de calor, um de baixa e outro de alta pressão. Ele pode ser dividido em quatro processos:

- 1-2: Compressão adiabática;
- 2-3: Liberação isotérmica de calor;
- 3-4: Expansão adiabática;
- 4-1: Admissão isotérmica de calor;

Como o ciclo de Carnot trabalha com processos reversíveis, pode-se dizer que os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos, ou seja, tem entropia constante, gerando assim os gráficos da Figura 2:

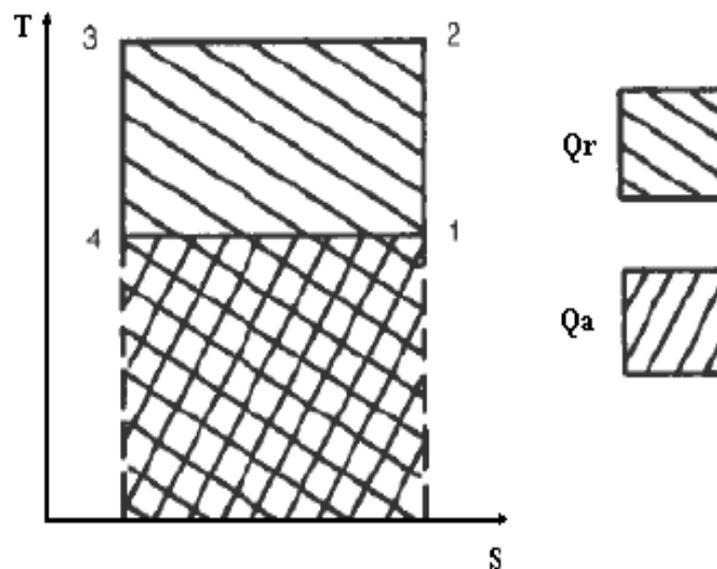


Figura 2: Ciclo de Carnot em coordenadas Temperatura-Entropia.

FONTE: (MESQUITA, 2009)

As máquinas térmicas funcionam retirando uma certa quantidade de calor de uma fonte quente, convertendo parte desse calor em trabalho mecânico, e rejeitando outra quantidade de calor para uma fonte fria.

De acordo com Mesquita (2009), a quantidade de calor rejeitado, Q_r , é determinado pela Equação 3.1.

$$Q_r = T_1(S_2 - S_3) \quad (3.1)$$

Em que T_1 é a temperatura no final do processo de evaporação, S_2 é a entropia do refrigerante na saída do compressor e S_3 a entropia do refrigerante no final do processo de condensação.

A quantidade de calor absorvido, Q_a , durante o processo de refrigeração é calculada pela Equação 3.2.

$$Q_a = T_2(S_4 - S_1) \quad (3.2)$$

Em que T_2 é a temperatura no início do processo de condensação e S_4 e S_1 são os valores de entropia do refrigerante no início e no fim do processo de evaporação. Pode-se calcular também o trabalho realizado no sistema, através da Equação 3.3.

$$W = Q_r - Q_a \quad (3.3)$$

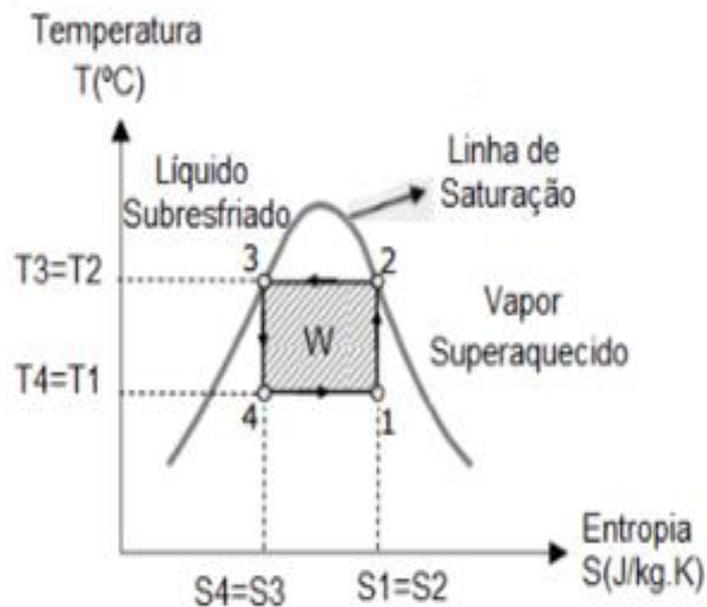


Figura 3: Ciclo de Carnot - representação do trabalho realizado.

FONTE: Modificado de (MESQUITA, 2009)

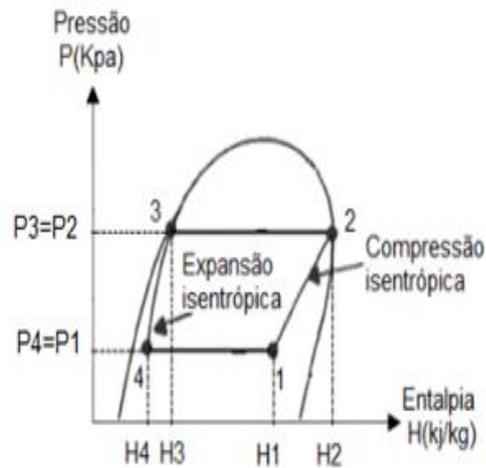


Figura 4: Diagrama Pressão x Entalpia do Ciclo de Carnot.

FONTE: Modificado de (MESQUITA, 2009)

O processo de compressão analisado nas Figuras 3 e 4 é chamado de compressão líquida, o que gera problemas ao compressor, pois o líquido em seu interior acaba comprometendo a lubrificação, danificando o mesmo. Por estas razões, o ciclo de refrigeração é modificado de forma que o compressor trabalhe na região de vapor superaquecido, fazendo com que o processo de compressão seja alterado para o de compressão seca.

Outra mudança que se encontra entre o ciclo ideal e o ciclo de refrigeração real, é a utilização da válvula de expansão no lugar do motor, fazendo com que a diferença de entalpia entre os pontos 4-1 seja menor, causando uma perda da capacidade de transferência de calor. Essas modificações são mostradas na Figura 5.

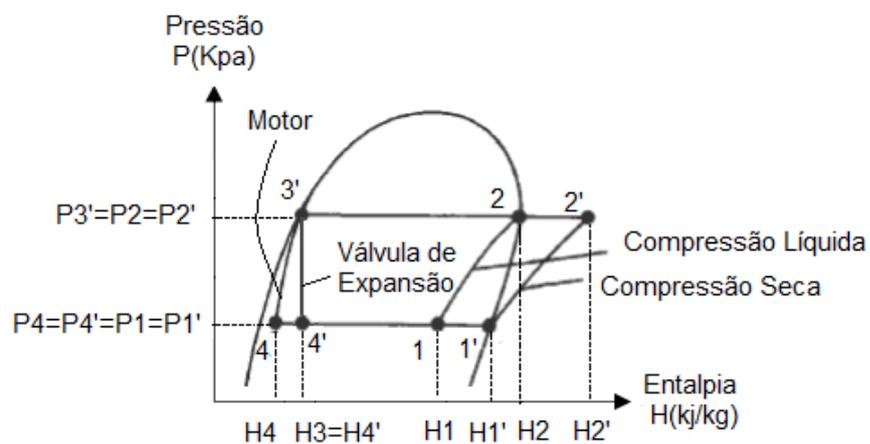


Figura 5: Diagrama comparativo entre o Ciclo Ideal e o Ciclo Ideal de Refrigeração.

FONTE: Modificado de (MESQUITA, 2009)

Com essas alterações no ciclo de Carnot, mencionadas na Figura 5, e segundo Kelvin-Planck que diz: “*É impossível que uma máquina térmica, operando em ciclo, tenha como único efeito a extração de calor de um reservatório e a execução de quantidade equivalente de trabalho*”, pode-se obter o circuito de refrigeração real, conforme Figura 6.

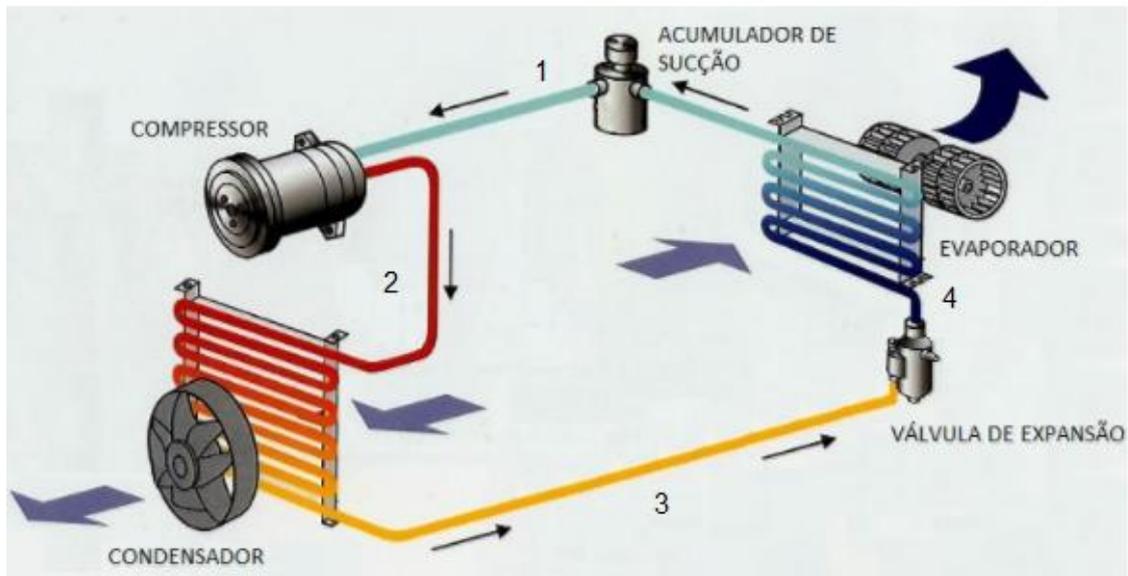


Figura 6: Circuito de refrigeração real

FONTE: (BARNETT SERVICE CENTER, 2009)

Neste circuito o compressor realizará a compressão do fluido refrigerante vindo do evaporador na fase gasosa, isto é, o fluido tem sua pressão e temperatura elevadas, gerando uma diferença de pressão entre o evaporador a baixa pressão e o condensador a alta pressão.

Após a compressão, o fluido refrigerante entra na condensadora a uma alta temperatura, onde ocorrerá a troca de calor com o ambiente externo, fazendo com que sua temperatura diminua, condensando o fluido, ou seja, o fluido que antes estava em estado gasoso, passará para o estado líquido.

Na sequência, o fluido refrigerante passa pela válvula de expansão, que tem a função de restringir sua passagem para a evaporadora, diminuindo sua pressão.

Ventiladores localizados na evaporadora puxam o ar do ambiente interno, que ao entrar em contato com a serpentina da evaporadora, perde calor para o fluido refrigerante, que passa por ela a uma temperatura baixa. Esse ar resfriado volta ao ambiente interno, dando o conforto térmico, enquanto o fluido refrigerante aquecido volta ao compressor, reiniciando o ciclo de refrigeração.

3.1.1 Sistema de Expansão Direta

No sistema de expansão direta, o fluido refrigerante está diretamente em contato com o ar do ambiente que se deseja climatizar. É o caso dos equipamentos condicionadores de ar de janela (Figura 7), splits, selfs contained, entre outros, onde o ar passa pela serpentina evaporadora, trocando calor diretamente com o fluido refrigerante que circula em seu interior.

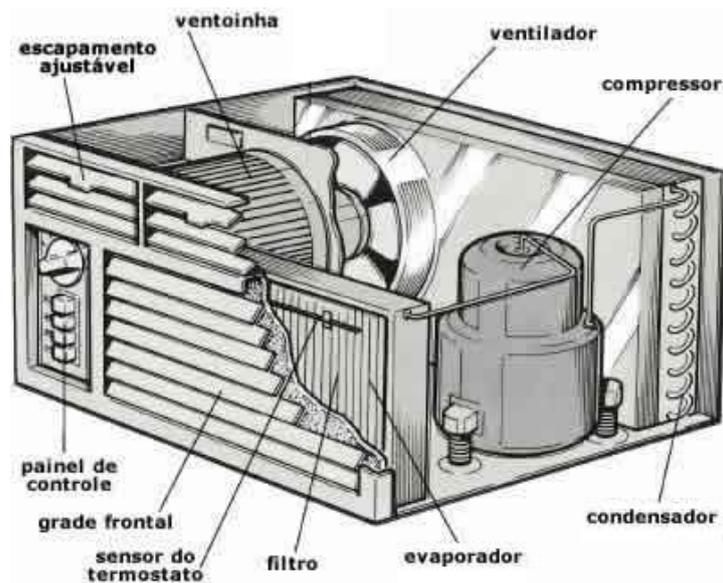


Figura 7: Desenho esquemático de um equipamento de ar condicionado de janela.

FONTE: (CLIQUE ARQUITETURA, 2012)

Os equipamentos Self Contained são normalmente instalados em casas de máquinas, onde por diferença de pressão, uma parcela do ar do ambiente climatizado retorna para a casa de máquinas através de grelhas ou dutos. Desta forma o ar de retorno é misturado a uma parcela de ar externo, que também por diferença de pressão e por grelhas ou dutos, adentram à casa de máquinas, para então serem insuflados de volta ao ambiente. Neste processo, a mistura de ar entra diretamente em contato com a tubulação do gás refrigerante que se encontra na serpentina evaporadora do Self Contained, caracterizando um sistema de expansão direta conforme demonstrado nas Figuras 8 e 9.

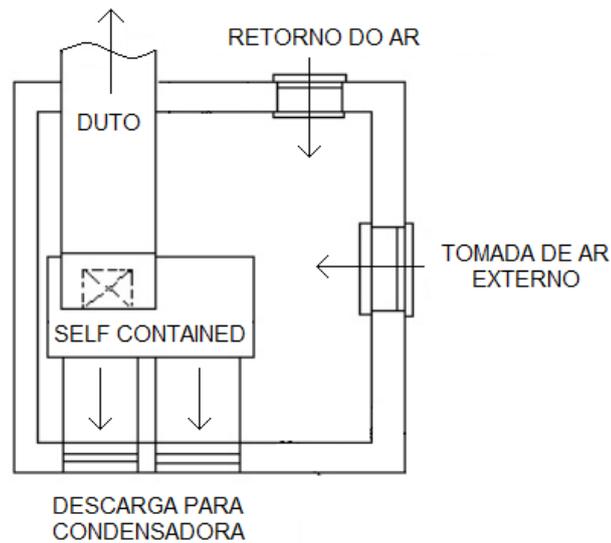


Figura 8: Planta baixa esquemática de uma casa de máquinas com equipamento Self Contained de condensação integrada.

FONTE: (FERNANDES, 2011)

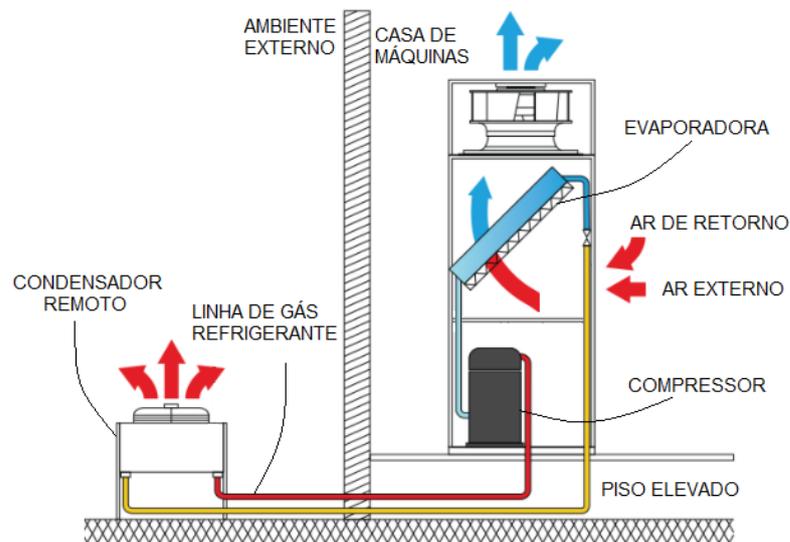


Figura 9: Vista Lateral esquemática de um Self Contained de condensação remota.

FONTE: Modificado de (DIAMONT PRECISÃO EM CLIMATIZAÇÃO, 2017)

3.1.2 Sistema de Expansão Indireta

O sistema de expansão indireta trabalha na produção de água gelada, através do chiller e seus componentes. No qual o fluido refrigerante troca calor indiretamente com o ambiente a ser climatizado, pois a troca direta se dá pela água.

Para melhor exemplificar o sistema, deve-se entender o seu funcionamento. O chiller é uma central de água gelada (CAG), composta por compressores, cooler evaporador, bombas d'água e condensadoras (no caso do chiller de condensação a ar) ou torre de resfriamento (no caso do chiller de condensação a água).

O sistema de refrigeração é o mesmo de um ar condicionado convencional, porém ao invés de resfriar o ar, o chiller irá resfriar a água. Este procedimento ocorre através do cooler evaporador, onde a linha de gás refrigerante percorre o seu interior, envolto em água, conforme Figura 10.

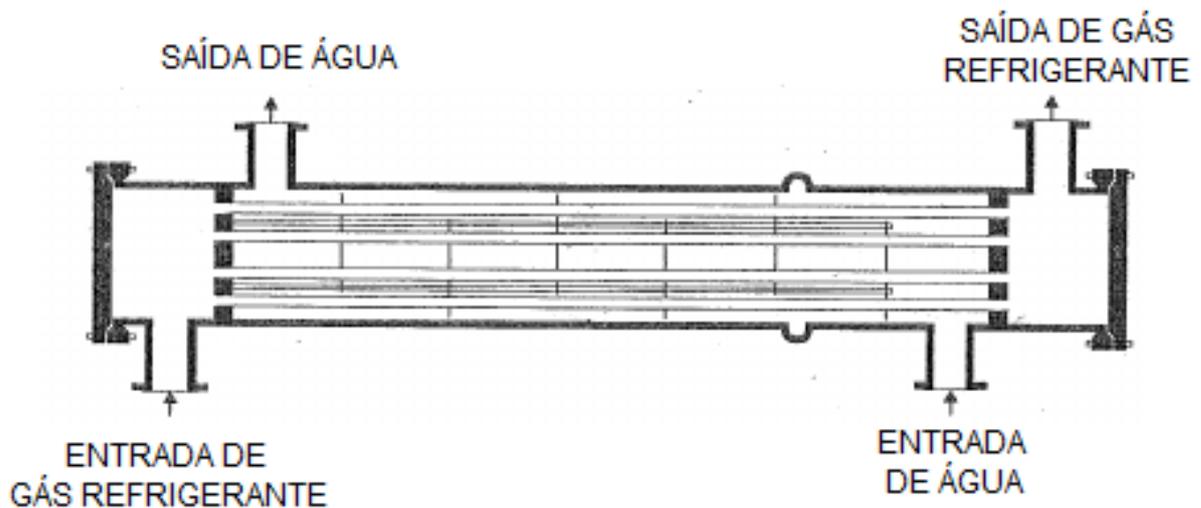


Figura 10: Cooler evaporador.

FONTE: Modificado de (ARAUJO, 2007)

Após ser resfriada, a água é bombeada até as serpentinas dos FanCoils, onde, com o auxílio de um ventilador, ocorre a passagem do ar, realizando assim a troca de calor diretamente com a tubulação de água gelada e indiretamente com a tubulação do gás refrigerante, insuflando o ar refrigerado no ambiente desejado, conforme Figura 11 e 12.

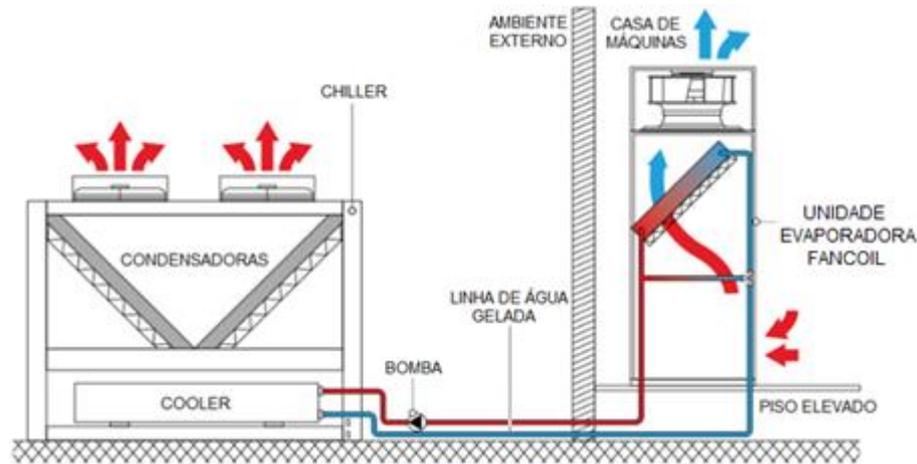


Figura 11: Vista lateral esquemática de um Chiller Condensador a ar.

