

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG
DIEGO JOSÉ CIESLIK**

**ESTUDO E ANÁLISE DE UMA ALTERNATIVA PARA SUBSTITUIÇÃO DO
SISTEMA DE RESFRIAMENTO DO GERADOR DE UMA UNIDADE GERADORA
DE UMA USINA HIDRELÉTRICA**

**CASCADEL - PR
2016**

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG
DIEGO JOSÉ CIESLIK**

**ESTUDO E ANÁLISE DE UMA ALTERNATIVA PARA SUBSTITUIÇÃO DO
SISTEMA DE RESFRIAMENTO DO GERADOR DE UMA UNIDADE GERADORA
DE UMA USINA HIDRELÉTRICA**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Msc. Eng. Eliseu Avelino Zanella Junior.

CASCADEL - PR

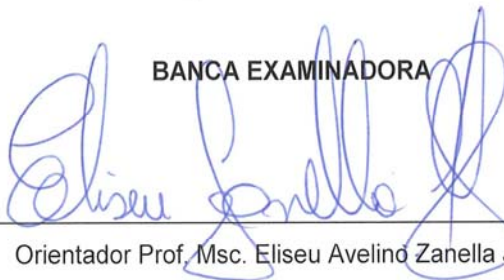
2016

FACULDADE ASSIS GURGACZ - FAG
DIEGO JOSÉ CIESLIK

**ESTUDO E ANÁLISE DE UMA ALTERNATIVA PARA SUBSTITUIÇÃO DO
SISTEMA DE RESFRIAMENTO DO GERADOR DE UMA UNIDADE GERADORA
DE UMA USINA HIDRELÉTRICA**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Msc. Eng. Eliseu Avelino Zanella Junior.

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Msc. Eliseu Avelino Zanella Junior
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Roberson Roberto Parizotto
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Sérgio Henrique Rodrigues Mota
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 29 de Novembro de 2016.

DEDICATÓRIA

MÃE (In memória)

Como encontrar palavras para homenagear a minha mãe? Como encontrar palavras para descrever uma grande mulher? Como posso dizer que para mim foi e é um modelo de mãe? Um ícone de fortaleza, alegria, caráter e extraordinária personalidade...

Que com palavras, por vezes amargas, me mostrou sempre a verdade. Não me deixou desistir, mesmo nos piores momentos. Como posso agradecer a tudo o que fez por mim?

Quando tudo era escuro sabia Sempre como mostrar a luz...

Sou quem sou, porque sempre foi um exemplo para mim. De luta, coragem, esperança, dedicação, AMOR, carinho, paciência, FÉ que não se envergonhava de dobrar os joelhos e através das suas orações pedir, suplicar e implorar para que o Espírito Santo me iluminasse no momento das provas e, ansiosa esperava os resultados.

Quem conheceu você e conviveu com você, sabe a mãe maravilhosa que você foi. E é por essa razão, minha amiga confidente MÃE, que hoje nesta data tão especial eu te dedico esta conquista que juntos conseguimos.

Você é a estrela da minha vida, aquela que me dá a luz para que os meus olhos sigam o amor. TE AMO ETERNAMENTE...

AGRADECIMENTOS

Hoje vivo uma realidade que antes era um sonho, agradeço primeiramente a Deus pelo dom da vida, pelo seu amor infinito, sem ele nada sou.

Agradecer aos meus queridos pais Lauro Cieslik e Regina Kawalek Cieslik (In memória), pelo amor incondicional, carinho, compreensão e pelo incentivo em todos os momentos, sempre orando e torcendo por mim e para meu sucesso. Meu pai me deu exemplos de dedicação, respeito, moral, honra e a importância de fazer sempre o bem, minha mãe, ausente fisicamente, mas presente espiritualmente, sempre rezou e me incentivou com seu amor verdadeiro nos momentos mais difíceis.

Agradeço aos meus irmãos que me apoiaram e incentivaram nesta longa jornada, e foram exemplos para minha conquista.

Em especial agradecer minha namorada que sempre me ajudou, pelo seu amor, carinho, paciência e compreensão que me dedicou, mesmo nos momentos mais difíceis esteve do meu lado para que eu seguisse em frente. Por ter entendido e suportado minha ausência, em que 388 km diários foram necessários durante esta jornada universitária.

Agradecer ao meu professor e orientador deste trabalho, Elizeu Zanella Junior, por aceitar e me dar apoio necessário para o desenvolvimento do trabalho, agradeço também a todos os demais professores que disponibilizaram seu tempo para compartilhar seus conhecimentos.

Agradecer a todas as pessoas que de algum modo me ajudaram, fizeram ou fazem parte desta caminhada, por isso minha eterna gratidão a todos que colaboraram para que este sonho pudesse ser concretizado.

Agradecer meu colega de trabalho Luciano Zanoni que contribuiu com idéias para o desenvolvimento do trabalho.

E por último, mas não menos importante, sou grato a Engie, empresa onde eu trabalho, que me apoiou financeiramente e através dos meus gerentes permitiram que me ausentasse períodos da minha jornada de trabalho para que pudesse estar presente em sala de aula.

“A mente que se abre a uma nova ideia
jamais voltará ao seu tamanho original.”
(Albert Einstein)

RESUMO

Este projeto avaliará a possibilidade da substituição do tipo de fluido para circulação nos trocadores de calor para o sistema de resfriamento do gerador de uma usina hidrelétrica, equipamento este de extrema importância para o funcionamento de uma unidade hidráulica de geração de energia elétrica. Atualmente o sistema é resfriado com água que é captada do reservatório da usina, está é retirada por uma tubulação do conduto forçado até o filtro de limpeza Cuno Flow e assim distribuída através do coletor geral de resfriamento até os trocadores de calor do gerador, este processo usado atende as necessidades básicas deste sistema de refrigeração, ou seja, supre a vazão necessária para o resfriamento do gerador. Mas este tipo de resfriamento consome água que poderia estar sendo utilizada para a geração de energia elétrica, além disso, necessita de mão de obra para efetuar limpeza destes trocadores de calor, e em algumas usinas perda de eficiência devido o mexilhão dourado que gruda nas paredes das tubulações e trocadores, durante uma parada de unidade geradora para intervenção o tempo de manutenção é considerável.