FONTE: Modificado de (DIAMONT PRECISÃO EM CLIMATIZAÇÃO, 2017)

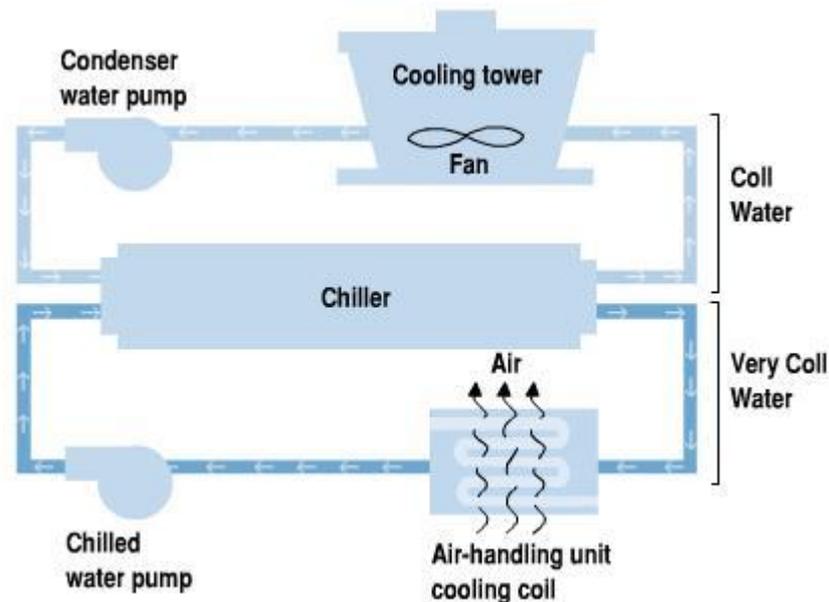


Figura 12: Esquema de um Chiller Condensador a água.

FONTE: (THERMOS REFRIGERAÇÃO AR CONDICIONADO, 2017)

3.2 Fluido refrigerante

O ciclo de refrigeração mostrado anteriormente só é possível graças às substâncias químicas chamadas de fluido refrigerante, ou popularmente conhecidos como “gás refrigerante”. Sua função é de realizar a troca térmica no sistema de refrigeração, retirando calor do ambiente que se deseja refrigerar, através da evaporadora, onde o fluido passa do estado líquido para o estado gasoso, e rejeitando calor para o ambiente externo, através da

condensadora, onde o mesmo passa do estado gasoso para o estado líquido (CHEMOURS, 2017).

Essa capacidade de troca térmica, também conhecida como propriedade criogênica, foi descoberta em meados do século XIX. No início da história da refrigeração, os fluidos utilizados eram a Amônia, o Dióxido de Enxofre e o Cloreto de Metil, tornando-se um processo perigoso, pois os compostos utilizados eram explosivos, inflamáveis e tóxicos, além de demandarem altas pressões para atingir a capacidade criogênica (FRANÇA, 2017).

Somente em 1932 o cientista Thomas Midgely Jr inventou o Freon 12, classificado como CFC, onde há a presença de moléculas de Cloro, Flúor e Carbono. O fluido não era inflamável, explosivo, tóxico e nem corroía metais. A pressão necessária para que ocorresse a troca térmica era bem inferior à requerida pelos refrigerantes conhecidos até então. Por muitos anos foi considerado um “gás ideal”, sendo largamente utilizado em sistemas de condicionamento de ar automotivo, doméstico e comercial, até que estudos comprovaram o contrário, mostrando que o mesmo contribuía para a destruição da Camada de Ozônio, importante bloqueadora da radiação solar ultra-violeta na superfície da Terra (FRANÇA, 2017).

Ficou então estabelecido, pelo Protocolo de Montreal (United Nations Environment Programme, 2000), que a produção desse fluido deveria ser controlada e limitada, fazendo com que novos compostos fossem estudados e rapidamente produzidos, como por exemplo o HidroCloroFluorCarbono (HCFC), onde algumas moléculas de cloro foram substituídas por Hidrogênio, e posteriormente o HidroFluorCarbono (HFC), onde todas as moléculas de Cloro foram substituídas por Hidrogênio (BRITO e RAMOS, 2013).

Contudo, por conter potencial de destruição da Camada de Ozônio, mesmo que 50% menor que os CFCs, o HCFC foi pauta do Protocolo de Montreal (United Nations Environment Programme, 2007), onde foi estabelecido que até 2040 o composto deveria ter sua produção e comercialização paralisadas, conforme Figura 13. Para que a meta seja cumprida, o Governo Federal Brasileiro apresentou ao Fundo Multilateral o Programa Brasileiro para Eliminação de HidroCloroFluorCarbonos – PBH, impedindo assim a liberação de duas mil toneladas métricas do composto na atmosfera, o que equivale a uma redução de dois milhões de toneladas de Dióxido de Carbono (CO₂) na Camada de Ozônio (PROTOCOLO DE MONTREAL, 2011).

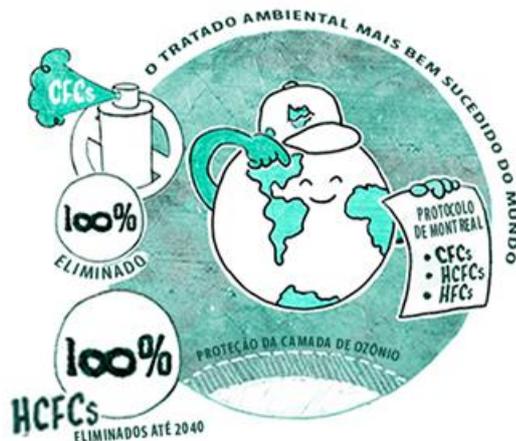


Figura 13: Ilustração das metas e conquistas do Protocolo de Montreal.

FONTE: (PROTOCOLO DE MONTREAL, 2011)

Como uma alternativa para a substituição dos CFCs e dos HCFCs, proibidos pelo Protocolo de Montreal, o HFC foi inserido no mercado, com a promessa de ser um fluido ecológico, com potencial zero de destruição da Camada de Ozônio. O problema é que essa nova substância contribui no aquecimento global. Dessa forma, o Protocolo de Montreal interviu mais uma vez na produção de fluidos refrigerantes, fazendo com que fosse definido que, até 2045, o consumo e a produção dos HidroFluorCarbonos deveriam ser reduzidos em 20%, em relação à média dos anos 2020-2022. Estima-se que, com a suspensão do uso desses gases, 70 bilhões de toneladas de Dióxido de Carbono deixarão de ser descarregados na atmosfera, evitando assim o aumento da temperatura global em 0,5°C, até 2100 (PROTOCOLO DE MONTREAL, 2011).

Nenhum fluido refrigerante consegue atender à todas as características desejáveis, apenas se aproximam das condições ideais, de modo que, um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado em outra. Com isso, antes de selecionar o fluido refrigerante, deve-se avaliar suas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que fazem o seu uso seguro e econômico, entre elas:

- Ter ponto de congelamento menor que a mínima temperatura do sistema;
- Ter pressão de trabalho na linha de baixa, acima da pressão atmosférica, para evitar que haja vácuo na linha;
- Ter volume específico pequeno, garantindo um compressor menor, custos energéticos e de fabricação reduzidos;

- Condensar-se a pressões moderadas;
- Evaporar-se a pressões acima da atmosférica;
- Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não ser corrosivo, inflamável e tóxico;
- Ser inodoro;
- Em caso de vazamentos, não deve deteriorar os alimentos, contribuir para o aquecimento global e destruir a camada de ozônio;
- Ter miscibilidade com óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais da unidade (FERRAZ e GOMES, 2008).

3.3 Transferência de Calor

A Transferência de Calor, aplicada a todo estudo de máquinas e dispositivos mecânicos, é o conjunto de leis e estudos relacionados a transição de energia térmica entre os corpos. Obedecendo as premissas dos estudos, os corpos com maior carga térmica cedem energia aos corpos com menor carga.

De acordo com Incropera *et al.* (2008) existem 3 tipos de transferências de calor: Condução, Radiação e Convecção.

A Condução é a troca térmica mais conhecida, pois sua aplicação é de fácil visualização. O melhor exemplo é quando se aquece uma panela, onde através da condução, há o aumento da temperatura do cabo, consequência da área em contato com o fogo.

Já a Convecção funciona basicamente em função da diferença de densidades entre o fluido mais quente e o menos quente. De acordo com Barbosa (2004): “*Convecção é o processo de transporte de energia pela ação combinada da condução de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura. A convecção é importante principalmente como mecanismo de transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás*”. Por exemplo, em uma panela fechada, à medida que o ar vai adquirindo energia térmica o mesmo tende a subir, em função da menor densidade do ar quente em relação ao ar frio, movimentando as moléculas e empurrando o ar frio para a parte mais próxima a fonte de calor. Este ato gera um ciclo de movimentação no interior do recipiente devido ao fenômeno da convecção.

A Radiação é a única que pode ser transferida no ambiente a vácuo, por isto, é a única forma de recebimento de calor entre o sistema Terra-Atmosfera e o Sol. Seu conceito se baseia na transferência de calor por meio de ondas eletromagnéticas à velocidade da luz.

Para o dimensionamento e conhecimento da quantidade de calor transferida em um projeto ou sistema é importante ter em mente os três tipos de Transferências de Calor. Vale destacar ainda que um sistema pode estar sujeito a mais de um tipo de transferência energética, é o chamado de Mecanismo Combinado. Um exemplo de um sistema com mecanismo de troca térmica combinada é o aquecimento de uma panela por uma lareira, conforme Figura 14.

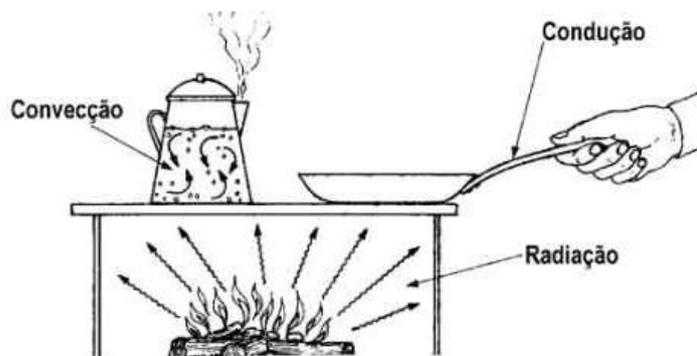


Figura 14: Tipos de Transferência de Calor

FONTE: (UFPR, 2017)

As fórmulas e equações da condução térmica, também conhecida como difusão térmica, são fundamentadas na Lei de Fourier, e diz que o fluxo de calor é diretamente proporcional ao gradiente negativo de temperatura. Através da fórmula aplicada aos casos unidimensionais Incropera *et al.* (2008), Equação 3.4, é possível determinar o fluxo de calor transportado (q'') em função da condutividade térmica (k) e da diferença de temperatura entre os corpos ($T_2 - T_1$).

$$q'' = \frac{q}{A} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.4)$$

Já para os casos tridimensionais a fórmula é reescrita conforme a Equação 3.5, em que o corpo que tiver maior condutividade térmica transferirá uma quantidade de calor superior, para uma mesma diferença de temperatura.

$$q'' = -k \frac{T_2 - T_1}{l} \quad (3.5)$$

A condução para cilindros possui uma fórmula mais complexa, o que gera muita dúvida durante os dimensionamentos. Para estes casos deverão ser valores conhecidos, o raio interno (r_1), e o raio externo (r_2), o comprimento (l), e a diferença de temperatura entre as superfícies internas e externas ($T_2 - T_1$), conforme Equação 3.6.

$$Q = 2\pi k l r_m \frac{(T_2 - T_1)}{r_2 - r_1} \quad (3.6)$$

Importante destacar que, para esta equação, o raio médio (r_m) é calculado em função dos raios externos e internos, observe a Equação 3.7.

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln r_2 - \ln r_1} \quad (3.7)$$

Para o desenvolvimento da Equação 3.5, foi utilizado o conceito de Fourier integrado, conforme desenvolvimento da Equação 3.8.

$$Q = -k A_r \frac{dT}{dr} = -2k\pi r l \frac{dT}{dr} \quad (3.8)$$

Organizando a Equação 3.8 tem se a Equação 3.9.

$$Q \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -2k\pi l \int_{r_1}^{r_2} dT \quad (3.9)$$

Logo, a taxa de transferência de calor é descrita pela Equação 3.10.

$$Q = 2k\pi l \frac{(T_1 - T_2)}{\ln r_2 - \ln r_1} \quad (3.10)$$

Em geral, todos os corpos estão sujeitos a troca de calor com o meio ambiente e, conseqüentemente, com o ar atmosférico. Por este motivo a convecção possui um papel fundamental nas contas e equações de transferência térmica. Para a convecção, a lei do resfriamento de Newton é muito aplicada, visto que esta estabelece a relação entre a taxa de perda de calor e a diferença térmica entre o corpo e o meio. Conforme Çengel (2012), a fórmula convencional para cálculo da taxa de transferência de calor é a ilustrada na Equação 3.11.

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{Q} = h A (T_{\text{fluido}} - T(t)) = -h A \Delta T(t) \quad (3.11)$$

A radiação térmica consiste em toda energia radiante resultada da emissão e propagação de ondas eletromagnéticas, lembrando que todo corpo com temperatura superior a zero Kelvin emite energia por radiação. Através da Equação 3.12, é possível calcular a taxa de transferência de calor. Nesta são levados em consideração a emissividade da superfície emissora (ε), a sua área (A), a constante de Boltzmann (σ) e a temperatura absoluta (T_S).

$$\dot{Q} = \sigma \varepsilon A T_S^4 \quad (3.12)$$

A quantidade de calor emitida por um corpo negro independe das condições do meio. Mas, para os casos práticos, é importante considerar a troca de calor entre os dois corpos, assim, a energia que um corpo negro emite para outro que o envolve é dada pela Equação 3.13.

$$\dot{Q} = \sigma \varepsilon A T_1^4 - T_2^4 \quad (3.13)$$

Observe a Tabela 1 onde é possível verificar exemplos de emissividades em diferentes tipos de corpos.

Tabela 1: Emissividades em diferentes corpos

FONTE: (ÇENGEL e GHAJAR, 2012)

Material	Emissividade, ε
Vegetação, solo, água, pele	0,92 – 0,96
Asfalto	0,85 – 0,93
Aço inox polido	0,17
Ouro, prata ou cobre polidos	0,018 – 0,035

Considerando ainda que todos os corpos na prática estão sujeitos a mais de uma forma de troca térmica, é importante ainda ter o conhecimento que a soma dos três tipos de trocas térmicas (condução + convecção + radiação) resultam na taxa de troca térmica combinada.

3.3.1 Trocadores de Calor

Um trocador de calor é o equipamento utilizado para realizar o aquecimento ou resfriamento de um fluido em função de outro, com temperaturas distintas. De acordo com Incropera *et al.* (2008) o sistema é esquematizado de forma a retirar vantagem na troca térmica através do escoamento de fluidos dispostos em tubos do equipamento. O conceito de trocador térmico não mistura os fluidos, mantendo a integridade de cada um durante o processo de aquecimento/resfriamento. Um exemplo muito conhecido de trocador de calor é o radiador de um veículo, no qual a água é utilizada para resfriar o motor.

Para o desenvolvimento de um trocador térmico é importante considerar alguns fatores nos estudos de transferências de calor, como materiais utilizados na fabricação, formas geométricas e características dos fluidos utilizados (temperatura e coeficiente de condutibilidade térmica).

Para a seleção correta do material, garantindo a maior eficiência possível, deve-se levar em consideração o que possui o maior coeficiente de condutibilidade térmica. Isto significa que o melhor material é aquele em que possui o menor isolamento térmico. Os materiais mais utilizados na construção dos mesmos são o cobre, o alumínio e suas ligas.

3.3.2 Tipos de Trocadores de Calor

Para a classificação dos Trocadores de Calor são levados em consideração três fatores, a forma na qual a troca térmica é realizada, o número de fluidos utilizados no processo e o tipo de construção (INCROPERA e DEWITT, 2008).

Em relação ao fluido utilizado, a direção em que os fluidos passam pelo sistema são uma forma de classificá-los. Estes podem passar de forma cruzada ou paralela, desta forma, têm-se a primeira classificação em função do escoamento, Trocadores de Calor com Escoamento Paralelo (Figura 15) e os Trocadores de Calor com Escoamento Cruzado (Figura 16):

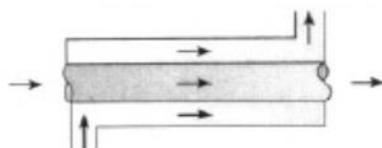


Figura 15: Trocador de Calor com Escoamento Paralelo

FONTE: Modificado de (INCROPERA e DEWITT, 2008)

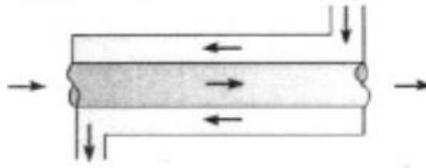


Figura 16: Trocador de Calor com Escoamento Cruzado

FONTE: Modificado de (INCROPERA e DEWITT, 2008)

De acordo com os estudos de troca térmica, é facilmente evidenciado que o sentido mais eficiente é o contracorrente, visto que, para as mesmas temperaturas de entrada e saída, a média logarítmica das diferenças de temperaturas no contracorrente é maior do que a do paralelo.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (3.14)$$

Importante atentar que as fórmulas de diferenças de temperatura devem ser adaptadas de acordo com o sentido do escoamento apresentado nas Figuras 15 e 16 para os casos de trocadores de fluxos paralelos e contracorrentes, conforme as Equações 3.15, 3.16, 3.17 e 3.18 e Figura 17.

Paralelo:

$$\Delta T_a = T_{1, \text{ent}} - T_{2, \text{ent}} \quad (3.15)$$

$$\Delta T_b = T_{1, \text{saída}} - T_{2, \text{saída}} \quad (3.16)$$

Contracorrente:

$$\Delta T_a = T_{1, \text{ent}} - T_{2, \text{saída}} \quad (3.17)$$

$$\Delta T_b = T_{1, \text{saída}} - T_{2, \text{ent}} \quad (3.18)$$

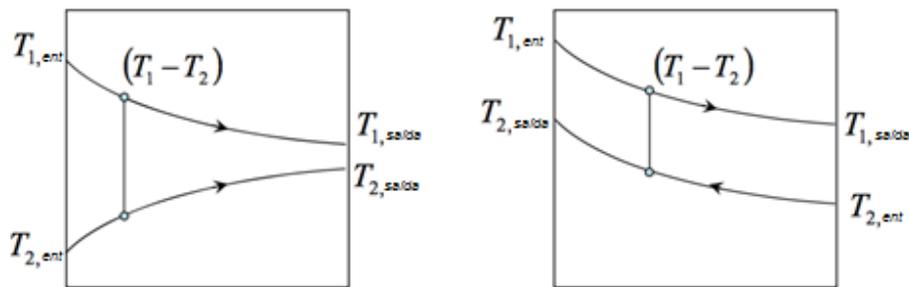


Figura 17: Gráficos para análises de Diferenças de Temperaturas nos Trocadores de Calor Paralelo e Contracorrente respectivamente

FONTE: Modificado de (INCROPERA e DEWITT, 2008)

Observe que para o mesmo valor do coeficiente global de transmissão de calor (U), a área necessária para uma mesma troca térmica é menor no contracorrente, segundo a Equação 3.19, sendo então mais eficiente.

$$q = UA \Delta T_{LM} \quad (3.19)$$

Já quanto a geometria disposta dos tubos, é possível encontrar diversos tipos de trocadores de calor, porém os mais conhecidos são os bitubulares, casco e tubo e de placas. O trocador de calor bitubular demonstrado nas Figuras 15 e 16, é composto por tubos concêntricos, sua principal vantagem é a boa eficiência visto que possui uma área grande de troca térmica.

Os trocadores do tipo casco e tubo são compostos por um casco cilíndrico contendo em seu interior um conjunto de tubos, desta forma os tubos com o fluido ficam mergulhados no recipiente onde o outro fluido irá passar, ilustrado conforme Figura 18:

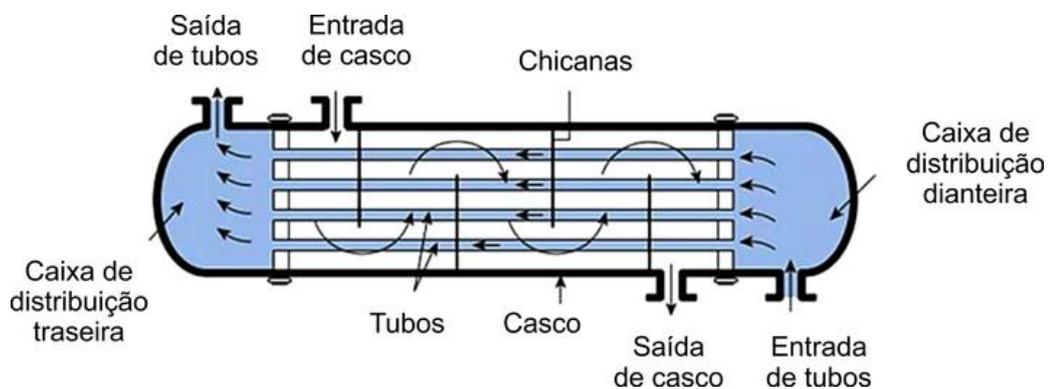


Figura 18: Trocador do Tipo Casco e Tubo

FONTE: (GUT, 2003)

Já os trocadores de calor de placas são constituídos por placas presas por uma barra de metal. O intervalo entre uma e outra forma canais por onde os fluidos passam. Na Figura 19 é mostrado o esquema desse tipo de trocador de calor:

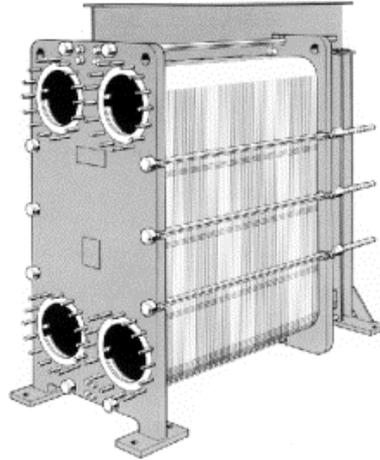


Figura 19: Trocador de Calor a Placas

FONTE: Modificado de (GUT, 2003)

Uma etapa fundamental no dimensionamento de um trocador de calor é conhecer o valor aproximado do coeficiente global de troca de calor, definido pela Equação 3.21, este é a relação entre as resistências térmicas. Importante observar que esta é uma analogia direta à resistência elétrica:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{U_f A_f} \quad (3.20)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_f} + \frac{R_{d f}''}{(\eta_0 A)_f} + \frac{R_{d q}''}{(\eta_0 A)_q} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_q} \quad (3.21)$$

A taxa de transferência de calor quando considerando a deposição desprezível é descrita na Equação 3.22, de acordo com Incropera *et al.* (2008), onde T_b é a temperatura da base e T_∞ é a temperatura do fluido:

$$q = \eta_0 h A (T_b - T_\infty) \quad (3.22)$$

Quando a deposição for significativa, o coeficiente convectivo deve ser substituído por um coeficiente global de transferência de calor que considera as resistências térmicas, incluindo a condução e a convecção, observe a Equação 3.23 com as adaptações (INCROPERA e DEWITT, 2008).

$$q = UA(T_b - T_\infty) \quad (3.23)$$

De acordo com as Equações 3.24 e 3.25 é possível analisar as resistências térmicas para condução e convecção respectivamente:

$$R_{t,cond} = \frac{T_{1, saída} - T_{2, saída}}{q_x} = \frac{L}{KA} \quad (3.24)$$

$$R_{t,conv} = \frac{T_b - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (3.25)$$

Desta forma a fórmula do coeficiente global de transferência térmica é simplificada e reescrita considerando o diâmetro internos e externo demonstrado na Equação 3.26.

$$U = \frac{1}{\frac{D_{et}}{D_{it}h_1} + \frac{D_2 \cdot \ln\left(\frac{D_{et}}{D_{it}}\right)}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (3.26)$$

3.4 Energia alternativa

A energia, nas suas mais diversas formas, é indispensável à sobrevivência da espécie humana e mais do que sobreviver, o homem procurou sempre evoluir, descobrindo fontes e maneiras alternativas de adaptação ao ambiente em que vive e de atendimento às suas necessidades. Dessa forma, a exaustão, a escassez ou a inconveniência de um dado recurso tendem a ser compensadas pelo surgimento de outro(s). Em termos de suprimento energético, a eletricidade se tornou uma das formas mais versáteis e convenientes de energia, passando a ser recurso indispensável e estratégico para o desenvolvimento socioeconômico de muitos países e regiões.

Iniciou-se um grande investimento no ramo das fontes alternativas de energia elétrica no século XXI. Em 2008 diversos países investiam em programas para expansão dessas fontes alternativas, entretanto as duas principais fontes (hídrica e biomassa) não demonstravam um grande potencial de expansão, diferente de outras fontes como a eólica, solar, marés, geotérmica, esgoto, lixo, entre outras. Suas principais vantagens são o fato de além de serem renováveis, não dependem de combustíveis fósseis, como carvão e petróleo, cuja queima gera altas emissões de dióxido de carbono (CO₂), provocando o efeito estufa.

Outro fator que influenciou no investimento nesse grupo foi a volatilidade dos preços do petróleo e o provável esgotamento das fontes de combustíveis fósseis conhecidas até então. No início do século XXI, as taxas de crescimento anual da capacidade de energia renovável aumentaram entre 20% a 60%, conforme a Figura 20 (ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2008).

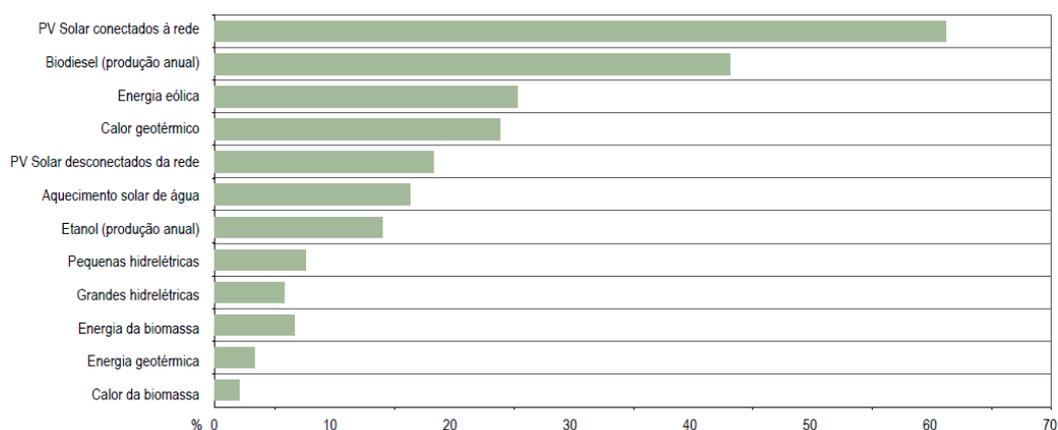


Figura 20: Taxa média de crescimento anual da capacidade de energia renovável.
 FONTE: (ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2008)

Entretanto, mesmo com todo o progresso das tais fontes, elas ainda apresentam baixa participação na matriz energética mundial. Em 2006, de um total de 18.930 TWh (TeraWatts-hora) apenas 435 TWh foram provenientes das fontes solar, eólica, geotérmica, combustíveis renováveis e lixo, como mostra a Tabela 2.

Tabela 2: Produção de energia no mundo em 2006.

FONTE: Modificado de (ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2008)

Fontes Energéticas	%	TWh
Petróleo	5,8	1.097,94
Carvão	41	7.761,30
Gás Natural	20,1	3.804,93
Nuclear	14,8	2.801,64
Hidráulica	16	3.028,80
Outras Fontes Renováveis	2,3	435,39
Total	100	18.930,00

Tabela 3: Empreendimentos em Operação.

FONTE: (ANEEL, 2017)

Empreendimentos em Operação				
Tipo	Quantidade	Potência Outorgada (MW)	Potência Fiscalizada (MW)	%
Central Geradora Hidroelétrica	608	532	534	0,35
Central Geradora Eólica	427	10.434	10.434	6,86
Pequena Central Hidroelétrica	436	4.989	4.978	3,27
Central Geradora Solar Fotovoltaica	44	27	23	0,02
Usina Hidroelétrica	219	101.138	93.216	61,27
Usina Termoelétrica	2.924	42.730	40.959	26,92
Usina Termonuclear	2	1.990	1.990	1,31
Total	4.660	161.842	152.136	100,00

Tal disparidade na produção da matriz energética mundial, que pode ser observada na Tabela 3, é devido ao alto preço das tecnologias que envolvem essas fontes, impedindo a implantação das mesmas em escalas comerciais, ou seja, ainda se encontram em fase de pesquisa, projetos pilotos ou aplicações em pontos especializados de pequeno porte. Entretanto, com o objetivo de incentivar a ampliação desse setor, órgãos governamentais vêm apoiando por meio de tarifas locais, desoneração fiscal, subsídios, entre outros (ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2008).

3.4.1 Energia Solar

A energia solar é uma fonte alternativa renovável, limpa e sustentável. Para uma fonte se encaixar nessa categoria, é preciso que ela preencha quatro requisitos: ser socialmente justa; economicamente viável; ecologicamente correta; e culturalmente diversa. Ela é utilizada por diferentes meios tecnológicos que apresentam constante evolução, como a energia fotovoltaica, a energia heliotérmica, a arquitetura solar, o aquecimento solar e a fotossíntese artificial.

A superfície do sol emite aproximadamente 62,8 MW de energia eletromagnética por metro quadrado. Essa energia tem origem em uma cadeia de reações termonucleares que provocam uma redução da massa da ordem de 4,25 milhões de toneladas por segundo, reações essas que ocorrem no núcleo do Sol (COSTA, 2007).

O Brasil é um país que apresenta um grande potencial em relação aos equipamentos solares, com uma incidência equivalente a $1,13 \times 10^{10}$ GWh, em função da maior parte do seu território estar localizado próximo a linha do Equador, com isso há pouca variação no período de exposição aos raios solares (COSTA, 2007).

Por outro lado, grande parte da população e das atividades socioeconômicas se apresentam nas regiões mais distantes da linha do Equador, sendo necessário um estudo prévio para verificar a viabilidade e a melhor elaboração do projeto. Como exemplo podemos citar o hemisfério Sul, para a instalação de um sistema de captação solar nessa região ter o maior rendimento possível, ele deve ser orientado para o Norte, com o ângulo de inclinação similar ao da latitude local.

Sabe-se também que a radiação solar muda em função das condições climáticas e atmosféricas, nem toda a radiação emitida pelo Sol é absorvida pela superfície terrestre, devido à reflexão dos raios solares pela atmosfera, entretanto é estimado que a energia solar que incide sobre o planeta Terra seja aproximadamente 10 mil vezes o consumo energético mundial (ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2005).

Entre todos os tipos de aproveitamento da energia proveniente dos raios solares, vamos destacar o mais empregado atualmente, sendo ele a geração fotovoltaica de energia elétrica.

3.4.2 Energia Fotovoltaica

Uma célula fotovoltaica tem o objetivo de converter a radiação solar em corrente elétrica, sua construção é baseada em materiais semicondutores, tendo o silício como o mais utilizado atualmente, devido também a sua presença em grande escala no globo terrestre, sendo o segundo elemento mais abundante (KLEPA, PRAZERES, *et al.*, 2016).

Além do Silício, já citado anteriormente, estão em pesquisas novas tecnologias de utilização de materiais para essa aplicação, através de Klepa *et al.* (2016) foi identificado que um material cerâmico proveniente de resíduos da construção civil apresenta características significativas para a elaboração de uma célula fotovoltaica.

Ainda segundo Klepa *et al.* (2016) os painéis solares fotovoltaicos foram projetados e fabricados para uma vida útil de aproximadamente 30 anos, independente das condições climáticas em que eles se apresentam.

Há dois tipos de sistemas fotovoltaicos, sendo diferentes em suas formas de aplicação. O primeiro modelo é conhecido como sistema autônomo (Off Grid), onde ocorre o armazenamento de energia pelas baterias, devendo elas serem protegidas contra descargas excessivas e sobre-tensões. Logo, é imprescindível que seja utilizado um controlador de carga, como também, caso a tensão da bateria não seja compatível com as cargas a serem conectadas, ou ainda, sejam em corrente alternada, será necessário a adição de um conversor ou inversor ao sistema, como pode ser visto na Figura 21 (SERRÃO, 2010).

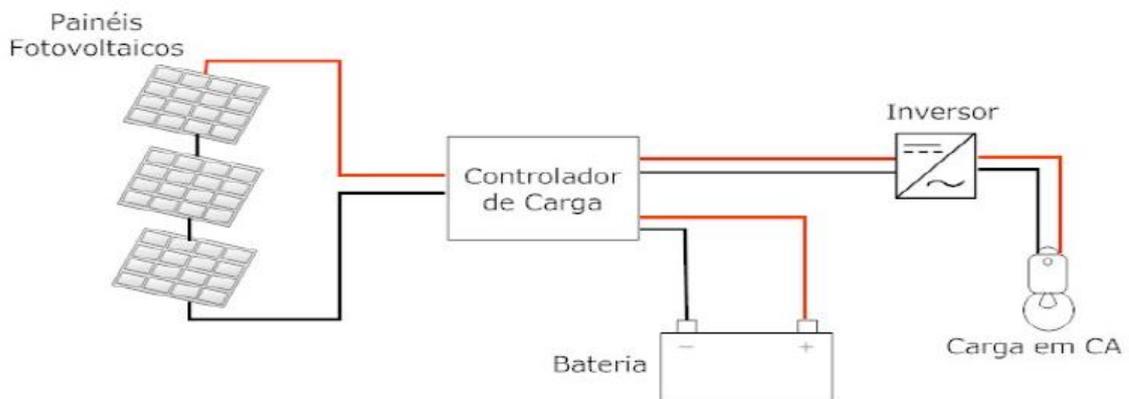


Figura 21: Sistema Fotovoltaico Autônomo (Off Grid)

FONTE: (SERRÃO, 2010)

O segundo modelo é ligado à rede (On Grid), onde junto com os geradores fotovoltaicos é conectado um equipamento de proteção aos painéis, para prevenção de correntes reversas, além de um inversor, que tem o objetivo de transformar a energia de corrente contínua para corrente alternada, passando assim a ser compatível com a rede elétrica, modelo este observado na Figura 22 (SERRÃO, 2010).

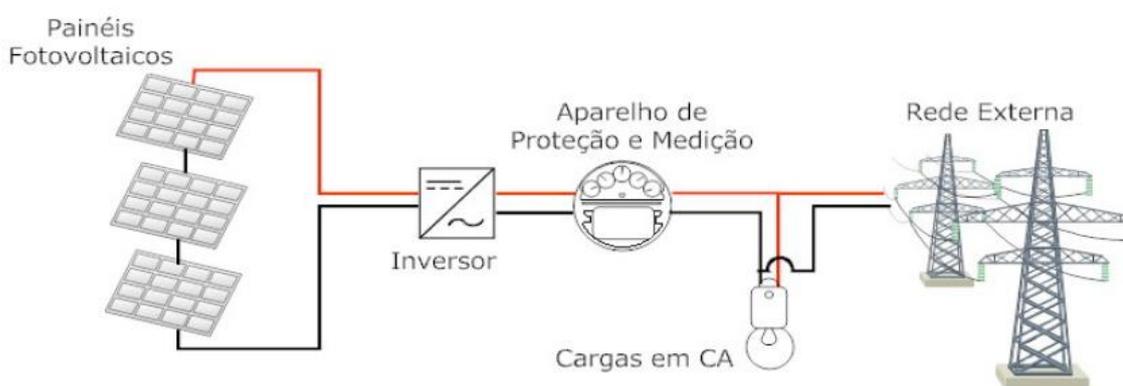


Figura 22: Sistema Fotovoltaico Ligado à Rede (On Grid)

FONTE: (SERRÃO, 2010)

Outro fator que tem proporcionado o aumento na procura desse tipo de fonte alternativa é a possibilidade da venda da energia extra gerada à rede pública. Isso se dá em função da instalação de um medidor bidirecional, o qual possibilita que a energia elétrica gerada além da consumida seja depositada novamente na rede, fazendo com que o medidor “gire para trás” provocando uma “redução” de kW consumido, fornecido pela concessionária e conseqüentemente uma redução da conta.

Essa opção surgiu a partir da publicação da Resolução Normativa da ANEEL nº482/2012, em 17 abril de 2012, onde ficou estabelecido que os brasileiros pudessem deixar de ser apenas consumidores e passassem a produzir sua própria energia a partir de fontes renováveis ou cogeração qualificada, possibilitando também fornecer o excedente gerado para a concessionária de distribuição local (ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2012).

Tratando-se da micro e minigeração distribuídas de energia elétrica, essas mudanças alinharam a economia financeira, a consciência socioambiental e a autossustentabilidade, que foram os marcos para a elaboração deste trabalho.

Mesmo com a publicação da Resolução Normativa, que gerou uma redução considerável no custo da aquisição do sistema fotovoltaico, o avanço do mesmo não foi tão expressivo nos dois anos seguintes. O aumento real ocorreu a partir de 2015, quando o número de unidades consumidoras com geração no Brasil passou de 327 no final de 2014 para 8.633 em fevereiro de 2017 (LIMP, 2017).

Capítulo 4

Desenvolvimento

4.1 Trocador de Calor

4.1.1 Variáveis e definições

Em um trocador de calor, há a separação do escoamento de dois tipos de fluidos por uma parede sólida, sendo o calor transmitido do quente para o frio, por meio da convecção entre o fluido quente e a superfície interna do tubo. Já a transferência por condução ocorre entre as superfícies do tubo que separa os fluidos, acarretando a convecção da superfície externa do tubo para o fluido frio (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para esse projeto foi selecionado um trocador de calor bitubular em função da maior facilidade de construção, montagem e manutenção. Além dessas vantagens, é o modelo mais utilizado em aplicações de pequeno porte, facilitando os arranjos na tubulação.

Algumas premissas foram definidas para o dimensionamento do permutador de calor, de modo que fosse possível calcular e verificar todas as variáveis e constantes necessárias para o cálculo da vazão volumétrica e do tempo necessário para que 1.000L d'água, à temperatura ambiente de 25°C no nível do mar (1 atm), fosse aquecido à 40°C, considerando o ciclo de refrigeração ideal em regime permanente.

Foi adotado o equipamento de ar condicionado da marca Carrier, modelo 40BZ08, de 7,5 TR (90.000 BTU/h) de capacidade de refrigeração, tendo como opções de fluido de trabalho o HFC – R407C e o HCFC – R22. Dentre essas opções, optou-se por utilizar o HidroFluorCarbono, devido ao acordo firmado no Protocolo de Montreal (2011), no qual ficaram definidas as datas limite da fabricação e comercialização dos HCFC's. Pode-se verificar na Figura 23 o principal motivo desse acordo, apresentando a diferença entre os potenciais de Destruição da Camada de Ozônio (ODP) e o Potencial de Aquecimento Global (GWP) entre os refrigerantes.

HCFC - R22		HFC - R407C	
Ozone Depletion Potencial (ODP)	0,055	Ozone Depletion Potencial (ODP)	0
Ozone Depletion Potencial (Rating)		Ozone Depletion Potencial (Rating)	
Global Warming Potencial (GWP)	1810	Global Warming Potencial (GWP)	1774
Global Warming Potencial (Rating)		Global Warming Potencial (Rating)	

Figura 23: Impacto ambiental R22 e R407C

FONTE: Modificado de (LINDE INDUSTRIAL GASES, 2017)

Com a seleção do equipamento condicionador de ar, do refrigerante, o auxílio do Software Aspen Plus[®] versão 11.1 e os trabalhos de Incropera *et al.* (2008) e Çengel *et al.* (2012), foram coletadas todas as variáveis necessárias a partir dos manuais e especificações técnicas, de modo a aplicar a metodologia proposta por Kern (1987), que utiliza a média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída dos fluidos para obtenção das propriedades físico-químicas.

4.1.2 Ciclo de refrigeração

A Carrier informa as faixas de pressão de trabalho da linha de baixa e de alta, a potência nominal do compressor e a dimensão da tubulação da linha de alta pressão, enquanto que a DuPont, fabricante do gás, fornece as propriedades termodinâmicas de saturação e superaquecimento do composto, sendo possível então iniciar os cálculos, utilizando o ciclo de refrigeração, conforme Figura 6.

Com as faixas de pressão disponíveis, apresentadas no ANEXO A, foi definido que o ponto 1 do ciclo de refrigeração, trabalhará a 74,96 psi (Vapor Saturado), enquanto que o ponto 2 trabalhará a 320 psi (Vapor Superaquecido), visando simplificar a obtenção dos demais dados nas tabelas termodinâmicas do fabricante.

Utilizando a tabela de saturação do R407C, ANEXO B, é possível descobrir as seguintes variáveis para o ponto 1, onde o fluido se encontra no estado de vapor saturado: Temperatura de 39°F (3,89°C); Entropia de 0,2387 BTU/lb°R (0,9994 kJ/kg K); e Entalpia de 115,9 BTU/lb (269,5834 kJ/kg).

Como o compressor trabalha em um processo de compressão adiabática isentrópica, pode-se afirmar que a entropia do vapor saturado, é igual a entropia do vapor superaquecido,

ou seja, $s_1 = s_2$, conforme gráfico da Figuras 24. Com a pressão e a Entropia do ponto 2, é possível calcular, através da interpolação dos valores da tabela de superaquecimento do R407C, ANEXO C, as seguintes variáveis do ponto 2: Temperatura de 157,5°F (69,72°C); e Entalpia de 131,3 BTU/lb (305,4038 kJ/kg).