Palavras chave: *fluido, resfriamento, energia elétrica e mexilhão dourado.*

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Trocador de calor recuperador e regenerador	17
FIGURA 2: Trocador de calor de contato direto	17
FIGURA 3: Trocadores de calor de tubos concêntricos (a) escoamento paralelo (b) escoamento contracorrente	18
FIGURA 4: Trocadores de calor com escoamentos cruzados (a) aletado com ambos os fluidos não-misturados (b) não-aletado com um fluido misturado	18
FIGURA 5: Trocador de calor com casco e tubos (um passe no casco e um passe nos tubos)	19
FIGURA 6: Trocadores de calor (a) um passe no casco e dois passes nos tubos (b) dois passes no casco e quatro passes nos tubos	19
FIGURA 7: Trocadores de calor compactos	20
FIGURA 8: Trocador de calor duplo tubo com correntes paralelas e correntes opostas	20
FIGURA 9: Trocador de calor de placas	21
FIGURA 10: Ciclo de refrigeração de um fluido refrigerante	22
FIGURA 11: Esquema de um compressor alternativo	23
FIGURA 12: Corte de um compressor parafuso	24
FIGURA 13: Evaporador	25
FIGURA 14: Condensador	28
FIGURA 15: Válvula de bloqueio manual	31
FIGURA 16: Válvula de expansão manual	31
FIGURA 17: Válvula de retenção	32
FIGURA 18: Válvula solenóide	33
FIGURA 19: Válvula reguladora de pressão	34
FIGURA 20: Válvula de expansão controlada por superaquecimento	35
FIGURA 21: Tubulação de cobre	37
FIGURA 22: Refrigerantes	39
FIGURA 23: Fluido refrigerante DuPont ISCEON MO99 – R-438A	43
FIGURA 24: Eixo e rotor turbina tipo Francis	45
FIGURA 25: Sistema de excitação	47
FIGURA 26: Anéis coletores	47

FIGURA 27: Rotor e aranha	49
FIGURA 28: Cruzeta superior	50
FIGURA 29: Anel magnético e polos	51
FIGURA 30: Eixo auxiliar	52
FIGURA 31: Local de instalação do trocador de calor	52
FIGURA 32: Carcaça do estator	53
FIGURA 33: Carcaça do estator com dispositivo de centragem	53
FIGURA 34: Trocador de calor	56
FIGURA 35: Macaco de freio	58
FIGURA 36: Tubulação para captação de água do conduto	59
FIGURA 37: Filtro Cuno Flow de limpeza automático	59
FIGURA 38: Tubulação de água do coletor geral	60
FIGURA 39: Válvula de isolamento do coletor geral	60
FIGURA 40: Tubulações de saída de água para o canal de fuga	61
FIGURA 41: Tubulação de água entrada dos trocadores de calor	61
FIGURA 42: Tubulação de água saída dos trocadores de calor	62
FIGURA 43: Gerador parte superior, tampas e cubículo anéis coletores	63
FIGURA 44: Gerador parte interna, anel magnético	63
FIGURA 45: Local para possível instalação do equipamento selecionado	65
FIGURA 46: Distância entre trocadores de calor da carcaça do estator	73

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AC – Corrente Alternada

ANSI – American National Standards Institute

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

CFCs – Hidrocarbonetos à Base de Flúor e Cloro

COEMSA – Consórcio Elétrico Mecânico Santiago

CO₂ – Dióxido de Carbono

EPT – Transformador de Força de Excitação

GWP – Potencial de Aquecimento Global

HFC – Hidrofluorocarboneto

Hz – Hertz

ISCEON – Fluido Refrigerante

kVa – Quilovoltampere

kW – Quilowatt

mca – Metro Coluna de Água

Mpa – Megapascal

NA – Normalmente Aberto

NF – Normalmente Fechado

NIST – National Institute Of Standards

RPM – Rotação Por Minuto

R-22 – Clorodifluorometano

XIX – Dezenove

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	13
1.1.	OBJETIVOS	13
1.1.1.	Objetivo Geral	13
1.1.2.	Objetivos Específicos	14
1.2.	JUSTIFICATIVA	14
1.3.	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	15
1.4.	DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA	15
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1.	TROCADORES DE CALOR	16
2.1.1.	Tipos de trocadores de calor	16
2.2.	REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL	21
2.3.	COMPRESSORES ALTERNATIVOS	22
2.3.1.	Lubrificação e resfriamento do óleo	23
2.4.	COMPRESSORES PARAFUSO	23
2.5.	EVAPORADORES	24
2.5.1.	O coeficiente global de transferência de calor	25
2.5.2.	O evaporador com recirculação de líquido	26
2.5.3.	Vantagens e desvantagens da recirculação de líquido	26
2.6.	CONDENSADORES	27
2.6.1.	A condensação no interior de tubos	28
2.6.2.	Desempenho de condensadores resfriados a ar e a água	29
2.6.3.	Condensadores evaporativos	29
2.7.	VÁLVULAS	30
2.7.1.	Válvulas de bloqueio de atuação manual	30
2.7.2.	Válvulas de expansão manuais	31
2.7.3.	Válvulas de retenção	32
2.7.4.	Válvulas de solenóide	32
2.7.5.	Válvulas de solenóide pilotadas e acionadas por pressão de gás	33
2.7.6.	Válvulas reguladoras de pressão: de ação diretas e pilotadas	34
2.7.7.	Válvulas de expansão controladas por superaquecimento	35
2.7.8.	Controles de nível	36
2.8.	TUBULAÇÕES	37

2.8.1.	As funções das linhas de refrigerante	38
2.8.2.	Perda de carga em tubos de seção circular	38
2.9.	REFRIGERANTES	38
2.9.1.	Nomenclatura	40
2.9.2.	Propriedades físicas	40
2.9.3.	Características de desempenho no ciclo de compressão e vapor	41
2.9.4.	Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio	41
2.9.5.	Interação com o óleo de lubrificação	42
2.10.	FLUIDO REFRIGERANTE DUPONT ISCEON MO99	43
3.	METODOLOGIA	45
3.1.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA ATUAL	58
3.2.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO	64
3.3.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO SISTEMA	65
3.4.	SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO SEM FAZER ALTERAÇÕES	67
3.5.	SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO SENDO NECESSÁRIO ALTERAÇÃO	69
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	72
5.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
6.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
	ANEXOS	78

1 INTRODUÇÃO

O resfriamento através de água por trocadores de calor é vastamente utilizado em vários processos industriais, alimentícios, petrolíferos, como sistemas de refrigeração, controle de temperatura, entre outros.

A partir disto se verifica a possibilidade de estar efetuando um sistema de resfriamento através de outro fluido num sistema fechado, no qual consiste a circulação deste ao invés da água. No equipamento instalado atualmente as intervenções e limpezas são realizados pela equipe de manutenção e demanda tempo e custo.

Este estudo avaliará a possibilidade de estar substituindo a água que circula atualmente nos trocadores de calor de refrigeração do gerador por outro tipo de fluido que comporte um sistema fechado.

Será levado em consideração todo o levantamento do sistema como evaporadores, compressores, condensadores, válvulas de expansão e acessórios, a fim de selecionar um possível equipamento para o funcionamento correto do sistema.

O sistema de resfriamento do gerador é utilizado para manter a temperatura das barras do estator dentro dos padrões necessários para o funcionamento da unidade geradora, este que será o objetivo final do equipamento a ser selecionado neste trabalho.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Verificar alternativa de um trocador de calor com circuito fechado para o sistema de resfriamento do gerador de uma usina hidrelétrica.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Estudar bibliografias relacionadas a sistemas de refrigeração;
- Pesquisar em relatórios e manuais da unidade geradora de uma usina hidrelétrica;
- Levantar informações de um sistema de trocador de calor (dados de refrigeração, temperaturas, diâmetros de tubulações, etc.) de uma unidade geradora;
- Especificar um fluido a ser utilizado no sistema de refrigeração fechado em estudo neste trabalho;
- Realizar cálculo de carga térmica do sistema a ser selecionado, levando em consideração os dados e valores do projeto atual, como temperatura e vazão;
- Selecionar o equipamento a ser utilizado no circuito fechado (evaporadores, compressores, condensadores, válvulas de expansão, etc.);
- Verificar o *lay out* de distâncias e locais disponíveis para uma possível instalação dos equipamentos selecionados;
- Analisar a operacionalidade do sistema selecionado no estudo.