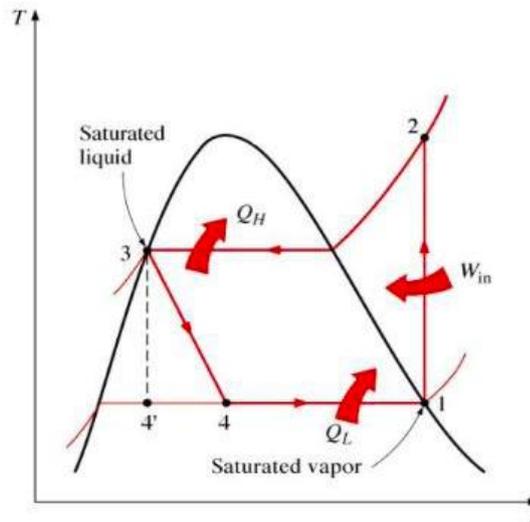


Figura 24: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor (T – s)

FONTE: (ÇENGEL e GHAJAR, 2012)

Analisando o gráfico da Figura 25, que representa um ciclo ideal, observa-se que a pressão de entrada do compressor é igual a pressão de saída da válvula de expansão, ou seja, $P_1 = P_2$. Entrando novamente na tabela de saturação, obtêm-se a última variável necessária para os cálculos, a entalpia do ponto 4, onde há a mistura de líquido e gás, 90,5 BTU/lb (210,503 kJ/kg).

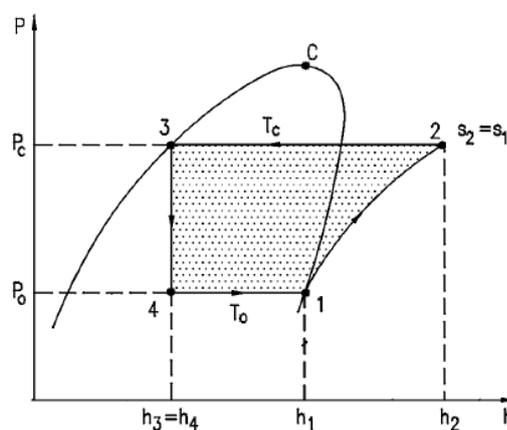


Figura 25: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (P – h)

FONTE: (PIRANI, 2014)

Realizando o volume de controle do compressor, aplicando a conservação das massas e energias e desprezando as variações de energia cinética, energia potencial e transferência de calor, obtêm-se a vazão mássica do fluido refrigerante, através da Equação 4.1, utilizando a potência nominal do compressor do equipamento de 7,227 kW, apresentada no ANEXO D.

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{R407C} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{R407C} = 0,202 \text{ kg/s}$$

4.1.3 Tubulação interna

O fabricante informa as bitolas das tubulações de descarga do compressor do condicionador de ar, que serão as mesmas do tubo interno do trocador de calor bitubular, sendo desconsideradas as perdas de carga, de pressão e as resistências no sistema. Desta forma, para dar continuidade aos cálculos, foi escolhido a tubulação de 7/8" (22,225 mm) para a linha de descarga, em função de apresentar a maioria dos modos de instalação informados no manual, conforme o ANEXO E.

Consultando a ABNT NBR 13206:2010, será considerado o diâmetro externo nominal de 22 mm, uma vez que a tubulação empregada, de 7/8" (22,225 mm), tem seu diâmetro nominal igual a 19,050 mm. Considerando também que o ar condicionado pode chegar a 433 psi (2,98 MPa), dado fornecido pelo manual do equipamento, ANEXO F, será utilizado tubulação Classe E, resultando em 0,60 mm de espessura de parede. Com isso, os valores para os diâmetros interno e externo da tubulação serão:

$$D_{et} = 22,225 \text{ mm}$$

$$D_{it} = 21,025 \text{ mm}$$

4.1.4 Tubulação do casco

Após especificar a tubulação de cobre, por onde irá passar o gás refrigerante, deve-se especificar a tubulação do casco, por onde a água irá percorrer. Para essa definição foi utilizado um tubo comercial que apresentasse parâmetros semelhantes aos utilizados por Kern

(1987). Deste modo, a tubulação do casco utilizada será de aço carbono, de 1 ½” de diâmetro, SCH 40, onde de acordo com a ABNT NBR 5590:2017, terá espessura de parede de 3,7 mm.

$$D_{ec} = 48,3 \text{ mm}$$

$$D_{ic} = 40,9 \text{ mm}$$

4.1.5 Média aritmética das temperaturas

Para os próximos passos do dimensionamento serão adotados os valores médios das temperaturas de entrada e saída dos fluidos (Água e R407C). Até o momento já são conhecidas as temperaturas de entrada e saída do fluido frio, sendo elas 25°C e 40°C respectivamente, tendo então a sua média aritmética igual a 32,50°C.

Entretanto, para o Freon R407C, só é conhecida a temperatura de entrada, de 69,72°C. Para a obtenção da temperatura de saída utilizou-se o Software Aspen Plus[®] versão 11.1, que forneceu a temperatura mínima que o fluido atinge antes de apresentar mudança de fase, de modo que o equipamento de ar condicionado não sofra alteração no seu projeto inicial, sendo esta de 54,50°C, acarretando em uma média aritmética entre as temperaturas do fluido quente de 62,11°C.

4.1.6 Calor específico do R407C

A capacidade calorífica dos fluidos, conhecida como c_p (calor específico à pressão constante), é utilizada no cálculo do balanço de energia, determinação da quantidade de calor trocado e o Prandtl dos fluidos.

Desta forma, para a obtenção do c_{pR407C} , será aplicada a Equação 4.2, segundo ANEXO G, realizando o somatório das frações molares multiplicado pelo calor específico de cada composto do R407C, que é formado por 23% de HFC – 32, 25% de HFC – 125 e 52% de HFC – 134a.

$$C_p^o(\text{mistura}) = \sum_{i=1}^3 x_i C_{pi}^o \quad (4.2)$$

$$C_{pi}^o = 4,184 (A_i + B_i T + C_i T^2 + D_i T^3 + E_i T^4 + F_i T^5) \quad (4.3)$$

$$c_{pR407C} = 0,910 \text{ J/gK} = 910,34 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

4.1.7 Balanço de energia

Com o cálculo do c_{pR407C} , a obtenção do c_{pH_2O} (ANEXO H), e assumindo que o calor seja totalmente cedido à água, podemos calcular, por balanço de energia, Equação 4.4, a vazão mássica de água no trocador de calor.

$$\dot{q}_{R407C} = \dot{q}_{\text{água}} \quad (4.4)$$

Onde:

$$\dot{q}_{R407C} = (\dot{m}c_p\Delta T)_{R407C} \quad (4.5)$$

$$\dot{q}_{R407C} = 2798,78 \text{ W}$$

Logo:

$$\dot{q}_{R407C} = \dot{q}_{\text{água}} = (\dot{m}c_p\Delta T)_{\text{água}} \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{\text{água}} = 0,045 \text{ kg/s}$$

4.1.8 Coeficiente de convecção da água

Utilizando os dados da tubulação do casco do trocador de calor e as propriedades físico-químicas da água à temperatura média, será calculado o coeficiente de convecção da mesma, através da Equação 4.7.

$$h_{H_2O} = Nu_{H_2O} \cdot (k_{H_2O}/D_H) \quad (4.7)$$

Mas para isso, será necessário definir algumas variáveis, começando pela área de escoamento da água, a_{tH_2O} .

$$a_{tH_2O} = \frac{\pi.(D_{ic}^2 - D_{et}^2)}{4} \quad (4.8)$$

$$a_{tH_2O} = 0,000926 \text{ m}^2$$

Com a vazão mássica e a área de escoamento calculadas anteriormente, juntamente com a densidade da água retirada do ANEXO I, à temperatura média do fluido, pode-se obter a velocidade de escoamento da água, V_{tH_2O} .

$$V_{tH_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O} \cdot a_{tH_2O}} \quad (4.9)$$

$$V_{tH_2O} = 0,048 \text{ m/s}$$

Outra variável necessária é o número de Reynolds, que irá definir o tipo de escoamento em que o fluido se encontra, através da Equação 4.10. Mas para isso, é necessário que seja conhecido o diâmetro hidráulico, D_H , da tubulação do casco.

$$D_H = \frac{(D_{ic}^2 - D_{et}^2)}{D_{et}^2} \quad (4.10)$$

$$D_H = 0,053 \text{ m}$$

Com todas as variáveis conhecidas, inclusive a viscosidade dinâmica da água (μ_{H_2O}), exposta no ANEXO H e utilizando a temperatura média da água, tem-se:

$$Re_{H_2O} = \frac{\rho_{H_2O} \cdot V_{tH_2O} \cdot D_H}{\mu_{H_2O}} \quad (4.11)$$

$$Re_{H_2O} = 3369,14$$

Segundo Incropera *et al.* (2008) “em um escoamento plenamente desenvolvido, o número de Reynolds crítico, que corresponde ao surgimento de turbulência, é 2300”, dessa forma podemos afirmar que o escoamento da água se apresenta no regime turbulento.

Utilizando o calor específico, retirado do ANEXO H, pode-se obter o número de Prandt, que posteriormente auxiliará no cálculo do Nusselt.

$$Pr_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}}{k_{H_2O}} \quad (4.12)$$

$$Pr_{H_2O} = 5,11$$

De acordo com os parâmetros apresentados, sendo eles: $3000 \leq Re_{H_2O} \leq 5 \times 10^6$; $0,5 \leq Pr \leq 2000$; e $L/D \geq 10$; foi selecionada a correlação de Nusselt proposta por Gnielinski (Equação 4.14), em que f representa o fator de atrito, calculado pela Equação 4.13 (INCROPERA e DEWITT, 2008).

$$f = (0,79 \cdot \ln \cdot Re_{H_2O} - 1,64)^{-2} \quad (4.13)$$

$$f = 0,044$$

$$Nu_{H_2O} = \frac{(f/8) \cdot (Re_{H_2O} - 1000) \cdot Pr_{H_2O}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} (Pr_{H_2O}^{2/3} - 1)} \quad (4.14)$$

$$Nu_{H_2O} = 23,28$$

Conhecendo os valores de Nusselt, do diâmetro equivalente da tubulação do casco e da condutividade térmica da água, pode-se estimar o coeficiente de convecção da água, Equação 4.15.

$$h_{H_2O} = \frac{Nu_{H_2O} k_{H_2O}}{D_H} \quad (4.15)$$

$$h_{H_2O} = 272,56 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.1.9 Coeficiente de convecção do R407C

Seguindo o mesmo método utilizado para o cálculo de convecção da água, pode-se obter o coeficiente de convecção do R407C, substituindo as variáveis da água com as do refrigerante. Desta forma o cálculo começa pela estimativa da área de escoamento, utilizando o diâmetro interno da tubulação de cobre.

$$a_{tR407C} = \frac{\pi \cdot D_{it}^2}{4} \quad (4.16)$$

$$a_{tR407C} = 0,00035 \text{ m}^2$$

Para o cálculo da velocidade de escoamento, serão utilizados a vazão mássica e a área de escoamento já calculadas, juntamente com a densidade do refrigerante retirada do Software Aspen Plus[®] versão 11.1.

$$V_{tR407C} = \frac{\dot{m}_{R407C}}{\rho_{R407C} \cdot a_{tR407C}} \quad (4.17)$$

$$V_{tR407C} = 6,13 \text{ m/s}$$

Assim como no caso da água, deve-se definir o tipo de escoamento em que o fluido refrigerante se encontra, através da Equação 4.18, onde todas as variáveis são conhecidas, inclusive a viscosidade dinâmica do gás, μ_{R407C} , retirada do Software Aspen Plus[®] versão 11.1.

$$Re_{R407C} = \frac{\rho_{R407C} \cdot V_{tR407C} \cdot D_{it}}{\mu_{R407C}} \quad (4.18)$$

$$Re_{R407C} = 778464,36$$

Incropera *et al.* (2008) cita que para obtenção de condições plenamente turbulentas, é necessário número de Reynolds muito maior do que 2300, podendo afirmar então que o escoamento em questão se encontra no regime plenamente turbulento.

Utilizando o calor específico calculado pela Equação 4.3, pode-se obter o número de Prandtl através da Equação 4.19.

$$Pr_{R407C} = \frac{\mu_{R407C} \cdot C_{pR407C}}{k_{R407C}} \quad (4.19)$$

$$Pr_{R407C} = 0,942$$

De acordo com os parâmetros apresentados, sendo eles: $0,7 \leq Pr \leq 16700$; $Re_{R407C} \geq 10^4$; $L/D \geq 10$; foi selecionada a correlação de Nusselt proposta por Sieder Tate, expressa na Equação 4.20.

$$Nu_{R407C} = 0,027 Re_{R407C}^{0,8} Pr_{R407C}^{1/3} \frac{\mu_{R407C}}{\mu_{T_m}} \quad (4.20)$$

$$Nu_{R407C} = 1032,47$$

Desta forma, conhecendo os valores de Nusselt, do diâmetro interno da tubulação de cobre e da condutividade térmica do refrigerante, pode-se estimar o coeficiente de convecção do R407C.

$$h_{R407C} = \frac{Nu_{R407C} k_{R407C}}{D_{it}} \quad (4.21)$$

$$h_{R407C} = 745,68 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Após descobrir os valores dos coeficientes de convecção do gás e da água, a temperatura da parede da tubulação de cobre deve ser calculada, para então verificar se apresenta grande disparidade em relação à média aritmética das temperaturas médias dos fluidos, utilizada nos cálculos de Nusselt.

$$T_{Parede} = T_{m_{\text{água}}} + \frac{h_{\text{água}}}{h_{\text{água}} + \left(h_{R407C} \frac{D_{int}}{D_{ext}} \right)} * (T_{m_{R407C}} - T_{m_{\text{água}}}) \quad (4.22)$$

$$T_{Parede} = 40,752 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como a temperatura encontrada apresenta uma grande divergência, em torno de $6,55^\circ\text{C}$, deve-se recalcular o Nusselt do R407C, com a viscosidade dinâmica, retirada do

Software Aspen Plus[®] versão 11.1, referente à temperatura da parede, através da Equação 4.20, onde será obtido o novo Nusselt.

$$Nu_{R407C_C} = 1019,652$$

Com o Nusselt corrigido, o coeficiente de convecção também mudará, através da Equação 4.23.

$$h_{R407C_C} = \frac{Nu_{R407C_C} k_{R407C}}{D_{it}} \quad (4.23)$$

$$h_{R407C_C} = 736,424 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sendo recalculada a temperatura da parede, com o h_{R407C_C} , utilizando a Equação 4.24, para verificação da disparidade entre a temperatura utilizada com a calculada.

$$T_{Parede} = T_{m_{\acute{a}gua}} + \frac{h_{\acute{a}gua}}{h_{\acute{a}gua} + \left(h_{R407C_C} * \frac{D_{it}}{D_{et}} \right)} * (T_{m_{R407C}} - T_{m_{\acute{a}gua}}) \quad (4.24)$$

$$T_{Parede_C} = 40,827 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como a temperatura da parede corrigida não tem mudança significativa, em relação à primeira, pode-se assumir que o coeficiente de convecção corrigido do refrigerante está correto.

4.1.10 Coeficiente Global de Troca Térmica

Filho (2004) lembra que o coeficiente global de transferência de calor é uma sistematização das diferentes resistências térmicas equivalentes que existem num processo de troca de calor entre duas correntes de fluido.

Com as variáveis e constantes definidas, e utilizando o coeficiente de convecção do cobre fornecido por Çengel *et al.* (2012) o próximo passo é calcular o coeficiente global de troca térmica, definido pela Equação 3.26.

$$U = 196,482 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

4.1.11 Diferença de temperatura média logarítmica

Como o trocador adotado será um duplo tubo com fluxo de escoamento contracorrente, visando uma melhor eficiência, as Equações 3.14, 3.17 e 3.18 serão aplicadas.

$$\Delta T_a = 29,72 \text{ °C}$$

$$\Delta T_b = 29,50 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{LM} = 29,61 \text{ °C}$$

4.1.12 Área de troca térmica

Definido o coeficiente global térmico e o ΔT_{LM} , e sabendo ainda o valor do calor trocado (q), é aplicada a Equação 3.19, possibilitando a obtenção da área total de troca de calor.

$$A = 0,481 \text{ m}^2$$

4.1.13 Número de Tubos

Considerando que o diâmetro dos tubos será constante durante todo o sistema, é possível calcular pela equação 4.25 o número de tubos necessários, estimando que o trocador de calor terá 1 metro de comprimento para facilitar a disposição física no local de instalação.

$$N_t = \frac{A}{\pi * D_{et} * L} \quad (4.25)$$

$$N_t = 6,89$$

Como o número de tubos deve ser um número inteiro, serão considerados sete tubos de 7/8" Classe E com 1 metro de comprimento cada. Recalculando a área de troca térmica com o novo número de tubos, encontra-se:

$$A_c = 0,4887 \text{ m}^2$$

A estrutura do trocador de calor será semelhante à Figura 26, sendo desconsiderada a perda de calor nas curvas de conexão entre as seções da tubulação.

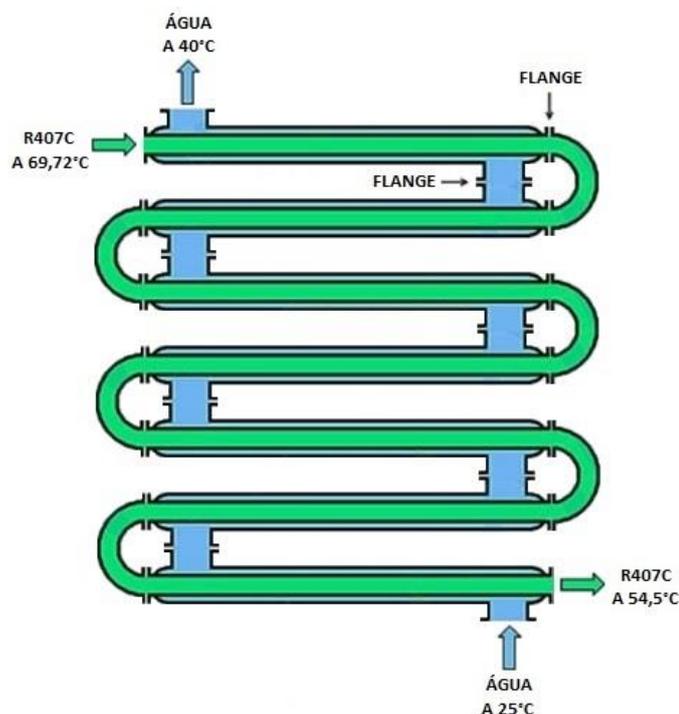


Figura 26: Modelo proposto de trocador de calor bitubular

FONTES: Modificado de (FUNKE, 2017)

4.2 Painel Fotovoltaico

Existem vários critérios a serem levados em conta afim de calcular esse sistema, a metodologia adotada para o dimensionamento será de acordo com SEBRAE (2016), utilizando a forma que considera o consumo médio de eletricidade de acordo com a potência nominal do refrigerador, como também, os dados da radiação solar na cidade de instalação e os rendimentos do inversor e do painel fotovoltaico, ambos fornecidos pelos fabricantes.

Com os dados obtidos no manual do fabricante do equipamento de ar condicionado, ANEXO D, e adotando ainda 9 horas de uso diário durante 22 dias ao mês, pode-se obter os valores energéticos de todo o sistema condicionador de ar, para que seja calculado o consumo médio mensal, através da Equação 4.26.

$$E_a = P_n \cdot h_d \cdot N_{dias} \quad (4.26)$$

$$E_a = 1822,11 \text{ kWh/mês}$$

Para produzir 1822,11 kWh/mês será utilizado o método baseado na insolação diária, ou seja, no valor do quilowatt-hora por metro quadrado recebido diariamente (kWh/(m²dia)), disponível em uma determinada localidade. No caso, será feito o dimensionamento para a aplicação do sistema na cidade do Rio de Janeiro.

Portanto, para calcular a energia a ser produzida pelo sistema, utiliza-se a Equação 4.27.

$$E_p = E_s \cdot S \cdot N_p \cdot N_i, \quad (4.27)$$

Para obter os valores necessários para o cálculo da E_p , serão utilizadas as tabelas fornecidas pelos fabricantes do painel fotovoltaico e do inversor selecionados, disponíveis nos ANEXOS J e K, assim como os dados fornecidos por CRESESB (2017) referentes à incidência da radiação solar no Rio de Janeiro.

As coordenadas geográficas utilizadas serão 22,9°S 43,174329°O, obtidas no Google Maps. Com estas é possível calcular a melhor inclinação dos painéis através da Equação 4.28.

$$\beta = Lat + \left(\frac{Lat}{4}\right) \quad (4.28)$$

$$\beta = 28,62^\circ$$

A inclinação de 28,62°, com orientação Norte, em função do Brasil se encontrar no hemisfério Sul e o maior índice de insolação ser ao Norte do mesmo, permite obter a melhor eficiência de captação de energia solar disponível.

O valor a ser utilizado para radiação solar (E_s) será a média dos valores mensais, disponíveis na Figura 27.

Localidades próximas																		
Latitude: 22,9° S																		
Longitude: 43,174329° O																		
#	Estação	Município	UF	País	Irradiação solar diária média [kWh/m ² .dia]												Média	Delta
					Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez		
✓	Rio: Praça 15 de Novembro	Rio de Janeiro	RJ	BRA	5,86	5,67	5,22	4,06	3,83	3,22	3,78	4,06	4,22	4,86	5,28	5,61	4,64	2,64

Figura 27: Incidência da radiação solar no Rio de Janeiro

FONTE: Modificado de (CRESESB, 2017)

Serão utilizados módulos fotovoltaicos da marca JA Solar, JAP6-72-315-3BB, modelo certificado pelo INMETRO, com as características conforme ANEXO J, fornecidas pelo fabricante.