1.2 JUSTIFICATIVA

A verificação de um sistema alternativo com um fluido refrigerante num circuito fechado para resfriamento do gerador é inovador para o funcionamento em usinas hidrelétricas.

Com a utilização deste circuito acredita-se que reduz o tempo de máquina parada para intervenção de limpeza nestes trocadores de calor. Outro benefício é que o setor de manutenção não dispensará homens/hora para realização da limpeza dos trocadores de calor.

Um problema enfrentado pela maioria das usinas hidrelétricas é o mexilhão dourado que entra nas tubulações e trocadores de calor obstruindo a passagem do fluido e diminuindo a eficiência do sistema, desta maneira com a utilização de um sistema fechado com alteração do fluido e eliminação da água este problema será eliminado.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

É possível substituir um sistema tradicional de resfriamento de um gerador de uma máquina rotativa de baixa rotação por um sistema de resfriamento fechado?

1.4 DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA

O projeto se limita a selecionar um sistema de circuito fechado para substituir o sistema tradicional de troca de calor de um gerador de uma usina hidrelétrica, a fim de verificar se é possível esta substituição.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

O trocador de calor é um equipamento utilizado para transferência de uma maneira eficiente de um meio para outro. Sua finalidade é a de transferir calor de um fluido para o outro, desde que estes estejam em temperaturas diferentes. Os trocadores de calor são amplamente encontrados em usinas de geração de energia, compressores, tanques de armazenamento de óleo, refrigeração, aquecedores, condicionamento de energia, plantas químicas e petroquímicas, refinaria de petróleo e tratamento de águas residuais (COEMSA – WESTINGHOUSE, 1979).

Para que um trocador de calor seja eficiente depende de suas características geométricas, do material utilizado para sua construção, do fluxo, temperatura e coeficiente de condutibilidade térmica. Para melhorar a troca de calor são instaladas aletas em toda a área da tubulação, com o emprego das aletas o fluido dispersa em lugares menores melhorando a troca de calor (COEMSA – WESTINGHOUSE, 1979).

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão em diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações da engenharia. O dispositivo utilizado para programar essa troca é denominado trocador de calor, e as aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de ambientes e ar condicionado, produção de potência, recuperação de calor perdido e processamento químico (FRANK; DAVID, 2003).

2.1.1 Tipos de trocador de calor

Segundo Frank e Mark (2003), o trocador de calor é um dispositivo no qual o calor é transferido entre uma substância quente e uma substância mais fria, geralmente fluidos. Existem três tipos básicos de trocador de calor:

Recuperadores: neste tipo de trocador de calor, os fluidos quente e frio são separados por uma parede, e o calor é transferido por meio de uma combinação de convecção para e a partir da parede e de condução através da parede. Esta pode incluir superfícies estendidas, como aletas, ou outros dispositivos de aumento de transferência de calor.

Regeneradores: em um regenerador, os fluidos quente e frio ocupam alternadamente o mesmo espaço no núcleo do trocador. O núcleo do trocador ou matriz serve como dispositivo de armazenagem de calor que, periodicamente aquecido pelo fluido mais quente, transfere o calor para o fluido mais frio.

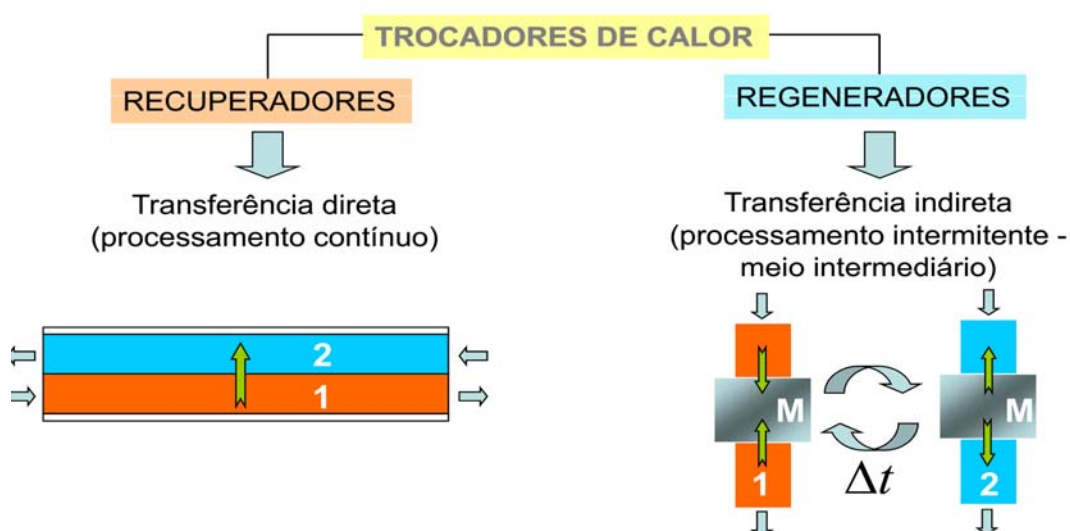


Figura 01: Trocador de calor recuperador e regenerador (Fonte: EBAH, 2016).

Trocadores de calor de contato direto: neste tipo de trocador, os fluidos quente e frio entram em contato direto. Exemplo de tal dispositivo é uma torre de refrigeração, na qual um jorro de água cai do topo da torre e entra em contato direto com o fluxo de ar ascendente, que o resfria (FRANK; MARK, 2003).

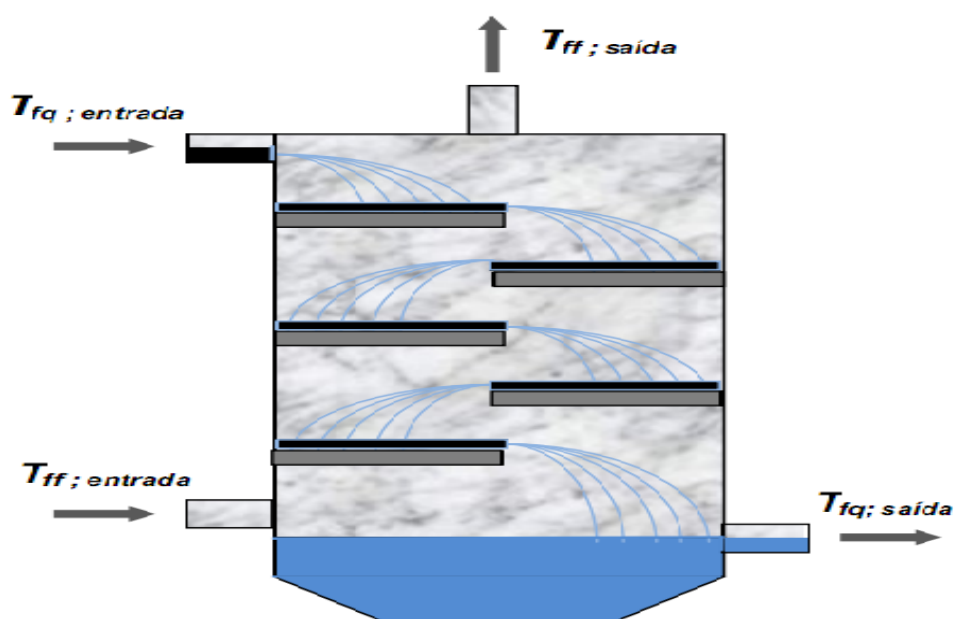


Figura 02: Trocador de calor de contato direto (Fonte: EBAH, 2016).