Para a escolha do Inversor Fotovoltaico a ser aplicado, será utilizado o método proposto por Ferreira (2016), onde é informado que a relação entre a potência do arranjo fotovoltaico e a potência do inversor deve estar contida no intervalo de 0,75 a 1,05, mesmo sabendo que raramente será atingida a potência máxima do arranjo, acarretando em um subdimensionamento da potência do inversor. O Fator de Dimensionamento do Inversor (FDI) é a relação entre potência nominal de corrente alternada do inversor e a potência de pico do gerador, o cálculo do inversor é realizado através da Equação 4.29.

$$FDI \cong \frac{P_{Nca}(W)}{P_{FV}(Wp)} \quad (4.29)$$

$$P_{Nca} \cong 18,27 \text{ kW}$$

Desta forma, o Inversor selecionado dentro das características desejadas foi o modelo SYMO 15.0-3-M, do fabricante Fronius Symo, conforme ANEXO K.

Calculando o FDI real de acordo com o Inversor selecionado é verificado que a faixa anteriormente mencionada é atendida.

$$FDI_R = \frac{P_{Nca}(W)}{P_{FV}(Wp)} \quad (4.30)$$

$$FDI_R = 0,82$$

Após a seleção do inversor e do painel, pode-se obter, através dos ANEXOS J e K, as variáveis necessárias para o cálculo da energia produzida diariamente por cada painel, Equação 4.27 e, posteriormente, utiliza-se o valor obtido na Equação 4.31 para encontrar a energia mensal produzida por cada painel.

$$E_p = 1,44 \text{ kW/dia}$$

$$E_{Pmês} = E_p \cdot N_{dias} \quad (4.31)$$

$$E_{Pmês} = 31,68 \text{ kW/mês}$$

Capítulo 5

Resultados e Discussões

Após a resolução de todo o dimensionamento do trocador bitubular, foi possível obter a vazão volumétrica da água aquecida a 40°C.

$$\dot{V}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \cdot 60 \quad (5.1)$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 2,68 \text{ L/min}$$

Portanto, o tempo para o enchimento de um reservatório adiabático de 1000L será de:

$$t = 6 \text{ horas e } 13 \text{ minutos}$$

De modo a agregar valores a base de dados, foi realizado o dimensionamento através do método numérico para outras temperaturas de saída da água, conforme os Anexos L, M e N, obtendo os resultados apresentados na Figura 28 e Tabela 4. Para as temperaturas de saída estipuladas (30°C; 35°C; 40°C e 44°C), a vazão volumétrica e o tempo de enchimento do reservatório foram calculadas de forma independente, gerando uma reta de tendência.

A escolha da temperatura máxima de aquecimento foi definida com o intuito de evitar a condensação do fluido refrigerante no tubo interno do trocador de calor, para que, com a inserção do permutador, não fosse necessária alteração na condensadora.

Tabela 4: Resultados obtidos

FONTE: Própria (2017)

Temperatura [°C]	Vazão Volumétrica [L/min]	Tempo de Enchimento [Horas]
30	8,04	02:04
35	4,02	04:09
40	2,68	06:13
44	2,12	07:53

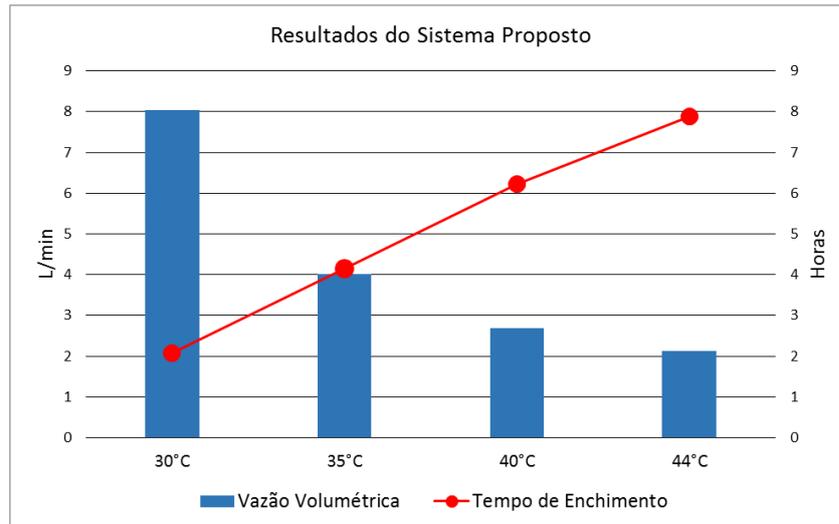


Figura 28: Resultados do sistema proposto

FONTE: Própria (2017)

Em sequência aos resultados obtidos até então, optou-se por analisar a relação entre a energia térmica fornecida e a energia elétrica consumida pelo equipamento, COP, Equação 5.2, em que quanto maior for o mesmo, mais eficiente é o sistema.

$$COP = \frac{Q_f}{W_c} \quad (5.2)$$

Esta análise se baseia na comparação entre os COP's do equipamento sem e com o trocador de calor, devendo então ser coletado todas as variáveis necessárias, como a vazão mássica do refrigerante e as entalpias, já calculadas pelo ciclo de refrigeração ideal em regime permanente, e utilizando a potência nominal do equipamento de 9,2026 kW, apresentada no ANEXO D.

Com esses dados, é possível obter o COP do equipamento sem o trocador, conforme Equação 5.3.

$$COP_{Stroc} = \frac{Q_{fe}}{W_c} \quad (5.3)$$

Onde:

$$Q_{fe} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.4)$$

$$Q_{fe} = 11,93 \text{ kW}$$

Logo:

$$COP_{Stroc} = 1,2964$$

Já para o cálculo do COP do equipamento com o trocador de calor, será necessário somar à energia térmica fornecida pela evaporadora a energia térmica fornecida pelo permutador, Equação 5.5. Contudo, com a inserção do mesmo no sistema, o ciclo de refrigeração sofre uma pequena mudança, conforme Figura 29, onde $h_{2'}$ é a entalpia de saída do trocador, retirada do ANEXO B.

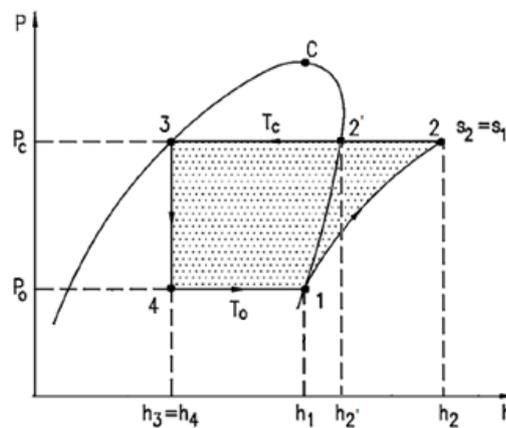


Figura 29: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (P – h) com a inserção do trocador de calor

FONTE: Modificado de UFBA – Refrigeração e Ar Condicionado

$$COP_{Ctroc} = \frac{Q_{fe} + Q_{ft}}{W_c} \quad (5.5)$$

Onde:

$$Q_{ft} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{2'}) \quad (5.6)$$

$$Q_{ft} = 3,52 \text{ kW}$$

Logo:

$$COP_{Ctroc} = 1,6788$$

Com tais resultados, é possível verificar que o COP do equipamento de ar condicionado com a implementação do trocador de calor dimensionado, teve um aumento de 38,25%, independente da temperatura final selecionada da água, melhorando a sua eficiência.

Já para a alimentação energética do equipamento, é calculada a quantidade de painéis no sistema (NP), utilizando a Equação 5.7.

$$NP = E_a/E_{pmês} \quad (5.7)$$

$$NP = 57,5 = 58 \text{ painéis}$$

Após a obtenção do número de painéis, é possível, de acordo Siqueira (2015), identificar a quantidade máxima de painéis em cadeia e de cadeias agrupadas em paralelo através das Equações 5.8 e 5.9, dados obtidos nos ANEXOS J e K.

$$N_{série} = \frac{V_{inv}}{V_{OC,painel}} \quad (5.8)$$

$$N_{série} = 23 \text{ painéis}$$

$$N_{paralelo} = \frac{I_{inv}}{I_{SC,painéis}} \quad (5.9)$$

$$N_{paralelo} = 3 \text{ painéis}$$

Provando então que a utilização dos modelos de inversor e painel selecionados proporciona uma combinação de instalação de até 69 painéis, sendo satisfatórios para o número de painéis necessários no projeto.

Caso haja uma restrição de área disponível para instalação dos painéis fotovoltaicos, recomenda-se que seja dividida a área disponível pela à de cada painel fornecida pelo fabricante do mesmo, estipulando assim um número viável de painéis a serem instalados. Com o resultado, basta multiplicá-lo pelo valor da energia produzida no sistema ao mês (31,68 kWh/mês), para obter a potência total a ser gerada, sendo possível calcular o percentual produzido em relação à potência total necessária.

Capítulo 6

Conclusão

Diante dos resultados obtidos, é possível verificar o benefício da instalação do trocador de calor em um sistema de ar condicionado self contained, para uso industrial ou comercial, visto que os objetivos almejados no projeto teórico foram alcançados.

Um exemplo de aplicabilidade da água aquecida pelo trocador térmico é no banho dos funcionários do local de implantação do sistema. De acordo com Belizano *et al.* (2004), a temperatura de conforto para o banho é estimada em 40°C, sendo gastos aproximadamente 81L de água em função do estudo realizado que apresentava um tempo médio de banho de 9 minutos e uma vazão de conforto para o mesmo de 0,15 L/s. Desta forma, pode-se concluir que, após o expediente de trabalho, doze funcionários de um estabelecimento possam tomar banho, economizando energia elétrica ou gás natural, provenientes de chuveiros elétricos e aquecedores a gás, respectivamente.

Em paralelo ao aquecimento da água, a instalação do trocador de calor proporcionou um aumento de 38,25% no COP do ar condicionado, apresentando assim uma melhora significativa na eficiência do equipamento, fazendo com que seja fornecido uma maior troca térmica com o mesmo gasto energético.

Além das economias energéticas citadas, a instalação de 58 painéis fotovoltaicos auxiliará na alimentação elétrica do condicionador de ar, proporcionando mais uma economia financeira e menor impacto ambiental.

Com todos os resultados obtidos, concluiu-se que o trocador térmico instalado no sistema de ar condicionado juntamente com alimentação de energia alternativa, mostra a viabilidade da implementação dos sistemas, desconsiderando seus custos.

Bibliografia

1. ABU-MALAWEH, H. I. Design and performance of a thermosiphon heat recovery system. Design and performance of a thermosiphon heat recovery system , Fort Wayne, 10 agosto 2005. 471-477.
2. ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Atlas de Energia Elétrica do Brasil. ANEEL. [S.l.], p. 14. 2005.
3. ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Atlas de Energia Elétrica do Brasil. ANEEL. Brasília, p. 236. 2008.
4. ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Resolução Normativa Nº 482/2012. ANEEL. [S.l.]. 2012.
5. ANEEL. BIG - Banco de Informação de Geração. ANEEL, 2017. Disponível em: <www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>. Acesso em: 05 jun. 2017.
6. ARAUJO, E. C. D. C. Evaporadores. São Carlos: EDUFSCAR, 2007.
7. BARNETT SERVICE CENTER. Services: Air Conditioning Service & Repair. Barnett Service Center, 2009. Disponível em: <http://barnettservicecenter.com/Services/Services_Air.asp>. Acesso em: 09 Junho 2017.
8. BELIZANO, M. L.; BELIZANO, H. J. Parâmetros do Aquecimento de Água em Chuveiros: Conforto e Energia , Santa Maria, p. 18, Janeiro/Junho 2004.
9. BRITO, R. S. Á.; RAMOS, A. L. L. D. Estudio experimental de un sistema de refrigeración de pequeña capacidad que utiliza R-600a como gas refrigerante. Revista de la Facultad de Ingenieria U.C.V., v. 28, n. 3, p. 55-64, junho 2013.
10. BROFMAN, E. G. Dimensionamento de condicionador de ar e verificação do uso do seu calor rejeitado para aquecimento de piscina, Porto Alegre, Junho 2011. 25.
11. ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. Transferência de Calor e Massa - Uma Abordagem Prática. 4. ed. [S.l.]: Mc Graw Hill, 2012.
12. CHEMOURS. Fluido Refrigerante - "Gás Refrigerante". Chemours, 2017. Disponível em: <https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/fluidos_refrigerantes.html>. Acesso em: 20 ago. 2017.
13. CLIQUE ARQUITETURA. Clique Arquitetura Seu Portal de Ideias e Soluções, 2012. Disponível em: <<http://www.cliquearquitetura.com.br/artigo/conforto-termico-ar-condicionado-e-climatizador.html>>. Acesso em: 08 junho 2017.
14. COSTA, R. N. A. Viabilidade térmica, econômica e de materiais de um sistema solar de

- aquecimento de água a baixo custo para fins residenciais, Natal, Junho 2007. 78.
15. CRESESB. Centro de Referência para as Energias Solar e Eólica Sérgio de S. Brito, 2017. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br/>>. Acesso em: 15 ago. 2017.
 16. DIAMONT PRECISÃO EM CLIMATIZAÇÃO. Diamont Precisão em Climatização, 2017. Disponível em: <<http://diamont.com.br/tipos-de-sistemas-de-refrigeracao/>>. Acesso em: 21 jul. 2017.
 17. FERNANDES, K. D. L. M. Slide Share, 2011. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/KarlaLeite/ar-condicionado-10037590>>. Acesso em: 19 maio 2017.
 18. FERRAZ, F.; GOMES, M. O Histórico da Refrigeração; Fluidos Refrigerantes; Ozônio/ Processo de Formação/ Destruição; Sistemas de Refrigeração; Componentes de um Sistema de Refrigeração. CEFET/BA. Bahia, p. 60. 2008.
 19. FERREIRA, R. D. E. Metodologia de Aplicação Eficiente de Energia Solar em Residências, Rio de Janeiro, Abril 2016. 140.
 20. FILHO, W. B. Transmissão de Calor. São Paulo: Thomson, 2004.
 21. FRANÇA, F. Controle Térmico de Ambientes. Unicamp. Campinas, p. 21. 2017.
 22. FUNKE, 2017. Disponível em: <en.funke.cn/products_detail/&productId=30.html>. Acesso em: 20 out. 2017.
 23. GUT, J. A. W. Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas, São Paulo, 2003. 268.
 24. INCROPERA, ; DEWITT, D. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6. ed. [S.l.]: LTC, 2008.
 25. KERN, D. Q. Processos de Tansmissão de Calor. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1987.
 26. KLEPA, R. B. et al. Comparação entre os módulos de células fotovoltaicas classificados pelas normas brasileiras, João Pessoa, Outubro 2016. 13.
 27. LIMP, R. N. A Evolução da Energia Solar no Brasil. Canal Energia, Março 2017.
 28. LINDE INDUSTRIAL GASES. Industrial Gases, 2017. Disponível em: <www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hcfc_refrigerants/r22/index.html>. Acesso em: 15 set. 2017.
 29. MARTINEZ, M. F. B. Avaliação Energética visando Certificação de Prédio Verde. Avaliação Energética visando Certificação de Prédio Verde, Porto Alegre, 2009.
 30. MATIAS, L. D. S. Estudo do Dimensionamento e da Viabilidade Econômica de Microgerador Solar Fotovoltaico Conectado à Rede Elétrica, Juiz de Fora, p. 52, 2015.

31. MESQUITA, N. M. R. Redução do consumo energético de um equipamento de frio. Universidade do Porto Faculdade de Engenharia. Porto, p. 17. 2009.
32. PIRANI, M. J. Refrigeração e Ar Condicionado - Refrigeração. Refrigeração e Ar Condicionado - Refrigeração, 2014. Material de apoio.
33. PROTOCOLO DE MONTREAL. Protocolo de Montreal - Cuidando de toda a vida sob o sol. Protocolo de Montreal, 2011. Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/sites/protocolodemontreal.org.br/pt-br/site.php?secao=noticias&pub=380>>. Acesso em: 23 Maio 2017.
34. PROTOCOLO DE MONTREAL. Protocolo de Montreal - Cuidando de toda a vida sob o sol. Protocolo de Montreal, 2011. Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/sites/protocolodemontreal.org.br/pt-br/site.php?secao=noticias&pub=150>>. Acesso em: 24 Maio 2017.
35. REINDL, D. T.; JEKEL, T. B. Heat Recovery In Industrial Refrigeration. ASHRAE Journal, v. 49, p. 22-28, Agosto 2007.
36. ROSÁRIO DA BARROSA, M. Princípios Fundamentais da Transferência de Calor, São Paulo, 02 Agosto 2004. 48.
37. SEBRAE. SERVIÇO DE REFRIGERAÇÃO (AR CONDICIONADO). SEBRAE. Espírito Santo, p. 14. 2010.
38. SEBRAE. Guia de Energia Solar Fotovoltaica aplicação nas micro e pequenas empresas. Cuiabá, p. 31. 2016.
39. SERRÃO, M. A. D. S. Dimensionamento de um Sistema Fotovoltaico para uma casa de veraneio em Pouso de Cajaíba - Paraty, Rio de Janeiro, p. 99, Agosto 2010.
40. SIQUEIRA, L. M. D. Estudo do Dimensionamento e da Viabilidade Econômica de Microgerador Fotovoltaico Conectado à Rede Elétrica, Juiz de Fora, 2015. 52.
41. SLAMA, B. R. IREC'09. Water-heater coupled with the refrigerator to develop the heat of the condenser, Sousse Tunisia, 5-7 Novembro 2009. 12-18.
42. THERMOS REFRIGERAÇÃO AR CONDICIONADO. Thermos Refirgeração Ar Condicionado, 2017. Disponível em: <www.thermosrefrigeracao.com.br/expansao_indireta.php>. Acesso em: 26 maio 2017.
43. UFPR. 2.9 Mecanismos de Transferência de Calor. UFPR, 2017. Disponível em: <<http://fisica.ufpr.br/grimm/aposmeteo/cap2/cap2-9.html>>. Acesso em: 22 ago. 2017.

ANEXO A: Faixas de pressão disponíveis para trabalho

4. Operação (cont.)



4.3. Carga de Refrigerante

⚠ ATENÇÃO

Os equipamentos 40B 06 a 16 apresentam maior área de troca térmica que os respectivos concorrentes, devido à condição de projetos de seus trocadores de calor.

Com isso, mais calor é absorvido no evaporador, aumentando a temperatura do refrigerante e consequentemente a pressão de evaporação.

Da mesma forma, no condensador mais calor é rejeitado, diminuindo a temperatura e a pressão de condensação. Nesse regime de operação, com pressões de condensação menores, o compressor aumenta a sua vazão mássica e sua capacidade, mantendo constante o trabalho de compressão e o consumo.

Em resumo, temos as seguintes pressões usuais de operação (valores médios para as condições nominais ARI-210):

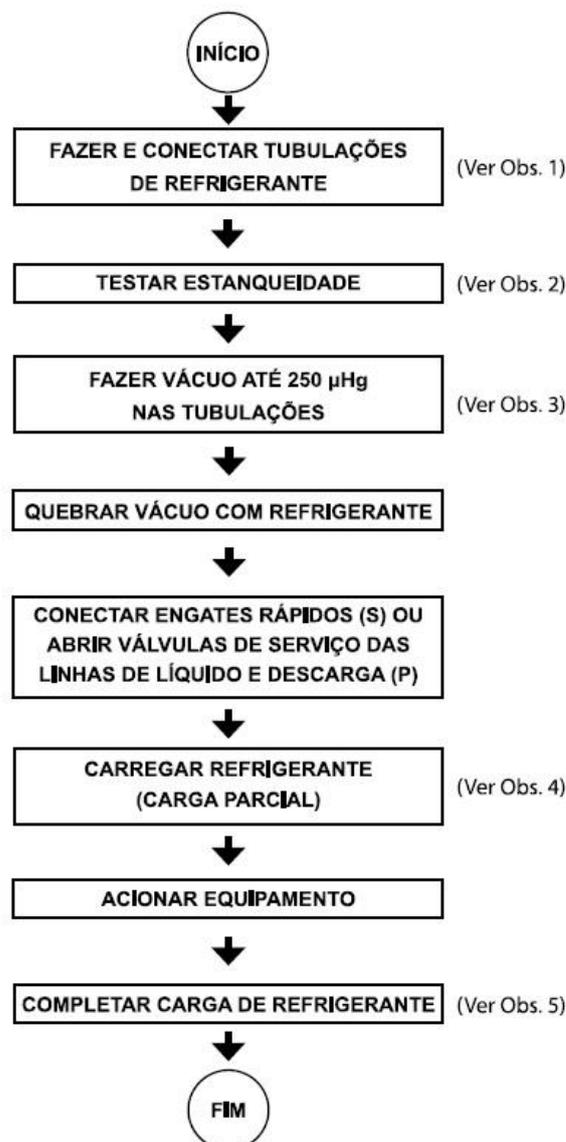
	Baixa kPa (psig)	Alta kPa (psig)
R-22:		
40BZ	483-587 (70-85)	1862-2137 (270-310)
40BR	448-587 (65-85)	1379-1517 (200-220)
40BX	483-587 (70-85)	1862-2069 (270-300)
R-407C:		
40BZ	448-587 (65-85)	2069-2275 (300-330)
40BR	448-587 (65-85)	1517-1724 (220-250)
40BX	448-587 (65-85)	2069-2275 (300-330)

Novamente, salientamos que se torna imperativo o cálculo do superaquecimento e sub-resfriamento para acerto da carga de gás e obtenção do rendimento máximo do equipamento.

- a) Unidades 40BZ — As unidades Self Contained 40BZ são embarcadas com vácuo e pressão positiva de refrigerante. Para seu adequado funcionamento é necessário, após a interligação com o condensador remoto, completar a carga de refrigerante.

O procedimento está representado de forma esquemática a seguir.

Fluxograma 1. Procedimento para carregamento de refrigerante (unidades 40BZ)



⚠ ATENÇÃO

Nunca carregue refrigerante no estado líquido pelo lado de baixa pressão do sistema.

ANEXO B: Tabela de saturação do R407C

Table 1 (continued)
Suva® 407C Saturation Properties—Temperature Table

TEMP. °F	PRESSURE psia		VOLUME ft ³ /lb		DENSITY lb/ft ³		ENTHALPY Btu/lb			ENTROPY Btu/(lb)(°R)		TEMP. °F
	LIQUID P _f	VAPOR P _g	LIQUID v _f	VAPOR v _g	LIQUID 1/v _f	VAPOR 1/v _g	LIQUID h _f	LATENT h _{fg}	VAPOR h _g	LIQUID s _f	VAPOR s _g	
30	78,37	63,05	0,0129	0,8792	77,25	1,1374	22,3	92,4	114,7	0,0487	0,2399	30
31	79,81	64,29	0,0130	0,8627	77,12	1,1592	22,6	92,2	114,9	0,0494	0,2398	31
32	81,26	65,56	0,0130	0,8465	76,99	1,1814	23,0	92,0	115,0	0,0501	0,2396	32
33	82,74	66,84	0,0130	0,8306	76,86	1,2039	23,3	91,8	115,1	0,0508	0,2395	33
34	84,23	68,15	0,0130	0,8151	76,72	1,2268	23,7	91,6	115,3	0,0515	0,2393	34
35	85,75	69,47	0,0131	0,8000	76,59	1,2500	24,0	91,4	115,4	0,0522	0,2392	35
36	87,29	70,81	0,0131	0,7852	76,46	1,2736	24,4	91,2	115,5	0,0529	0,2391	36
37	88,85	72,17	0,0131	0,7707	76,33	1,2975	24,7	91,0	115,7	0,0536	0,2389	37
38	90,43	73,55	0,0131	0,7565	76,19	1,3218	25,1	90,7	115,8	0,0543	0,2388	38
39	92,03	74,96	0,0131	0,7427	76,06	1,3465	25,4	90,5	115,9	0,0550	0,2387	39
40	93,65	76,38	0,0132	0,7291	75,93	1,3716	25,8	90,3	116,1	0,0557	0,2386	40
41	95,29	77,82	0,0132	0,7158	75,79	1,3970	26,1	90,1	116,2	0,0564	0,2384	41
42	96,95	79,29	0,0132	0,7028	75,66	1,4228	26,5	89,9	116,3	0,0571	0,2383	42
43	98,64	80,77	0,0132	0,6901	75,52	1,4491	26,8	89,6	116,4	0,0577	0,2382	43
44	100,35	82,28	0,0133	0,6776	75,39	1,4757	27,2	89,4	116,6	0,0584	0,2380	44
45	102,08	83,81	0,0133	0,6655	75,26	1,5027	27,5	89,2	116,7	0,0591	0,2379	45
46	103,83	85,36	0,0133	0,6535	75,12	1,5302	27,9	88,9	116,8	0,0598	0,2378	46
47	105,61	86,93	0,0133	0,6418	74,99	1,5581	28,2	88,7	116,9	0,0605	0,2377	47
48	107,40	88,52	0,0134	0,6304	74,85	1,5863	28,6	88,5	117,1	0,0612	0,2375	48
49	109,23	90,14	0,0134	0,6192	74,71	1,6151	28,9	88,2	117,2	0,0619	0,2374	49
50	111,07	91,78	0,0134	0,6082	74,58	1,6442	29,3	88,0	117,3	0,0626	0,2373	50
51	112,94	93,44	0,0134	0,5974	74,44	1,6738	29,7	87,8	117,4	0,0633	0,2372	51
52	114,83	95,12	0,0135	0,5869	74,31	1,7038	30,0	87,5	117,6	0,0640	0,2371	52
53	116,74	96,83	0,0135	0,5766	74,17	1,7343	30,4	87,3	117,7	0,0647	0,2369	53
54	118,68	98,56	0,0135	0,5665	74,03	1,7653	30,7	87,1	117,8	0,0654	0,2368	54
55	120,64	100,31	0,0135	0,5566	73,89	1,7967	31,1	86,8	117,9	0,0661	0,2367	55
56	122,63	102,09	0,0136	0,5469	73,76	1,8286	31,5	86,6	118,0	0,0668	0,2366	56
57	124,64	103,89	0,0136	0,5374	73,62	1,8609	31,8	86,3	118,2	0,0675	0,2364	57
58	126,68	105,72	0,0136	0,5280	73,48	1,8938	32,2	86,1	118,3	0,0682	0,2363	58
59	128,74	107,57	0,0136	0,5189	73,34	1,9271	32,6	85,8	118,4	0,0689	0,2362	59
60	130,82	109,45	0,0137	0,5099	73,20	1,9610	32,9	85,6	118,5	0,0696	0,2361	60
61	132,94	111,35	0,0137	0,5012	73,07	1,9953	33,3	85,3	118,6	0,0703	0,2360	61
62	135,07	113,27	0,0137	0,4926	72,93	2,0302	33,7	85,1	118,7	0,0710	0,2358	62
63	137,23	115,23	0,0137	0,4841	72,79	2,0656	34,0	84,8	118,8	0,0717	0,2357	63
64	139,42	117,20	0,0138	0,4759	72,65	2,1015	34,4	84,5	119,0	0,0724	0,2356	64
65	141,63	119,21	0,0138	0,4677	72,51	2,1380	34,8	84,3	119,1	0,0731	0,2355	65
66	143,87	121,23	0,0138	0,4598	72,37	2,1750	35,2	84,0	119,2	0,0738	0,2354	66
67	146,14	123,29	0,0138	0,4520	72,22	2,2126	35,5	83,8	119,3	0,0745	0,2352	67
68	148,43	125,37	0,0139	0,4443	72,08	2,2507	35,9	83,5	119,4	0,0752	0,2351	68
69	150,75	127,48	0,0139	0,4368	71,94	2,2894	36,3	83,2	119,5	0,0759	0,2350	69
70	153,10	129,61	0,0139	0,4294	71,80	2,3286	36,7	83,0	119,6	0,0766	0,2349	70
71	155,47	131,78	0,0140	0,4222	71,66	2,3685	37,0	82,7	119,7	0,0773	0,2348	71
72	157,87	133,97	0,0140	0,4151	71,51	2,4090	37,4	82,4	119,8	0,0780	0,2346	72
73	160,30	136,18	0,0140	0,4082	71,37	2,4500	37,8	82,1	119,9	0,0787	0,2345	73
74	162,75	138,43	0,0140	0,4013	71,23	2,4917	38,2	81,9	120,0	0,0794	0,2344	74
75	165,24	140,70	0,0141	0,3946	71,08	2,5340	38,6	81,6	120,1	0,0801	0,2343	75
76	167,75	143,01	0,0141	0,3880	70,94	2,5770	39,0	81,3	120,3	0,0808	0,2342	76
77	170,29	145,34	0,0141	0,3816	70,80	2,6206	39,3	81,0	120,4	0,0815	0,2340	77
78	172,86	147,70	0,0142	0,3753	70,65	2,6648	39,7	80,7	120,5	0,0822	0,2339	78
79	175,45	150,09	0,0142	0,3690	70,51	2,7097	40,1	80,4	120,6	0,0829	0,2338	79
80	178,08	152,50	0,0142	0,3629	70,36	2,7553	40,5	80,1	120,7	0,0836	0,2337	80
81	180,73	154,95	0,0142	0,3569	70,21	2,8016	40,9	79,9	120,7	0,0843	0,2336	81
82	183,42	157,43	0,0143	0,3511	70,07	2,8486	41,3	79,6	120,8	0,0850	0,2334	82
83	186,13	159,94	0,0143	0,3453	69,92	2,8962	41,7	79,3	120,9	0,0857	0,2333	83
84	188,87	162,48	0,0143	0,3396	69,77	2,9447	42,1	79,0	121,0	0,0865	0,2332	84
85	191,65	165,04	0,0144	0,3340	69,62	2,9938	42,5	78,7	121,1	0,0872	0,2331	85
86	194,45	167,64	0,0144	0,3285	69,48	3,0437	42,9	78,4	121,2	0,0879	0,2329	86
87	197,28	170,28	0,0144	0,3232	69,33	3,0944	43,3	78,0	121,3	0,0886	0,2328	87
88	200,15	172,94	0,0145	0,3179	69,18	3,1458	43,7	77,7	121,4	0,0893	0,2327	88
89	203,04	175,63	0,0145	0,3127	69,03	3,1980	44,1	77,4	121,5	0,0900	0,2326	89

ANEXO C: Tabela de superaquecimento do R407C

Table 2 (continued)
Suva® 407C Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in ft³/lb H = Enthalpy in Btu/lb S = Entropy in Btu/(lb) (°R) (Saturation Properties in parentheses)

ABSOLUTE PRESSURE, psia													TEMP. °F
TEMP. °F	240.00			260.00			280.00			300.00			
	(110.00°F)			(115.63°F)			(120.94°F)			(125.97°F)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
(0,2220)	(123,0)	(0,2298)	(0,2026)	(123,3)	(0,2289)	(0,1858)	(123,6)	(0,2280)	(0,1712)	(123,7)	(0,2272)		
110	0,2220	123,0	0,2298	—	—	—	—	—	—	—	—	—	110
120	0,2311	125,6	0,2342	0,2065	124,5	0,2309	—	—	—	—	—	—	120
130	0,2398	128,1	0,2384	0,2151	127,1	0,2353	0,1936	126,0	0,2322	0,1746	124,9	0,2291	130
140	0,2482	130,6	0,2426	0,2233	129,6	0,2396	0,2017	128,6	0,2366	0,1828	127,6	0,2337	140
150	0,2564	133,0	0,2467	0,2312	132,1	0,2438	0,2095	131,2	0,2409	0,1905	130,3	0,2381	150
160	0,2643	135,5	0,2507	0,2389	134,7	0,2479	0,2170	133,8	0,2451	0,1978	132,9	0,2424	160
170	0,2720	137,9	0,2546	0,2463	137,2	0,2519	0,2242	136,4	0,2492	0,2049	135,5	0,2466	170
180	0,2795	140,4	0,2585	0,2535	139,7	0,2558	0,2312	138,9	0,2532	0,2117	138,1	0,2507	180
190	0,2869	142,9	0,2623	0,2606	142,2	0,2597	0,2380	141,4	0,2571	0,2183	140,7	0,2547	190
200	0,2942	145,3	0,2661	0,2675	144,7	0,2635	0,2446	144,0	0,2610	0,2247	143,3	0,2586	200
210	0,3013	147,8	0,2698	0,2743	147,2	0,2673	0,2511	146,5	0,2648	0,2310	145,8	0,2625	210
220	0,3083	150,3	0,2735	0,2810	149,7	0,2710	0,2575	149,0	0,2686	0,2371	148,4	0,2663	220
230	0,3153	152,8	0,2771	0,2876	152,2	0,2746	0,2638	151,6	0,2723	0,2431	151,0	0,2700	230
240	0,3221	155,3	0,2807	0,2940	154,7	0,2783	0,2699	154,1	0,2759	0,2490	153,5	0,2737	240
250	0,3288	157,8	0,2843	0,3004	157,2	0,2818	0,2760	156,7	0,2796	0,2549	156,1	0,2774	250
260	0,3355	160,3	0,2878	0,3067	159,8	0,2854	0,2820	159,2	0,2831	0,2606	158,7	0,2810	260
270	0,3421	162,8	0,2913	0,3129	162,3	0,2889	0,2879	161,8	0,2867	0,2662	161,3	0,2845	270
280	0,3487	165,3	0,2947	0,3191	164,9	0,2924	0,2938	164,4	0,2902	0,2718	163,8	0,2881	280
290	0,3552	167,9	0,2981	0,3252	167,4	0,2958	0,2995	166,9	0,2936	0,2773	166,4	0,2916	290
300	0,3616	170,5	0,3015	0,3313	170,0	0,2992	0,3053	169,5	0,2971	0,2827	169,1	0,2950	300
310	0,3680	173,0	0,3049	0,3372	172,6	0,3026	0,3109	172,1	0,3005	0,2881	171,7	0,2985	310
320	0,3743	175,6	0,3082	0,3432	175,2	0,3060	0,3165	174,8	0,3039	0,2934	174,3	0,3018	320
330	0,3806	178,2	0,3116	0,3491	177,8	0,3093	0,3221	177,4	0,3072	0,2987	177,0	0,3052	330
340	0,3868	180,8	0,3149	0,3549	180,4	0,3126	0,3276	180,0	0,3105	0,3039	179,6	0,3085	340
350	0,3930	183,5	0,3181	0,3607	183,1	0,3159	0,3331	182,7	0,3138	0,3091	182,3	0,3119	350
360	0,3992	186,1	0,3214	0,3665	185,7	0,3192	0,3385	185,3	0,3171	0,3142	184,9	0,3151	360
370	0,4053	188,8	0,3246	0,3722	188,4	0,3224	0,3439	188,0	0,3203	0,3193	187,6	0,3184	370
380	0,4114	191,4	0,3278	0,3779	191,1	0,3256	0,3493	190,7	0,3236	0,3244	190,3	0,3216	380
390	0,4175	194,1	0,3309	0,3836	193,8	0,3288	0,3546	193,4	0,3268	0,3294	193,0	0,3248	390
400	0,4235	196,8	0,3341	0,3892	196,5	0,3319	0,3599	196,1	0,3299	0,3345	195,8	0,3280	400
410	0,4295	199,5	0,3372	0,3948	199,2	0,3351	0,3651	198,8	0,3331	0,3394	198,5	0,3312	410
420	—	—	—	0,4004	201,9	0,3382	0,3704	201,6	0,3362	0,3444	201,2	0,3343	420
430	—	—	—	—	—	—	0,3756	204,3	0,3393	0,3493	204,0	0,3374	430

TEMP. °F	320.00			340.00			360.00			380.00			TEMP. °F
	(130,74°F)			(135,28°F)			(139,62°F)			(143,78°F)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
(0,1582)	(123,8)	(0,2263)	(0,1467)	(123,9)	(0,2254)	(0,1363)	(123,8)	(0,2245)	(0,1270)	(123,7)	(0,2235)		
140	0,1659	126,5	0,2308	0,1506	125,3	0,2278	0,1366	123,9	0,2247	—	—	—	140
150	0,1736	129,2	0,2354	0,1585	128,2	0,2326	0,1448	127,0	0,2297	0,1322	125,7	0,2268	150
160	0,1809	132,0	0,2398	0,1658	131,0	0,2371	0,1522	129,9	0,2345	0,1398	128,8	0,2318	160
170	0,1879	134,6	0,2441	0,1727	133,7	0,2416	0,1591	132,8	0,2391	0,1468	131,8	0,2366	170
180	0,1945	137,3	0,2482	0,1793	136,4	0,2458	0,1657	135,6	0,2434	0,1534	134,6	0,2411	180
190	0,2010	139,9	0,2523	0,1856	139,1	0,2500	0,1719	138,3	0,2477	0,1596	137,4	0,2454	190
200	0,2072	142,5	0,2563	0,1918	141,8	0,2540	0,1779	141,0	0,2518	0,1655	140,2	0,2497	200
210	0,2133	145,1	0,2602	0,1977	144,4	0,2580	0,1837	143,7	0,2559	0,1712	143,0	0,2538	210
220	0,2193	147,7	0,2641	0,2034	147,1	0,2619	0,1894	146,4	0,2598	0,1767	145,7	0,2578	220
230	0,2251	150,3	0,2679	0,2091	149,7	0,2658	0,1948	149,0	0,2637	0,1821	148,4	0,2618	230
240	0,2307	152,9	0,2716	0,2146	152,3	0,2695	0,2002	151,7	0,2676	0,1873	151,1	0,2656	240
250	0,2363	155,5	0,2753	0,2200	154,9	0,2733	0,2054	154,3	0,2713	0,1923	153,7	0,2694	250
260	0,2418	158,1	0,2789	0,2252	157,6	0,2769	0,2105	157,0	0,2750	0,1973	156,4	0,2732	260
270	0,2472	160,7	0,2825	0,2304	160,2	0,2806	0,2155	159,6	0,2787	0,2022	159,1	0,2769	270
280	0,2525	163,3	0,2861	0,2356	162,8	0,2841	0,2205	162,3	0,2823	0,2070	161,8	0,2805	280
290	0,2578	166,0	0,2896	0,2406	165,5	0,2877	0,2253	165,0	0,2859	0,2116	164,4	0,2841	290
300	0,2630	168,6	0,2931	0,2456	168,1	0,2912	0,2301	167,6	0,2894	0,2163	167,1	0,2877	300
310	0,2681	171,2	0,2965	0,2505	170,8	0,2947	0,2348	170,3	0,2929	0,2208	169,8	0,2912	310
320	0,2732	173,9	0,2999	0,2554	173,4	0,2981	0,2395	173,0	0,2963	0,2253	172,5	0,2947	320
330	0,2782	176,5	0,3033	0,2602	176,1	0,3015	0,2441	175,7	0,2998	0,2298	175,2	0,2981	330
340	0,2832	179,2	0,3067	0,2649	178,8	0,3049	0,2487	178,3	0,3032	0,2342	177,9	0,3015	340
350	0,2881	181,9	0,3100	0,2696	181,5	0,3082	0,2532	181,0	0,3065	0,2385	180,6	0,3049	350
360	0,2930	184,5	0,3133	0,2743	184,2	0,3115	0,2577	183,8	0,3098	0,2428	183,4	0,3082	360
370	0,2979	187,2	0,3166	0,2789	186,9	0,3148	0,2621	186,5	0,3131	0,2470	186,1	0,3115	370
380	0,3027	190,0	0,3198	0,2835	189,6	0,3181	0,2665	189,2	0,3164	0,2512	188,8	0,3148	380
390	0,3075	192,7	0,3230	0,2881	192,3	0,3213	0,2708	192,0	0,3197	0,2554	191,6	0,3181	390
400	0,3122	195,4	0,3262	0,2926	195,1	0,3245	0,2752	194,7	0,3229	0,2596	194,4	0,3213	400
410	0,3169	198,2	0,3294	0,2971	197,8	0,3277	0,2794	197,5	0,3261	0,2637	197,1	0,3245	410
420	0,3216	200,9	0,3326	0,3015	200,6	0,3309	0,2837	200,2	0,3293	0,2677	199,9	0,3277	420
430	0,3263	203,7	0,3357	0,3060	203,4	0,3340	0,2879	203,0	0,3324	0,2718	202,7	0,3309	430
440	0,3309	206,5	0,3388	0,3104	206,1	0,3371	0,2921	205,8	0,3355	0,2758	205,5	0,3340	440
450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,2798	208,3	0,3371	450

ANEXO D: Potência nominal do compressor



Máquinas 40B - Standard - R-407C

Unidade	Tensão*	Compressor 1				Compressor 2				Módulo Ventilação 40B** VS				Motor Condensador***		In (A) Total	Imax (A) Total	Pn (W) Total	Pmax (W) Total
		In (A)	Imax (A)	Pn (W)	Pmax (W)	In (A)	Imax (A)	Pn (W)	Pmax (W)	CV	In (A)	Pn (W)	CV	In (A)	Pn (W)				
40BR 06	220V	15,07	19,5	4708	6005	-	-	-	-	1,0	3,41	1063,7	-	-	-	18,5	22,6	5771,7	6972
40BR 08	220V	18,48	25,5	5964,2	8498	-	-	-	-	1,5	5,28	1667,6	-	-	-	23,8	30,3	7631,8	10014
40BR 12	220V	15,07	19,5	4708	6005	15,07	19,5	4708	6005	2,0	7,59	1837	-	-	-	37,7	45,9	11253	13680
40BR 14	220V	15,07	19,5	4708	6005	18,48	25,5	5964,2	8498	3,0	9,46	3060,2	-	-	-	43,0	53,6	13732,4	17285
40BR 16	220V	18,48	25,5	5964,2	8498	18,48	25,5	5964,2	8498	3,0	9,46	3060,2	-	-	-	46,4	59,6	14988,6	19778
40BR 06P	220V	13,97	19,5	4488	6005	-	-	-	-	1,0	3,41	1063,7	-	-	-	17,4	22,6	5551,7	6972
40BR 08P	220V	18,26	25,5	5841	8498	-	-	-	-	1,5	5,28	1667,6	-	-	-	23,5	30,3	7508,6	10014
40BR 12P	220V	13,97	19,5	4488	6005	13,97	19,5	4488	6005	2,0	7,59	1837	-	-	-	35,5	45,9	10813	13680
40BR 14P	220V	13,97	19,5	4488	6005	18,26	25,5	5841	8498	3,0	9,46	3060,2	-	-	-	41,7	53,6	13389,2	17285
40BR 16P	220V	18,26	25,5	5841	8498	18,26	25,5	5841	8498	3,0	9,46	3060,2	-	-	-	46,0	59,6	14742,2	19778
40BZ 06	220V	17,16	19,5	5522	6005	-	-	-	-	1,0	3,41	1063,7	1/4	1,43	308	22,0	23,9	6893,7	7252
40BZ 08	220V	22,55	25,5	7227	8498	-	-	-	-	1,5	5,28	1667,6	1/4	1,43	308	29,3	31,6	9202,6	10294
40BZ 12	220V	17,16	19,5	5522	6005	17,16	19,5	5522	6005	2,0	7,59	1837	2 x 1/4	2,86	616	44,8	48,5	13497	14240
40BZ 14	220V	17,16	19,5	5522	6005	22,55	25,5	7227	8498	3,0	9,46	3060,2	2 x 1/4	2,86	616	52,0	56,2	16425,2	17845
40BZ 16	220V	22,55	25,5	7227	8498	22,55	25,5	7227	8498	3,0	9,46	3060,2	2 x 1/4	2,86	616	57,4	62,2	18130,2	20338
40BX 06	220V	17,16	19,5	5522	6005	-	-	-	-	1,0	3,41	1063,7	1,5	5,28	1667,6	25,9	27,4	8253,3	8489
40BX 08	220V	22,55	25,5	7292,7	8498	-	-	-	-	1,5	5,28	1667,6	2	7,59	2252,8	35,4	37,2	11213,1	12063
40BX 12	220V	17,16	19,5	5572,2	6005	17,16	19,5	5522	6005	2,0	7,86	1837	3	9,46	3060,2	51,6	54,5	15991,4	16462
40BX 14	220V	17,16	19,5	5572,2	6005	22,55	25,5	7227	8498	3,0	9,46	3060,2	3	9,46	3060,2	58,6	62,2	18919,6	20067
40BX 16	220V	22,55	25,5	7292,7	8498	22,55	25,5	7227	8498	3,0	9,46	3060,2	4	12,76	3982	67,3	71,2	21561,9	23398

Notas Importantes:

* Para obter as correntes em 380V, deve-se dividir a corrente em 220V por 1,73 / Para obter as correntes em 440V, deve-se dividir a corrente em 220V por 2.