Trocadores de calor são normalmente classificados de acordo com o arranjo do escoamento e o tipo de construção. No trocador de calor mais simples os fluidos quente e frio se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos em uma construção de tubos concêntricos (ou tubo duplo), (WHITE, 2002).

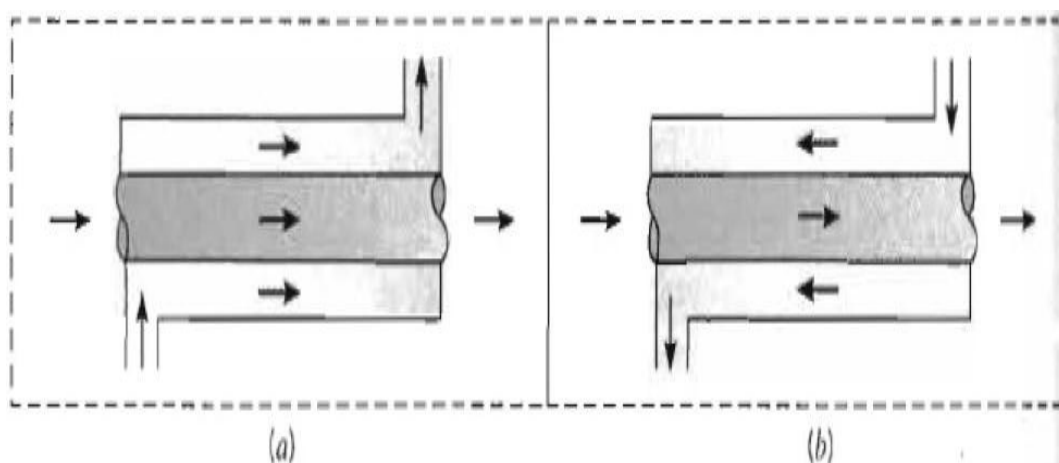


Figura 03: Trocadores de calor de tubos concêntricos (a) escoamento paralelo (b) escoamento contracorrente (Fonte: METALICA, 2016).

Os fluidos também podem se mover em escoamento cruzado onde um fluido escoar perpendicularmente ao outro, com configuração com e sem aletas. A figura 4(a) mostra uma configuração aletada. Neste caso, o fluido está não-misturado, pois as aletas impedem o movimento na direção y . Na figura 4(b), o movimento na direção y é possível, portanto diz-se que um fluido é misturado. O tipo de condição de mistura pode influenciar significativamente o desempenho do trocador de calor (WHITE, 2002).

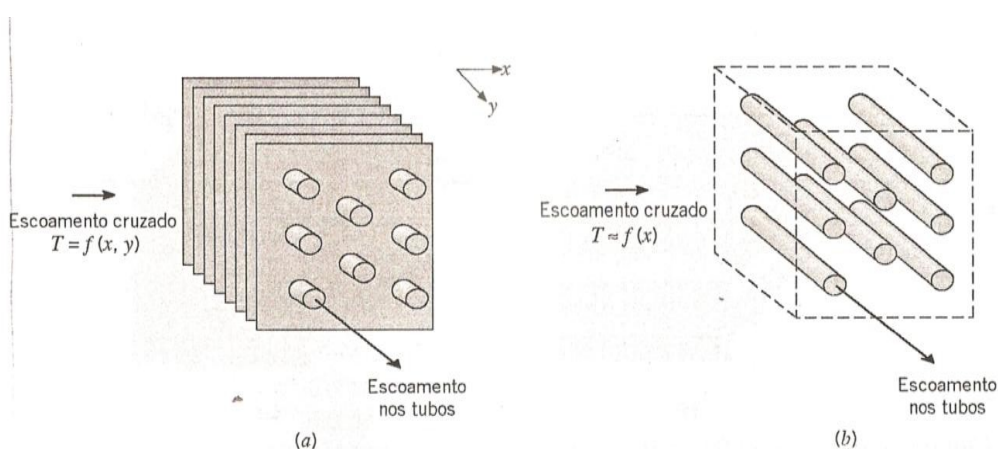


Figura 04: Trocadores de calor com escoamentos cruzados (a) aletado com ambos os fluidos não-misturados (b) não-aletado com um fluido misturado (Fonte: METALICA, 2016).

Outra configuração é o trocador de calor casco e tubos como mostra a figura, um exemplo de um trocador de um único passe (WHITE, 2002).

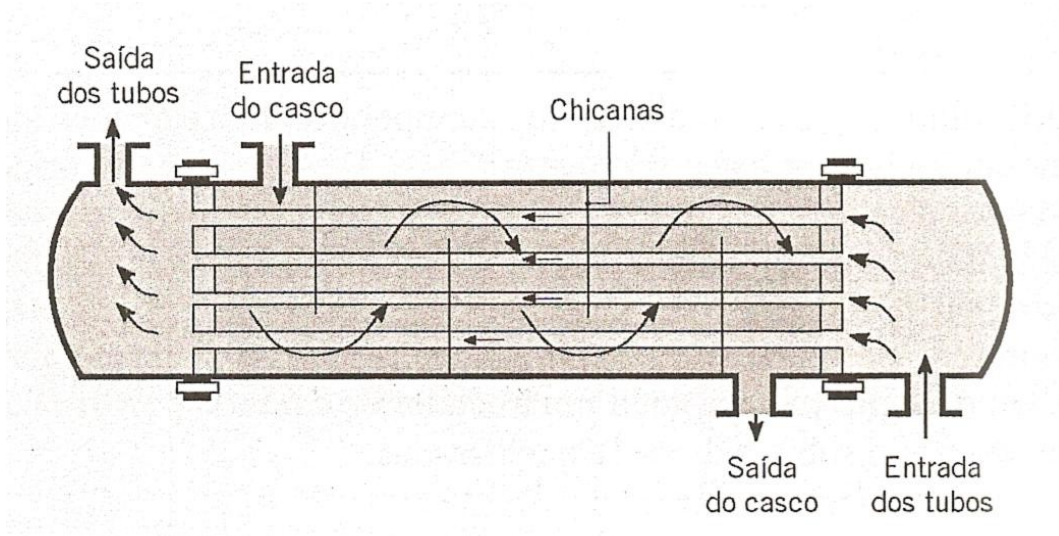


Figura 05: Trocador de calor com casco e tubos (um passe no casco e um passe nos tubos), (Fonte: METALICA, 2016).