** O motor do módulo ventilação é trifásico, de mesma voltagem que a unidade.

*** Os dados elétricos da condensadora para as unidades 40BZ referem-se as 9CK.

Os dados elétricos para as unidades 9BX e 9AB poderão ser obtidos a partir da tabela de características técnicas das condensadoras.

- Dados obtidos na condição da norma ARI 210.

- Variação de voltagem deve ser de +/- 10%.

Legenda:

In (A) - Corrente Nominal de Operação

Imax (A) - Corrente Máxima

Pn (W) - Potência Nominal de Operação

Pmax (W) - Potência Máxima

ANEXO E: Dimensões dos módulos de instalação



Tabela 5 - Bitolas Recomendadas por Circuito para as Linhas

Unidade Sistema 40BZ		Comprimento da linha em metros							
		0 - 15				15 - 30			
		Líquido		Descarga		Líquido		Descarga	
		Ascendente	Outros	Ascendente	Outros	Ascendente	Outros	Ascendente	Outros
		Bitola da tubulação mm (in)							
06	Circ. 5	12,7 (1/2)	9,5 (3/8)	19,0 (3/4)	22,2 (7/8)	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	19,0 (3/4)	25,4 (1)
08	Circ. 7,5	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	22,2 (7/8)	25,4 (1)	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	22,2 (7/8)	28,5 (1.1/8)
12	Circ. 5	12,7 (1/2)	9,5 (3/8)	19,0 (3/4)	22,2 (7/8)	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	19,0 (3/4)	25,4 (1)
14	Circ. 7,5	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	22,2 (7/8)	25,4 (1)	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	22,2 (7/8)	28,5 (1.1/8)
	Circ. 5	12,7 (1/2)	9,5 (3/8)	19,0 (3/4)	22,2 (7/8)	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	19,0 (3/4)	25,4 (1)
16	Circ. 7,5	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	22,2 (7/8)	25,4 (1)	12,7 (1/2)	12,7 (1/2)	22,2 (7/8)	28,5 (1.1/8)

NOTAS

- Como uma primeira aproximação para acerto de carga de refrigerante são fornecidos a seguir valores médios de carga para as unidades 40BZ e seus respectivos condensadores.
- O comprimento indicado já inclui os comprimentos equivalentes por válvulas, cotovelos, tees, reduções, etc.
- Ascendente na tabela acima significa considerar que a unidade condensadora está posicionada em um nível abaixo da unidade evaporadora.

Tabela 6 - Carga Adicional de Refrigerante para Condensadores Remotos (40BZ)

Peso de Refrigerante nas tubulações de interligação					
Diâmetro externo	Refrig.	Líquido Saturado 55°C		Descarga Superaquecimento 86°C	
		g/m	kg/100m	g/m	kg/100m
Cobre mm (in)					
9,52 (3/8)	R-22	54	5,4	-	-
12,70 (1/2)	R-22	110	11,0	-	-
	R-407C	104	10,4	-	-
19,05 (3/4)	R-22	-	-	18	1,8
	R-407C	-	-	22	2,2
22,23 (7/8)	R-22	-	-	24	2,4
	R-407C	-	-	28	2,8
25,40 (1)	R-22	-	-	32	3,2
	R-407C	-	-	37	3,7
28,57 (1.1/8)	R-22	-	-	41	4,1
	R-407C	-	-	48	4,8

Observar que:

- Valores não consideram a carga de refrigerante para as tubulações de interligações (ver tabela 6)
- Valores foram obtidos para as condições normais de operação.
- É imprescindível o cálculo do sub-resfriamento e do superaquecimento para possibilitar o acerto da carga do gás e obtenção do rendimento máximo do equipamento. (Ver Anexo VI).
- Para os equipamento padrão Premium (P) pode ser utilizado o visor de líquido como apoio a verificação da carga de refrigerante. A formação de bolhas pode ser devido a falta de refrigerante, baixo sub-resfriamento, presença de gases não condensáveis ou ainda restrição no filtro secador. Períodos de baixa temperatura de condensação podem reduzir o sub-resfriamento, provocando a presença de bolhas no visor líquido.

ANEXO F: Pressão máxima do ar condicionado

2. Nomenclatura e Características Técnicas Gerais (cont.)



Tabela 1 - Características técnicas Self Contained

Self New Generation		BX			BZ			BR			BX			BZ			BR			
Modelo		06									08									
Padrão de Especificação		S	P	S	P	S	P	S	P	S	P	S	P	S	P	S	P			
Capacidade na Vazão de Ar Nominal (kCal/h) (*)		16171			18060			18142			22624			23798			24298			
Tensão de Força		220 ou 380 ou 440 V / 3F / 60 Hz																		
Tensão de Comando		24 V / 1F / 60 Hz																		
Nº de Estágios de Capacidade		1																		
Nº de Circuitos Frigorígenos		1																		
Gás Refrigerante		R-22 / R-407C																		
Carga de Gás Refrigerante (kg) / Circuito		3,1	-	-	-	2,7	-	-	-	7,5	-	-	-	3,7	-	-	-	2,6	8,5	
Carga de Gás Refrigerante para Transporte (kg)		-	-	0,3	-	-	-	-	-	-	-	0,3	-	-	-	-	-	-	-	
Peso em operação (kg)		260	-	208	-	220	-	255	-	300	-	233	-	245	-	280	-	-		
Peso do Plenum (kg)		18									20									
Dreno - Qtd. / Ø (mm) / Tipo		2 / 19,05 (3/4 in) / BSP																		
COMPRESSOR	Tipo / Quantidade	Scroll / 1																		
	Modelo (R-22 / R-407C)	C-SB353 / C-SBN353									C-SB453 / SBN453									
	Rotação (rpm)	3500																		
	Carga de Óleo por Circuito (l)	1,7																		
	Óleo Recomendado (R-22 / R-407C)	Óleo Mineral (LDRC/B56) ou equivalente / Óleo PVE (FV68S) ou equivalente																		
EVAPORADOR	ALETADO	Área de Face (m²)	0,46									0,64								
		Nº de Filas	3																	
		Ø Tubos (mm) - RPI	9,5 (3/8 in) - 14																	
		Tipo	Aletas de Alumínio corrugadas - Tubos de Cobre ranhurados internamente																	
	VENTILADOR	Nº de Circuitos	1																	
		Tipo	Centrífugo Simples																	
		Faixa de Rotação (rpm) VS / VH	770 - 1065 / 1040 - 1360									770 - 1060 / 970 - 1276								
		Faixa de Vazão (m³/h)	2720 - 4250									4080 - 6375								
		Vazão de Ar nominal (m³/h)	3400																	
		P.E.D na Vazão nominal (mmca) sem Plenum VS / VH	2 - 20 / 20 - 40									8 - 28 / 23 - 44								
MOTOR	Qtd. - Nº de Pólos	1 - 4 Pólos																		
	cv - carcaça VS / VH	1,0 - 80 / 1,5 - 80									1,5 - 80 / 2,0 - 90S									
	Correia "V" - Nº / Tipo VS / VH	1 - A30 / 1 - A24																		
	Correia "V" - Nº / Tipo (insulam, horiz.)	ND	-	-	-	1 - A30	-	-	-	ND	-	-	-	1 - A29	-	-	-	-		
	Ø Polia do ventilador (mm) VS / VH	146 / 158,5									146 / 171,2									
ACIONAMENTO	Ø Polia do motor (mm) VS / VH	65 a 90 / 101,6 a 127,0									65 a 90 / 101,6 a 127,0									
	Nº de voltas para regulação VS / VH	5 / 4																		
	Tipo - classe	Tela Lavável em PVC de alta Densidade - G1																		
	Quantidade - dimensões (mm)	5 - 522 x 196									6 - 522 x 196									
FILTRO	A ÁGUA	Qtd. - Tipo	-	-	-	-	1 - BP	-	1 - ST	-	-	-	-	1 - BP	-	1 - ST	-			
		Vazão nominal de água (m³/h)	-	-	-	-	2,3	-	4,0	-	-	-	-	3,6	-	5,3	-			
		Volume de água (l)	-	-	-	-	2,3	-	21,0	-	-	-	-	2,3	-	21,0	-			
		Perda de carga nominal (mca)	-	-	-	-	0,7	-	5,0	-	-	-	-	1,6	-	8,7	-			
		Conexões: Ø mm (in) - BSP	-	-	-	-	38,1 (1.1/2)	-	31,7 (1.1/4)	-	-	-	-	38,1 (1.1/2)	-	31,7 (1.1/4)	-			
CONDENSADOR	A AR REMOTO	Nº de entrada - saída (**)	-	-	1 - 1	-	-	-	-	-	-	1 - 1	-	-	-					
		Linha de descarga / líquido: Ø (mm) (**)	-	-	ver Anexo IV	-	-	-	-	-	-	ver Anexo IV	-	-						
		Linha de descarga / líquido: Tipo	-	-	ER	F	-	-	-	-	-	ER	F	-						
	A AR INCORPORADO	ALETADO	Área de Face (m²)	0,42									0,59							
			Nº de Filas	4																
RPI			14																	
Tipo			Aletas de Alumínio corrugadas com pre-coated (Gold Fin) e tubos de Cobre ranhurados internamente																	
VENTILADOR		Nº de Circuitos	1																	
		Tipo Centrífugo	Simples																	
		Rotação (rpm)	1050																	
MOTOR	Vazão de Ar Nominal (m³/h)	5100																		
	P.E.D na Vazão nominal (mmca)	10																		
	Qtd. - Nº de Pólos	1 - 4 pólos									1 - 4 pólos									
cv - carcaça ABNT	1,5 - 80									2,0 - 90S										
DISPOSITIVO DE PROTEÇÃO	Pressostato de alta (kPa) de rearme automático		2937±48 (426±7 psi)									1930 (280 psi)			2937±48 (426±7 psi)			1930 (280 psi)		
	Pressostato de baixa (kPa) de rearme automático		48±20 (7±3 psi)																	
	Fusível de comando (A)		1,0																	
	RELE DE SOBRECARGA	Motor Evaporador	220 V	3,6									4,8							
			380 V	2,1									2,8							
			440 V	1,8									2,4							
			220 V	4,8	-	-	-	-	-	-	-	6,9	-	-	-	-				
	Motor do condensador	380 V	2,8	-	-	-	-	-	-	-	4,0	-	-	-	-					
		440 V	2,4	-	-	-	-	-	-	-	3,5	-	-	-	-					
		Compressor	Line Break Interno																	
Válvula de segurança - kPa (psi)		-	-	-	-	-	-	-	-	2552 (370 psi)	-	-	-	-	-	-	-	2552 (370 psi)		

(*) Condições ARI 210 TBS = 26,7°C e TBU 19,4°C para o ar entrando no evaporador, ar entrando no condensador = 35°C ou Água entrando no condensador = 29,4°C

(**) Ver conexões nas características técnicas das unidades condensadoras

ER - Engate rápido

F - Flange

ANEXO G: Fórmula para cálculo do c_p

The binary interaction parameters, k_{ij} , for Suva[®] 407C are:

$$\begin{aligned} k_{11} &= 0.00000 & k_{12} &= -0.00028 & k_{13} &= -0.00815 \\ k_{21} &= -0.00028 & k_{22} &= 0.00000 & k_{23} &= -0.00240 \\ k_{31} &= -0.00815 & k_{32} &= -0.00240 & k_{33} &= 0.00000 \end{aligned}$$

Ideal Gas Heat Capacity Equation (at constant pressure):

$$C_p^{\circ}(\text{mixture}) = \sum_{i=1}^3 x_i C_{pi}^{\circ}$$

$$C_{pi}^{\circ} = 4.184 (A_i + B_i T + C_i T^2 + D_i T^3 + E_i T^4 + F_i T^5)$$

where C_p° and C_{pi}° are in J/(mole) (K) and T is in K. x_i is the mole fraction of component i in the mixture (use same values listed in PRSV constants for Suva[®] 407C). A_i , B_i , C_i , D_i , E_i , and F_i are constants:

$$\begin{aligned} A_1 &= 1.226880 \text{ E+01} & B_1 &= -0.699113 \text{ E-01} \\ A_2 &= 1.170140 \text{ E+01} & B_2 &= 0.216411 \text{ E-01} \\ A_3 &= 0.463685 \text{ E+01} & B_3 &= 0.617904 \text{ E-01} \\ \\ C_1 &= 0.394642 \text{ E-03} & D_1 &= -0.837462 \text{ E-06} \\ C_2 &= 0.868526 \text{ E-04} & D_2 &= -0.112776 \text{ E-06} \\ C_3 &= -0.309907 \text{ E-04} & D_3 &= 0.000000 \text{ E+00} \\ \\ E_1 &= 0.859548 \text{ E-09} & F_1 &= 0.000000 \text{ E+00} \\ E_2 &= 0.000000 \text{ E+00} & F_2 &= 0.000000 \text{ E+00} \\ E_3 &= 0.000000 \text{ E+00} & F_3 &= 0.000000 \text{ E+00} \end{aligned}$$

Properties calculated in SI units from the equations and constants listed above can be converted to I/P units using the conversion factors shown below. Please note that in converting enthalpy and entropy from SI to I/P units, a change in reference states must be included (from $H = 200$ and $S = 1$ at 0°C for SI units to $H = 0$ and $S = 0$ at -40°F for I/P units). In the conversion equations below, $H(\text{ref})$ and $S(\text{ref})$ are the saturated liquid enthalpy and entropy at -40°C . For Suva[®] 407C, $H(\text{ref}) = 146.6 \text{ kJ/kg}$ and $S(\text{ref}) = 0.7903 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

Conversion Factors (SI units to I/P units):

$$\begin{aligned} P(\text{psia}) &= P(\text{kPa}) \cdot 0.14504 \\ T(^{\circ}\text{F}) &= (T[^{\circ}\text{C}] \cdot 1.8) + 32 \\ D(\text{lb/ft}^3) &= D(\text{kg/m}^3) \cdot 0.062428 \\ V(\text{ft}^3/\text{lb}) &= V(\text{m}^3/\text{kg}) \cdot 16.018 \\ H(\text{Btu/lb}) &= [H(\text{kJ/kg}) - H(\text{ref})] \cdot 0.43021 \\ S(\text{Btu/lb} \cdot ^{\circ}\text{R}) &= [S(\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) - S(\text{ref})] \cdot 0.23901 \\ C_p(\text{Btu/lb} \cdot ^{\circ}\text{F}) &= C_p(\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.23901 \\ C_v(\text{Btu/lb} \cdot ^{\circ}\text{F}) &= C_v(\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.23901 \end{aligned}$$

2. Vapor Pressure

$$\log_n P_{\text{sat}} = A + B/T + C \log_n T + D T^2$$

For SI units

T is in K and P is in kPa (abs)

A, B, C, and D are constants.

Constants for vapor pressure of saturated liquid (bubble point), p_f :

$$\begin{aligned} A &= 4.27103 \text{ E+01} & C &= -4.39387 \text{ E+00} \\ B &= -3.34460 \text{ E+03} & D &= 6.86997 \text{ E-06} \end{aligned}$$

Constants for vapor pressure of saturated liquid (dew point), p_g :

$$\begin{aligned} A &= 7.46912 \text{ E+01} & C &= -9.51789 \text{ E+00} \\ B &= -4.50059 \text{ E+03} & D &= 1.73528 \text{ E-05} \end{aligned}$$

For I/P units

T is in $^{\circ}\text{R}$ and P is in psia

A, B, C, and D are constants.

Constants for vapor pressure of saturated liquid (bubble point), p_f :

$$\begin{aligned} A &= 4.33622 \text{ E+01} & C &= -4.39387 \text{ E+00} \\ B &= -6.02028 \text{ E+03} & D &= 2.12036 \text{ E-06} \end{aligned}$$

Constants for vapor pressure of saturated liquid (dew point), p_g :

$$\begin{aligned} A &= 7.83549 \text{ E+01} & C &= -9.51789 \text{ E+00} \\ B &= -8.10106 \text{ E+03} & D &= 0.53558 \text{ E-05} \end{aligned}$$

3. Density of the Saturated Liquid

$$d_f/D_c = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3 + a_4 z^4$$

where $z = (1 - T/T_c)^{1/3} - t_0$

Because both density and temperature appear in the reduced form in the equation, the same constants can be used for either SI or I/P units.

d_f and D_c are in kg/m^3 in SI units and lb/ft^3 in I/P units. T and T_c are in K in SI units and $^{\circ}\text{R}$ in I/P units.

a_0 , a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , and t_0 are constants:

$$\begin{aligned} a_0 &= 1.000000 \text{ E+00} & a_3 &= 2.746460 \text{ E+00} \\ a_1 &= 2.350274 \text{ E+00} & a_4 &= 0.000000 \text{ E+00} \\ a_2 &= -2.029024 \text{ E+00} & t_0 &= 0.0000 \end{aligned}$$

ANEXO H: Tabela Çengel propriedades da água saturada

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

1003

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

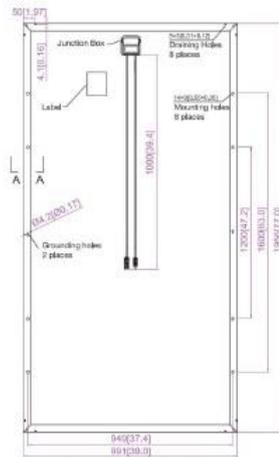
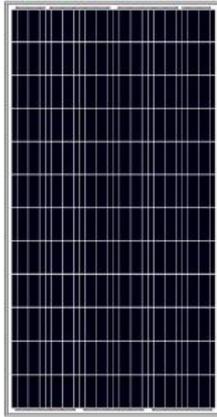
Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)	Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$		$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	1072	430

ANEXO I: Densidade da água saturada

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Pressão de saturação P_{sat} kPa	Densidade de $\rho, \text{kg/m}^3$	
		Líquido	Vapor
0,01	0,6113	999,8	0,0048
5 0,	8721	999,9	0,0068
10	1,2276	999,7	0,0094
15	1,7051	999,1	0,0128
20	2,339	998,0	0,0173
25	3,169	997,0	0,0231
30	4,246	996,0	0,0304
35	5,628	994,0	0,0397
40	7,384	992,1	0,0512
45	9,593	990,1	0,0655
50	12,35	988,1	0,0831

ANEXO J: Dados técnicos do painel solar

JAP6 72/300-320/3BB Engineering Drawings



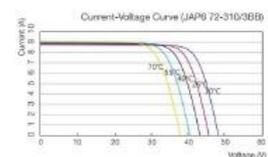
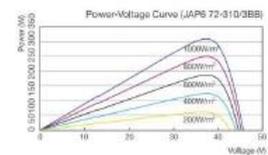
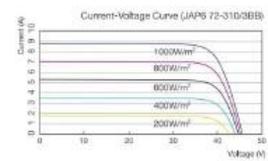
■ customized cable length available upon request

MECHANICAL PARAMETERS	
Cell (mm)	Poly 156x156
Weight (kg)	26 (approx)
Glass Thickness	4 mm
Dimensions (LxWxH) (mm)	1956x991x45
Cable Cross Section Size (mm ²)	4
No. of Cells and Connections	72 (6x12)
Junction Box	IP67, 3 diodes
Connector	MC4 Compatible
Packaging Configuration	23 Per Pallet

WORKING CONDITIONS	
Maximum System Voltage	DC 1000V (IEC)
Operating Temperature	-40°C ~ +85°C
Maximum Series Fuse	15A
Maximum Static Load, Front (e.g., snow and wind)	5400Pa (112 lb/ft ²)
Maximum Static Load, Back (e.g., wind)	2400Pa (50 lb/ft ²)
NOCT	45±2°C
Application Class	Class A

TYPE	ELECTRICAL PARAMETERS				
	JAP6 72-300/3BB	JAP6 72-305/3BB	JAP6 72-310/3BB	JAP6 72-315/3BB	JAP6 72-320/3BB
Rated Maximum Power at STC (W)	300	305	310	315	320
Open Circuit Voltage (Voc/V)	45.20	45.35	45.45	45.60	45.82
Maximum Power Voltage (Vmp/V)	36.41	36.71	37.00	37.28	37.56
Short Circuit Current (Isc/A)	8.73	8.79	8.85	8.91	9.03
Maximum Power Current (Imp/A)	8.24	8.31	8.38	8.45	8.52
Module Efficiency [%]	15.48	15.73	15.99	16.25	16.51
Power Tolerance (W)	-0~+5W				
Temperature Coefficient of Isc (αIsc)	+0.058%/°C				
Temperature Coefficient of Voc (βVoc)	-0.330%/°C				
Temperature Coefficient of Pmax (γPmp)	-0.410%/°C				
STC	Irradiance 1000W/m ² , Cell Temperature 25°C, Air Mass 1.5				

I-V CURVE



NOCT					
TYPE	JAP6 72-300/3BB	JAP6 72-305/3BB	JAP6 72-310/3BB	JAP6 72-315/3BB	JAP6 72-320/3BB
Max Power (Pmax) [W]	217.80	221.43	225.06	228.69	232.32
Open Circuit Voltage (Voc) [V]	42.31	42.47	42.58	42.63	42.78
Max Power Voltage (Vmp) [V]	33.77	33.91	34.05	34.08	34.28
Short Circuit Current (Isc) [A]	6.89	6.93	6.99	7.06	7.16
Max Power Current (Imp) [A]	6.45	6.53	6.61	6.71	6.78
Condition	Under Normal Operating Cell Temperature, Irradiance of 800 W/m ² , spectrum AM 1.5, ambient temperature 20°C, wind speed 1 m/s				

Electrical data in this catalog do not refer to a single module and they are not part of the offer. They only serve for comparison among different module types.