Geralmente são instaladas chicanas (baffles) que induzem turbulência e um escoamento cruzado, além de ajudar no apoio e redução da vibração. Na figura 06 é mostrado um trocador de calor com chicanas e um passe no casco e dois passes nos tubos (a), e com dois passes no casco e quatro passes nos tubos (b) (WHITE, 2002).

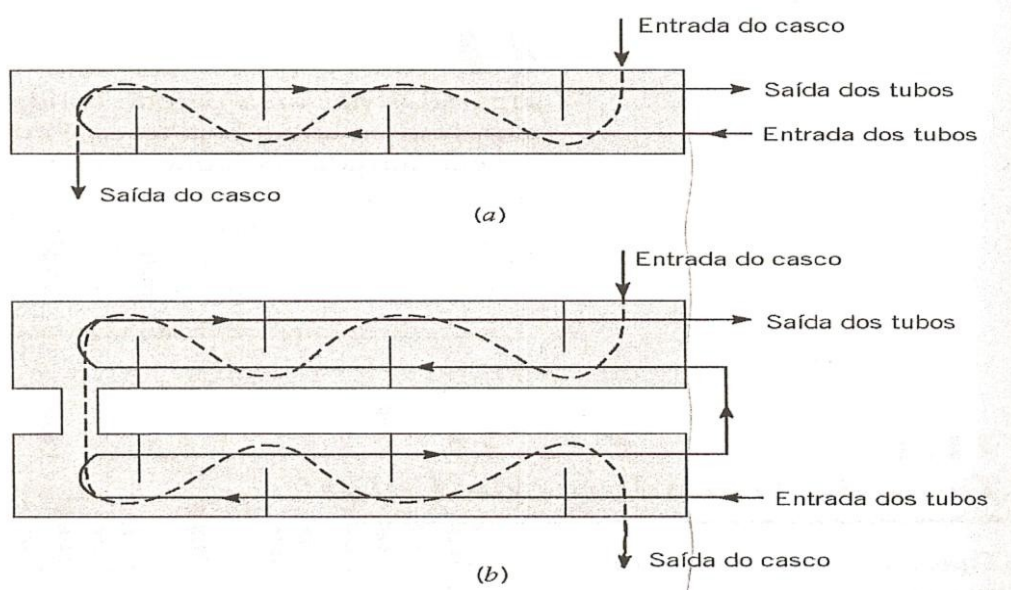


Figura 06: Trocadores de calor (a) um passe no casco e dois passes nos tubos (b) dois passes no casco e quatro passes nos tubos (Fonte: METALICA, 2016).

Outro tipo de trocador de calor é usado para superfícies muito grandes por unidade de volume, os trocadores de calor compactos. Possuem densas matrizes de tubos aletados e placas, e são bastantes usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás (WHITE, 2002).

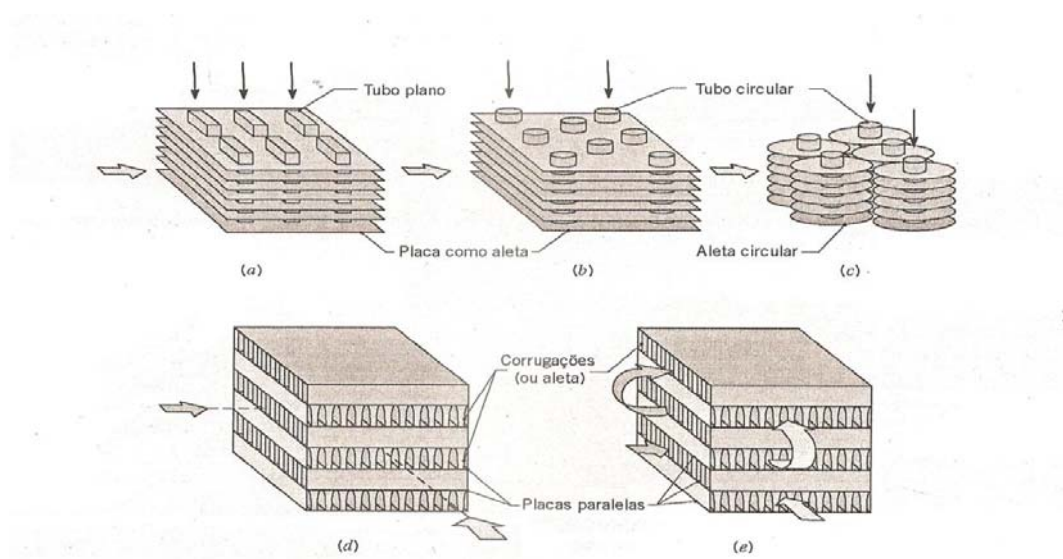


Figura 07: Trocadores de calor compactos (Fonte: METALICA, 2016).

No arranjo de correntes paralelas, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e saem pela mesma extremidade. No arranjo de correntes contrárias, os fluidos entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e saem por extremidades opostas (FRANK; DAVID, 2003).

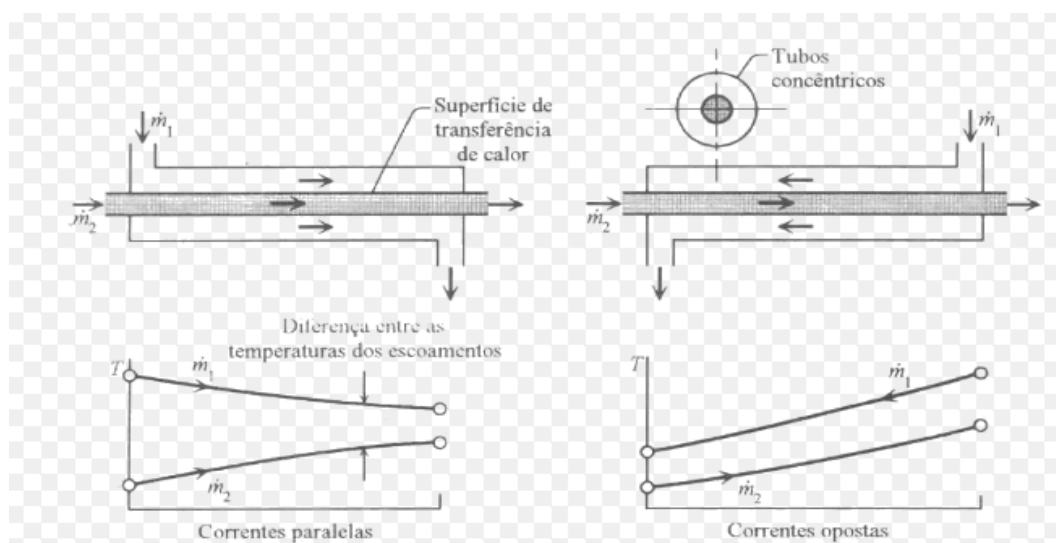


Figura 08: Trocador de calor duplo tubo com correntes paralelas e correntes opostas (Fonte: METALICA, 2016).

Um trocador de calor de placas é um tipo de trocador de calor que utiliza placas de metal para transferência de calor entre dois fluidos. Isto tem uma grande vantagem sobre um trocador de calor convencional porque os fluidos são expostos a uma maior superfície, espalhados sobre as placas. Isto facilita a transferência de calor e aumenta a velocidade da mudança de temperatura.

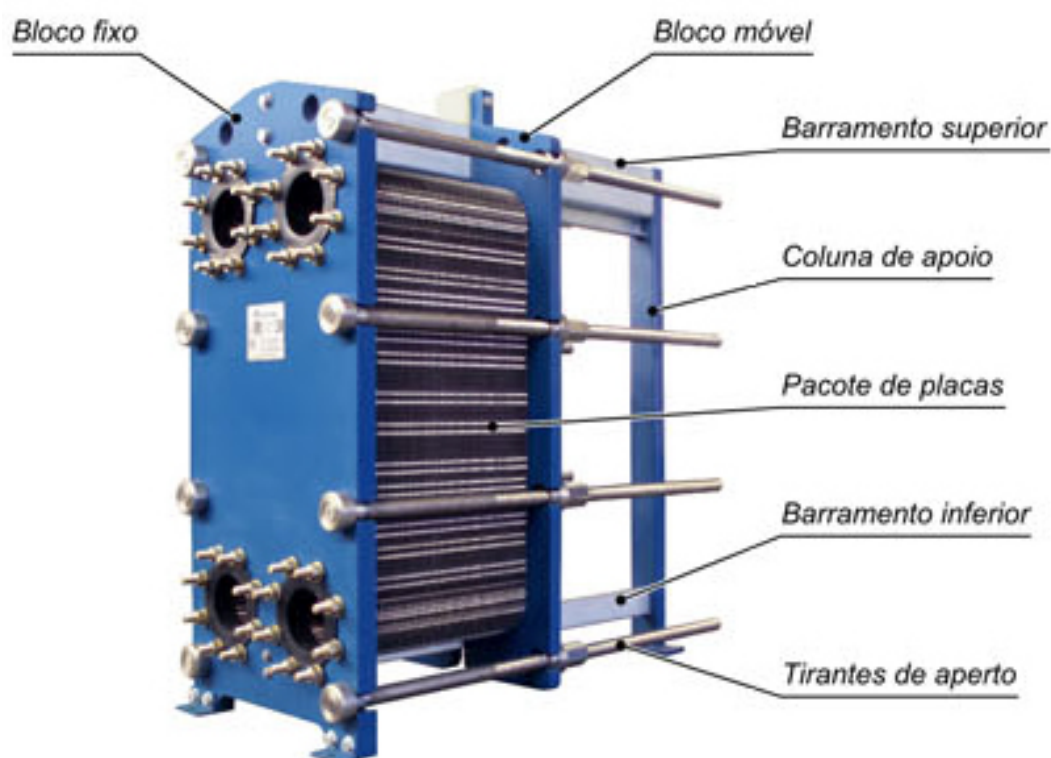


Figura 09: Trocador de calor de placas (Fonte: PRONEX, 2016).

2.2 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

A refrigeração industrial tem como objetivo a refrigeração de alguma substância ou meio. Os componentes básicos de ambos os processos não diferem: compressores, trocadores de calor, ventiladores, bombas, tubos, dutos e controles. Os fluidos envolvidos mais comuns são: ar, água e algum refrigerante. Em suma, cada um dos sistemas é composto fundamentalmente de um ciclo frigorífico (STOECKER; JABARDO, 2002).

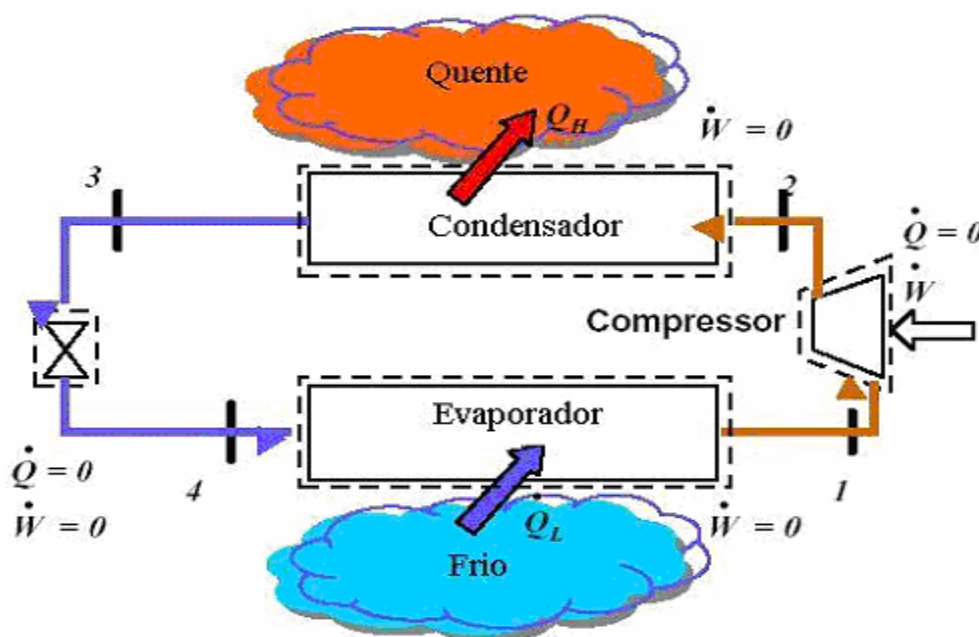


Figura 10: Ciclo de refrigeração de um refrigerante (Fonte: EBAH, 2016).

2.3 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Na refrigeração industrial são utilizados praticamente todos os tipos de compressores alternativos, rotativos a parafuso e de palhetas e centrífugos. Desses, os tipos mais comuns em instalações de capacidade até 1.000 kW são os alternativos e os rotativos parafuso, ou simplesmente parafuso. Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando-se entre elas os tipos aberto, semi-hermético e selado (hermético). No compressor aberto, o eixo de acionamento atravessa a carcaça, sendo, portanto, acionado por um motor exterior. No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento. Neste tipo, que opera exclusivamente com refrigerantes halogenados, o vapor de refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. Esse compressor deve sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e pistões. Os compressores herméticos, utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar até potências de 30 kW, são semelhantes aos semi-herméticos, destes diferindo no fato da carcaça só apresentar os acessos de entrada e saída do refrigerante e para as conexões elétricas do motor (STOECKER; JABARDO, 2002).