ANEXO K: Dados técnicos do Inversor

TECHNICAL DATA FRONIUS SYMO (10.0-3-M, 12.5-3-M, 15.0-3-M, 17.5-3-M, 20.0-3-M)

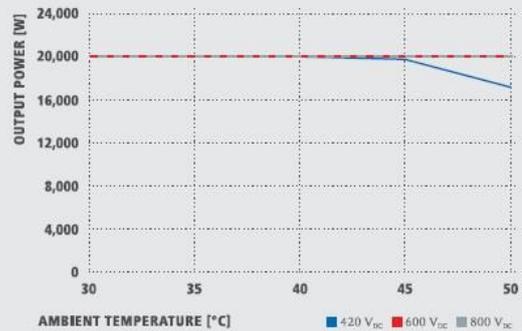
INPUT DATA	SYMO 10.0-3-M	SYMO 12.5-3-M	SYMO 15.0-3-M	SYMO 17.5-3-M	SYMO 20.0-3-M
Max. input current ($I_{dc\ max\ 1} / I_{dc\ max\ 2}$)	27.0 A / 16.5 A		33.0 A / 27.0 A		
Max. array short circuit current (MPP ₁ /MPP ₂)	40.5 A / 24.8 A		49.5 A / 40.5 A		
Min. input voltage ($U_{dc\ min}$)			200 V		
Feed-in start voltage ($U_{dc\ start}$)			200 V		
Nominal input voltage ($U_{dc\ n}$)			600 V		
Max. input voltage ($U_{dc\ max}$)			1,000 V		
MPP voltage range ($U_{mpp\ min} - U_{mpp\ max}$)	270 - 800 V	320 - 800 V		370 - 800 V	420 - 800 V
Number MPP trackers			2		
Number of DC connections			3+3		
OUTPUT DATA	SYMO 10.0-3-M	SYMO 12.5-3-M	SYMO 15.0-3-M	SYMO 17.5-3-M	SYMO 20.0-3-M
AC nominal output ($P_{ac,r}$)	10,000 W	12,500 W	15,000 W	17,500 W	20,000 W
Max. output power	10,000 VA	12,500 VA	15,000 VA	17,500 VA	20,000 VA
Max. output current ($I_{ac\ max}$)	16.0 A	19.9 A	23.9 A	27.9 A	31.9 A
Grid connection (voltage range)	3-NPE 400 V / 230 V or 3-NPE 380 V / 220 V (+20 % / -30 %)				
Frequency (Frequency range)	50 Hz / 60 Hz (45 - 65 Hz)				
Total harmonic distortion	< 2 %				
Power factor ($\cos\ \varphi_{u,r}$)	0.1 ind. / cap.				
GENERAL DATA	SYMO 10.0-3-M	SYMO 12.5-3-M	SYMO 15.0-3-M	SYMO 17.5-3-M	SYMO 20.0-3-M
Dimensions (height x width x depth)			725 x 510 x 225 mm		
Weight	34.8 kg		43.4 kg		
Degree of protection			IP 66		
Protection class			1		
Overvoltage category (DC / AC) ¹⁾			2 / 3		
Night time consumption			< 1 W		
Inverter design			Transformerless		
Cooling			Regulated air cooling		
Installation			Indoor and outdoor installation		
Ambient temperature range			-25 - +60 °C		
Permitted humidity			0 - 100 %		
Max. altitude			2,000 m / 3,400 m (unrestricted / restricted voltage range)		
DC connection technology			6x DC+ and 6x DC-screw terminals 2.5 - 16 mm ²		
Mains connection technology			5-pole AC screw terminals 2.5 - 16 mm ²		
Certificates and compliance with standards	ÖVE / ONORM E 8001-4-712, DIN V VDE 0126-1-1/A1, VDE AR N 4105, IEC 62109-1/-2, IEC 62116, IEC 61727, AS 3100, AS 4777-2, AS 4777-3, CER 06-190, G83/2, G59/3, UNE 206007-1, SI 4777, CEI 0-16, CEI 0-21				

¹⁾ According to IEC 62109-1, DIN rail for optional overvoltage protection (type 2) is included.
Further information regarding the availability of the inverters in your country can be found at www.fronius.com.

FRONIUS SYMO 20.0-3-M EFFICIENCY CURVE



FRONIUS SYMO 20.0-3-M TEMPERATURE DERATING



TECHNICAL DATA FRONIUS SYMO (10.0-3-M, 12.5-3-M, 15.0-3-M, 17.5-3-M, 20.0-3-M)

EFFICIENCY	SYMO 10.0-3-M	SYMO 12.5-3-M	SYMO 15.0-3-M	SYMO 17.5-3-M	SYMO 20.0-3-M
Max. efficiency	98.0 %			98.1 %	
European efficiency (ηEU)	97.4%	97.6 %	97.8 %	97.8 %	97.9 %
η at 5 % P _{ac,r} ¹⁾	87.9 / 92.5 / 89.2 %	88.7 / 93.1 / 90.1 %	91.2 / 94.8 / 92.3 %	91.6 / 95.0 / 92.7 %	91.9 / 95.2 / 93.0 %
η at 10 % P _{ac,r} ²⁾	91.2 / 94.9 / 92.8 %	92.9 / 96.1 / 94.6 %	93.4 / 96.0 / 94.4 %	94.0 / 96.4 / 95.0 %	94.8 / 96.9 / 95.8 %
η at 20 % P _{ac,r} ²⁾	94.6 / 97.1 / 96.1 %	95.4 / 97.3 / 96.6 %	95.9 / 97.4 / 96.7 %	96.1 / 97.6 / 96.9 %	96.3 / 97.8 / 97.1 %
η at 25 % P _{ac,r} ²⁾	95.4 / 97.3 / 96.6 %	95.6 / 97.6 / 97.0 %	96.2 / 97.6 / 97.0 %	96.4 / 97.8 / 97.2 %	96.7 / 97.9 / 97.4 %
η at 30 % P _{ac,r} ²⁾	95.6 / 97.5 / 96.9 %	95.9 / 97.7 / 97.2 %	96.5 / 97.8 / 97.3 %	96.6 / 97.9 / 97.4 %	96.8 / 98.0 / 97.6 %
η at 50 % P _{ac,r} ²⁾	96.3 / 97.9 / 97.4 %	96.4 / 98.0 / 97.5 %	96.9 / 98.1 / 97.7 %	97.0 / 98.1 / 97.7 %	97.0 / 98.1 / 97.8 %
η at 75 % P _{ac,r} ²⁾	96.5 / 98.0 / 97.6 %	96.5 / 98.0 / 97.6 %	97.0 / 98.1 / 97.8 %	97.0 / 98.1 / 97.8 %	97.0 / 98.1 / 97.7 %
η at 100 % P _{ac,r} ¹⁾	96.5 / 98.0 / 97.6 %	96.5 / 97.8 / 97.6 %	97.0 / 98.1 / 97.7 %	96.9 / 98.1 / 97.6 %	96.8 / 98.0 / 97.6 %
MPP adaptation efficiency	> 99.9 %				
PROTECTIVE DEVICES	SYMO 10.0-3-M	SYMO 12.5-3-M	SYMO 15.0-3-M	SYMO 17.5-3-M	SYMO 20.0-3-M
DC insulation measurement	Yes				
Overload behaviour	Operating point shift, power limitation				
DC disconnecter	Yes				
INTERFACES	SYMO 10.0-3-M	SYMO 12.5-3-M	SYMO 15.0-3-M	SYMO 17.5-3-M	SYMO 20.0-3-M
WLAN / Ethernet LAN	Fronius Solar.web, Modbus TCP SunSpec, Fronius Solar API (JSON)				
6 inputs and 4 digital inputs/outputs	Interface to ripple control receiver				
USB (A socket) ²⁾	Datalogging, inverter update via USB flash drive				
2x RS422 (RJ45-socket) ²⁾	Fronius Solar Net, interface protocol				
Signalling output ²⁾	Energy management (potential-free relay output)				
Datalogger und Webserver	Included				
External input	S0-Meter Interface / Input for overvoltage protection				
RS485 ²⁾	Modbus RTU SunSpec or meter connection				

¹⁾ And at $U_{mpp, min} / U_{dcr} / U_{mpp, max}$ ²⁾ Also available in the light version. ³⁾ Available from autumn 2014.

/ Perfect Welding / Solar Energy / Perfect Charging

WE HAVE THREE DIVISIONS AND ONE PASSION: SHIFTING THE LIMITS OF POSSIBILITY.

/ Whether welding technology, photovoltaics or battery charging technology – our goal is clearly defined: to be the innovation leader. With around 3,000 employees worldwide, we shift the limits of what's possible - our more than 850 active patents are testimony to this. While others progress step by step, we innovate in leaps and bounds. Just as we've always done. The responsible use of our resources forms the basis of our corporate policy.

Further information about all Fronius products and our global sales partners and representatives can be found at www.fronius.com

v02 Feb 2014 EN

Fronius India Private Limited
GAT no 312, Nanekarwadi
Chakan, Taluka - Khed District
Pune 410501
India
pv-sales-india@fronius.com
www.fronius.in

Fronius Australia Pty Ltd.
90-92 Lambeck Drive
Tullamarine VIC 3043
Australia
pv-sales-australia@fronius.com
www.fronius.com.au

Fronius UK Limited
Maidstone Road, Kingston
Milton Keynes, MK10 0BD
United Kingdom
pv-sales-uk@fronius.com
www.fronius.co.uk

Fronius International GmbH
Froniusplatz 1
4600 Wels
Austria
pv-sales@fronius.com
www.fronius.com

ANEXO L: Dimensionamento para água saindo a 30°C

R407C		
T_e R407C =	69,72	°C
T_s R407C =	54,5	°C
T_m R407C =	62,11	°C
\dot{m} R407C =	0,202	kg/s
C_p R407C =	0,910339882	KJ/kg °C
ρ R407C =	94,85965727	kg/m ³
μ R407C =	0,000015714	Pa.s
k R407C =	0,015184905	W/m°C

Água		
T_e água =	25	°C
T_s água =	30	°C
T_m água =	27,5	°C
\dot{m} água =	0,134	kg/s
C_p água =	4,17887	KJ/kg °C
ρ água =	996,50	kg/m ³
μ água =	0,00084382	Pa.s
k água =	0,61391	W/m°C

Seleção do Tubo Interno		
Tubo Interno - Cobre 7/8"		
Det =	0,022225	m
Dit =	0,021025	m

Seleção do Casco		
Casco - Aço Carbono 1 1/2" SCH40		
Dic =	0,0409	m
Dec =	0,0483	m

Balanço de Energia		
$q_{\text{gás}} = q_{\text{água}}$		
$q_{\text{gás}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$		
$q_{\text{gás}} =$	2798,785346	W
$\dot{m}_{\text{água}} =$	0,133949386	kg/s

Tubo Interno de Cobre		
$k_{\text{cobre}} =$	401	W/m°C

Para o Casco		
Área de escoamento (a_a) =	0,000925874	m ²
Diametro Equivalente (D_h) =	0,053042042	m
Velocidade de Escoamento =	0,145181587	m/s
Reynolds =	9094,090261	
Prandtl =	5,743861614	
Fator de Atrito (f) =	0,032334842	
Nusselt =	67,54114246	
$h_e =$	781,7229787	W/m ² °C

Para o Tubo Interno		
Área de escoamento (a_t) =	0,000347186	m ²
Velocidade de Escoamento =	6,133493762	m/s
Reynolds =	778464,3609	Turbulento
Prandtl =	0,942059323	
μ_m a T_m dos dois fluidos (44,805°C) =	0,000116561	Pa.s
Nusselt =	1032,468258	
$h_i =$	745,6804728	W/m ² °C

Temperatura da Parede		
$T_s =$	45,693	°C
$\mu_m \text{ a } T_s =$	0,000118151	Pa.s
Nusselt recalculado =	1030,513	
h_i recalculado =	744,268	

ΔT_{LM}		
$\Delta_1 =$	39,72	°C
$\Delta_2 =$	29,5	°C
$\Delta T_{in} =$	34,36	°C

Número de Tubos	
$N_t \cong$	3,150
$N_t =$	4

Temperatura da Parede Recalculada		
T_s recalculado =	45,709	°C

Coeficiente Global de Troca Térmica		
$U =$	370,384	W/m ² °C

Área total de Troca Térmica		
$A =$	0,220	m ²

Comprimento do trocador		
$L =$	1	m

Vazão Volumétrica		
\dot{v} água =	8,03696314	L/min

Tempo para Encher 1000L	
02:04	horas

ANEXO M: Dimensionamento para água saindo a 35°C.

R407C		
T_e R407C =	69,72	°C
T_s R407C =	54,5	°C
T_m R407C =	62,11	°C
\dot{m} R407C =	0,202	kg/s
C_p R407C =	0,910339882	KJ/kg °C
ρ R407C =	94,85965727	kg/m ³
μ R407C =	0,000015714	Pa.s
k R407C =	0,015184905	W/m°C

Água		
T_e água =	25	°C
T_s água =	35	°C
T_m água =	30	°C
\dot{m} água =	0,067	kg/s
C_p água =	4,17837	KJ/kg °C
ρ água =	996,00	kg/m ³
μ água =	0,00080082	Pa.s
k água =	0,61741	W/m°C

Seleção do Tubo Interno		
Tubo Interno - Cobre 7/8"		
Det =	0,022225	m
Dit =	0,021025	m

Seleção do Casco		
Casco - Aço Carbono 1 1/2" SCH40		
Dic =	0,0409	m
Dec =	0,0483	m

Balanço de Energia		
$q_{\text{gás}} = q_{\text{água}}$		
$q_{\text{gás}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$		
$q_{\text{gás}} =$	2798,785346	W
$\dot{m}_{\text{água}} =$	0,066982707	kg/s

Tubo Interno de Cobre		
$k_{\text{cobre}} =$	401	W /m°C

Para o Casco		
Área de escoamento (a_a) =	0,000925874	m ²
Diametro Equivalente (D_h) =	0,053042042	m
Velocidade de Escoamento =	0,072635926	m/s
Reynolds =	4791,771883	
Prandtl =	5,419611382	
Fator de Atrito (f) =	0,039134653	
Nusselt =	35,24314621	
$h_e =$	410,2306441	W/m ² °C

Para o Tubo Interno		
Área de escoamento (a_t) =	0,000347186	m ²
Velocidade de Escoamento =	6,133493762	m/s
Reynolds =	778464,3609	Turbulento
Prandtl =	0,942059323	
μ a T_m dos dois fluidos (46,055°C)=	0,000116561	Pa.s
Nusselt =	1032,468258	
$h_i =$	745,6804728	W/m ² °C

Temperatura da Parede		
$T_s =$	41,807	°C
$\mu_m \text{ a } T_s =$	0,000123381	Pa.s
Nusselt recalculado =	1024,282	
h_i recalculado =	739,7679	

ΔT_{LM}		
$\Delta_1 =$	34,72	°C
$\Delta_2 =$	29,5	°C
$\Delta T_{ln} =$	32,04	°C

Número de Tubos	
$N_t \cong$	4,827
$N_t =$	5

Temperatura da Parede Recalculada		
T_s recalculado =	41,867	°C

Coeficiente Global de Troca Térmica		
$U =$	259,180	W/m ² °C

Área total de Troca Térmica		
$A =$	0,337	m ²

Comprimento do trocador		
$L =$	1	m

Vazão Volumétrica		
\dot{v} água =	4,01896244	L/min

Tempo para Encher 1000L	
04:09	horas

ANEXO N: Dimensionamento para água saindo a 44°C

R407C		
T_e R407C =	69,72	°C
T_s R407C =	54,5	°C
T_m R407C =	62,11	°C
\dot{m} R407C =	0,202	kg/s
C_p R407C =	0,910339882	KJ/kg °C
ρ R407C =	94,85965727	kg/m ³
μ R407C =	0,000015714	Pa.s
k R407C =	0,015184905	W/m°C

Água		
T_e água =	25	°C
T_s água =	44	°C
T_m água =	34,5	°C
\dot{m} água =	0,035	kg/s
C_p água =	4,178	KJ/kg °C
ρ água =	994,20	kg/m ³
μ água =	0,00072978	Pa.s
k água =	0,62424	W/m°C

Seleção do Tubo Interno		
Tubo Interno - Cobre 7/8"		
Det =	0,022225	m
Dit =	0,021025	m

Seleção do Casco		
Casco - Aço Carbono 1 1/2" SCH40		
Dic =	0,0409	m
Dec =	0,0483	m

Balanço de Energia		
$q_{\text{gás}} = q_{\text{água}}$		
$q_{\text{gás}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$		
$q_{\text{gás}} =$	2798,785346	W
$\dot{m}_{\text{água}} =$	0,035257179	kg/s

Tubo Interno de Cobre		
$k_{\text{cobre}} =$	401	W/m°C

Para o Casco		
Área de escoamento (a_a) =	0,000925874	m ²
Diametro Equivalente (D_h) =	0,053042042	m
Velocidade de Escoamento =	0,038302041	m/s
Reynolds =	2767,731437	
Prandtl =	4,884372741	
Fator de Atrito (f) =	0,046822947	
Nusselt =	17,88597506	
$h_e =$	210,4960656	W/m ² °C

Para o Tubo Interno		
Área de escoamento (a_t) =	0,000347186	m ²
Velocidade de Escoamento =	6,133493762	m/s
Reynolds =	778464,3609	Turbulento
Prandtl =	0,942059323	
μ_m a T_m dos dois fluidos (48,305°C) =	0,000116561	Pa.s
Nusselt =	1032,468258	
$h_i =$	745,6804728	W/m ² °C

Temperatura da Parede		
$T_s =$	40,845	°C
$\mu_m a T_s =$	0,000127582	Pa.s
Nusselt recalculado =	1019,492	
h_i recalculado =	736,3088	

ΔT_{LM}		
$\Delta_1 =$	25,72	°C
$\Delta_2 =$	29,5	°C
$\Delta T_{ln} =$	27,57	°C

Número de Tubos	
$N_t =$	8,974
$N_t =$	9

Temperatura da Parede Recalculada		
T_s recalculado =	40,907	°C

Coeficiente Global de Troca Térmica		
$U =$	162,039	W/m ² °C

Área total de Troca Térmica		
$A =$	0,627	m ²

Comprimento do trocador		
$L =$	1	m

Vazão Volumétrica		
\dot{v} água =	2,11543071	L/min

Tempo para Encher 1000L	
07:53	horas