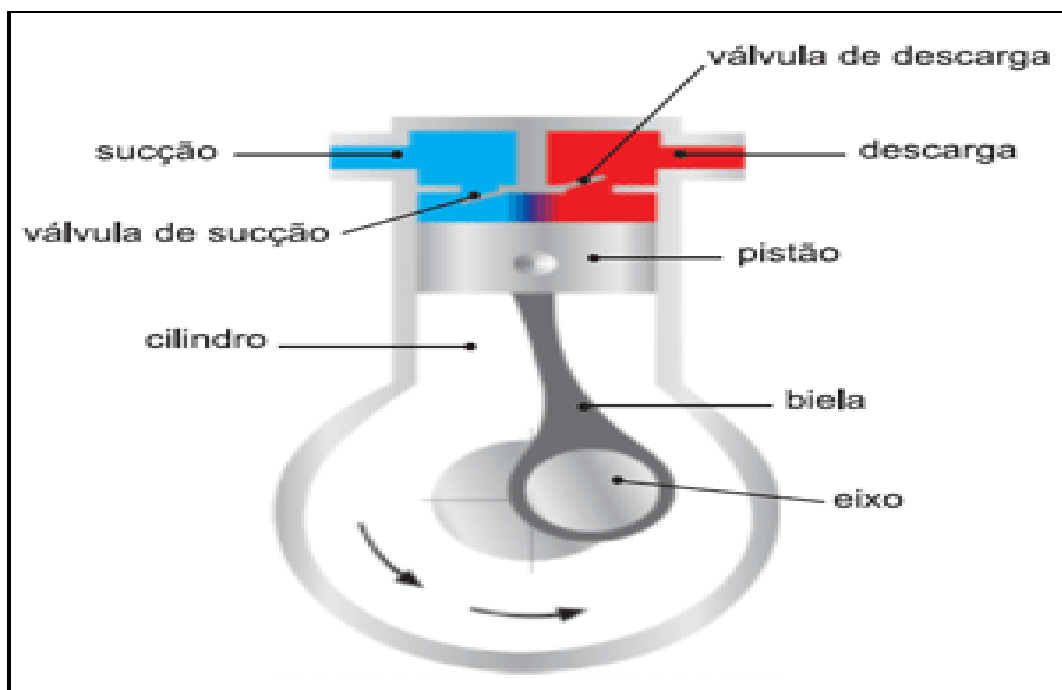


Figura 11: Esquema de um compressor alternativo (Fonte: EBAH, 2016).

2.3.1 Lubrificação e resfriamento do óleo

Embora a maioria das unidades de pequeno porte apresente lubrificação por salpico, proporcionando resultados adequados, na refrigeração industrial, a lubrificação é do tipo forçada, com o óleo sendo levado às distintas partes móveis do compressor por uma bomba de deslocamento volumétrico. Essa bomba retira o óleo do cárter, circulando-o pelos mancais, parede dos cilindros e, em certos casos, para o selo de vedação do eixo. Algumas bombas não são reversíveis, razão pela qual o compressor deve girar em um determinado sentido (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.4 COMPRESSORES PARAFUSO

Os tipos principais são os de parafuso duplo e simples. O primeiro tem sido largamente usado na indústria de refrigeração nas últimas décadas, encontrando, na atualidade, um mercado comparável ao dos seus mais diretos competidores: os compressores alternativo e centrífugo. Quanto ao segundo tipo, sua aplicação é relativamente recente. Como o compressor parafuso duplo é aquele de maior penetração, será designado simplesmente por compressor parafuso (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 12: Corte de um compressor parafuso (Fonte: MIXMANUTENÇÃO, 2016).

O princípio de funcionamento em ambos, o rotor macho apresenta quatro lóbulos, ao passo que o oposto, denominado de rotor fêmea, apresenta seis gargantas (reentrâncias). Como regra geral, o motor de acionamento atua sobre o rotor macho. Alguns compressores são construídos de tal modo que o motor atua diretamente sobre o rotor fêmea e neste caso, a rotação do motor macho é 50% superior à do caso anterior. No princípio de funcionamento do compressor parafuso, o gás entra pela parte superior e deixa o compressor pela parte inferior, o refrigerante já penetrou os espaços vazios entre dois lóbulos adjacentes. À medida que os rotores giram, o gás deixa a região de entrada, começando a ser comprimido pelo encaixe do lóbulo do rotor macho na reentrância do rotor fêmea. A etapa final do processo de compressão ocorre quando o gás atinge a região de saída, quando, então, é descarregado.

2.5 EVAPORADORES

O evaporador é o agente direto de resfriamento, constituindo a interface entre o processo e o circuito frigorífico. Com exceção daquelas aplicações onde ocorre o resfriamento direto do produto, como no caso dos congeladores de placas, a maioria dos evaporadores resfria ar ou líquidos como água, salmouras, etc., os

quais serão os agentes de resfriamento no processo (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 13: Evaporador (Fonte: MIPAL, 2016).

Uma porcentagem expressiva dos sistemas frigoríficos envolve o condicionamento de ar no sentido amplo, através de um processo de resfriamento e desumidificação. O fluido de resfriamento nos trocadores de calor responsáveis por esse processo, conhecidos como serpentinas pode ser o próprio refrigerante da instalação frigorífica (constituindo um evaporador), água ou uma salmoura (solução anticongelante). Em virtude do reduzido coeficiente de transferência de calor por convecção que caracteriza o ar, os tubos das serpentinas devem ser dotados de aletas com o objetivo de reduzir a resistência térmica exterior, razão pela qual assumem uma geometria peculiar, fazendo parte dos denominados trocadores de calor compactos (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.5.1 O coeficiente global de transferência de calor

Em evaporadores, calor é transmitido do fluido quente para o fluido frio em processo que pode ser associado a um circuito elétrico com resistências em série. As resistências dizem respeito aos seguintes mecanismos de transferência de calor: convecção no lado do ar (ou do líquido que deve ser resfriado), condução através

das aletas e da parede do tubo e, finalmente, convecção no lado do refrigerante (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.5.2 O evaporador com recirculação de líquido

O que caracteriza um evaporador com recirculação de líquido é o fato da vazão de líquido ser superior à taxa de mudança de fase (evaporação). Na saída deve ocorrer uma mistura de líquido e vapor, o que justifica o nome alternativo de evaporador com superalimentação de líquido. É interessante observar que tais evaporadores contrastam com aqueles alimentados por dispositivos de expansão que proporcionam uma vazão de refrigerante suficiente para a total evaporação do líquido (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.5.3 Vantagens e desvantagens da recirculação de líquido

O sistema de recirculação de líquido apresenta as seguintes vantagens em relação aos outros:

1. Utilização mais eficiente da superfície de transferência de calor. Nos outros tipos, parte da superfície é utilizada no superaquecimento do refrigerante, o que reduz o coeficiente de transferência de calor.
2. O refrigerante que adentra o compressor se encontra num estado próximo da saturação. O reservatório separador de líquido evita que o refrigerante líquido atinja o compressor, ao mesmo tempo em que permite que o vapor enviado à aspiração apresente reduzido superaquecimento, o que mantém a temperatura de descarga do compressor dentro de limites razoáveis.
3. O gás de flash resultante do processo de expansão é removido na sala de máquinas, ao invés de ser enviado ao evaporador, o que elevaria a perda de carga.
4. As válvulas que regulam a vazão de refrigerante enviado ao evaporador recebem líquido a uma pressão constante, ao invés da pressão de condensação. Em outros sistemas, o dispositivo de expansão recebe líquido a uma pressão de condensação elevada no verão e reduzida no inverno, ao passo que no caso da recirculação

de líquido, as bombas propiciam uma pressão constante durante todo o ano.

5. A remoção de óleo na região de baixa pressão pode ser efetuada em um único local na sala de máquinas. O refrigerante líquido remove, continuamente, óleo dos evaporadores, enviando-o ao separador líquido, de onde pode ser extraído.
6. O sistema com recirculação de líquido utiliza um único controle de vazão do refrigerante, ao invés de controles individuais para cada evaporador.

O sistema de recirculação de líquido apresenta algumas desvantagens, entre as quais podem ser citadas as seguintes:

1. Custo inicial mais elevado, em virtude de maiores dimensões das linhas, isolamento térmico das linhas que transportam o refrigerante líquido do separador até os evaporadores e necessidade de um dispositivo de bombeamento de líquido.
2. Carga maior de refrigerante. Os evaporadores e as linhas de ligação com o separador de líquido são preenchidos por refrigerante com uma fração de líquido muito superior àquela observada nas instalações de expansão direta.
3. Custo adicional resultante da operação do sistema de bombeamento de líquido.

2.6 CONDENSADORES

Os tipos de condensadores aplicados na refrigeração industrial são os resfriados a ar, resfriados a água e evaporativos, na refrigeração industrial predomina o tipo evaporativo. Outro aspecto que diferencia as áreas é a instalação em paralelo dos condensadores, muito comum em refrigeração industrial. No condensador resfriado a ar, o refrigerante se condensa rejeitando calor, através de uma superfície aletada, para o ar ambiente, circulado por um ventilador (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 14: Condensador (Fonte: HEATCRAFT, 2016).

Dois tipos construtivos disputam o mercado de condensadores resfriados a água, o tradicional carcaça/tubos, e o de placas, em geral brazadas. No caso do tipo carcaça/tubos, o refrigerante se condensa na carcaça e a água circula pelos tubos. No caso tipo placas, o refrigerante se condensa escoando no sentido descendente ao passo que a água circula no sentido ascendente (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.6.1 A condensação no interior de tubos

Tanto nos condensadores a ar quanto nos evaporativos, a condensação do refrigerante se processa no interior dos tubos, segundo um processo relativamente complexo. Na entrada, o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido, apresentando um coeficiente relativamente baixo, típico de escoamento de gases. O coeficiente aumenta significativamente à medida que a condensação progride na superfície do interior do tubo. Entretanto, a partir de determinada seção, verifica-se uma redução progressiva do coeficiente de transferência de calor resultante do aumento da espessura da película de condensado junto à superfície do tubo e a consequente redução da velocidade média do fluido na seção transversal do escoamento (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.6.2 Desempenho de condensadores resfriados a ar e a água

Os dados de catálogo dos fabricantes visam à seleção do equipamento. Entretanto, com esses dados e alguns rudimentos de transferência de calor, é possível prever o desempenho do condensador sob condições distintas das de projeto. Em alguns catálogos, fornece-se a taxa de transferência de calor no condensador, em outros, simplesmente a capacidade de refrigeração (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.6.3 Condensadores evaporativos

O refrigerante que se condensa no interior dos tubos remove calor da água que é borrifada no exterior, a qual, por sua vez, é resfriada, a exemplo do que ocorre em uma torre de resfriamento, por uma corrente de ar ambiente que circula em contracorrente. A evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante na remoção de calor do refrigerante que se condensa (STOECKER; JABARDO, 2002).

Condensador resfriado a ar é o que apresenta o menor custo inicial aliado a um custo reduzido de manutenção, uma vez que não há circulação ou evaporação de água.

Condensador resfriado a água, associado a uma torre de resfriamento, menor temperatura de condensado que os resfriados a ar, uma vez que a rejeição de calor se faz com referência à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Em casos em que a distância entre o compressor e o equipamento de rejeição de calor é relativamente longa, os condensadores resfriados a água são mais vantajosos que os evaporativos, uma vez que água, ao invés de refrigerante, é bombeada até a torre de resfriamento.

Condensador evaporativo é compacto e permite operação a temperaturas de condensação inferiores às das dos resfriados a ar ou a água com torre de resfriamento.

Os condensadores evaporativos são largamente utilizados na refrigeração industrial porque permitem operar a temperaturas de condensação relativamente baixas. Em consequência, a instalação consome menos energia e opera com temperaturas de descarga reduzidas, aspecto importante. Os inconvenientes de

manutenção não chegam a ser um fator decisivo contra os condensadores evaporativos, uma vez que sua utilização está normalmente associada a instalações de médio ou grande porte, que sempre devem apresentar uma equipe de operação, ao contrário das pequenas instalações, das quais se espera uma operação sem manutenções frequentes (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.7 VÁLVULAS

São dispositivos de controle de vazão que podem restringir ou mesmo bloquear o escoamento do refrigerante. As válvulas de bloqueio operam totalmente abertas ou fechadas, ao contrário das outras válvulas que têm por objetivo modular a vazão de refrigerante em resposta a variações de parâmetros como temperatura, pressão ou nível de líquido. Os tipos de válvulas podem ser de bloqueio de atuação manual; expansão de atuação manual; de retenção; de solenoíde; de controle de nível; automática ou reguladora de pressão; de expansão, controlada pelo superaquecimento (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.7.1 Válvulas de bloqueio de atuação manual

As válvulas de bloqueio atuadas manualmente é utilizada em diversos pontos das linhas de refrigerante de instalações elétricas. Ela opera somente nas condições aberta, quando deve introduzir uma perda de carga mínima, ou fechada, quando bloqueia o escoamento. Sua função é a de isolar um determinado componente ou região da instalação. Os principais tipos são globo, em ângulo, de esfera, de gaveta e de borboleta. As três características principais associadas a uma válvula de bloqueio deve ser a vedação absoluta quando fechadas, a perda de carga reduzida quando abertas e a vedação absoluta para a atmosfera (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 15: Válvula de bloqueio manual (Fonte: MIPAL, 2016).

2.7.2 Válvulas de expansão manuais

As válvulas de controle manual são projetadas para regular a vazão ao longo do curso da haste. As válvulas de expansão manuais encontram duas aplicações básicas em instalações industriais, controle de vazão nos evaporadores de sistemas com recirculação de líquido e em associação com válvulas de bloqueio de controle de nível (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 16: Válvula de expansão manual (Fonte: MIPAL, 2016).

2.7.3 Válvulas de retenção

As válvulas de retenção permitem o escoamento de refrigerante em um único sentido, bloqueando o escoamento no sentido contrário. Os princípios de funcionamento tem por base a ação da gravidade, quando a pressão a montante excede de um certo valor a de jusante, o efeito do peso do elemento de vedação é superado e a válvula se abre. Caso contrário, a diferença de pressão atua no mesmo sentido do peso do elemento, colaborando, assim, para a vedação da válvula (STOECKER; JABARDO, 2002).

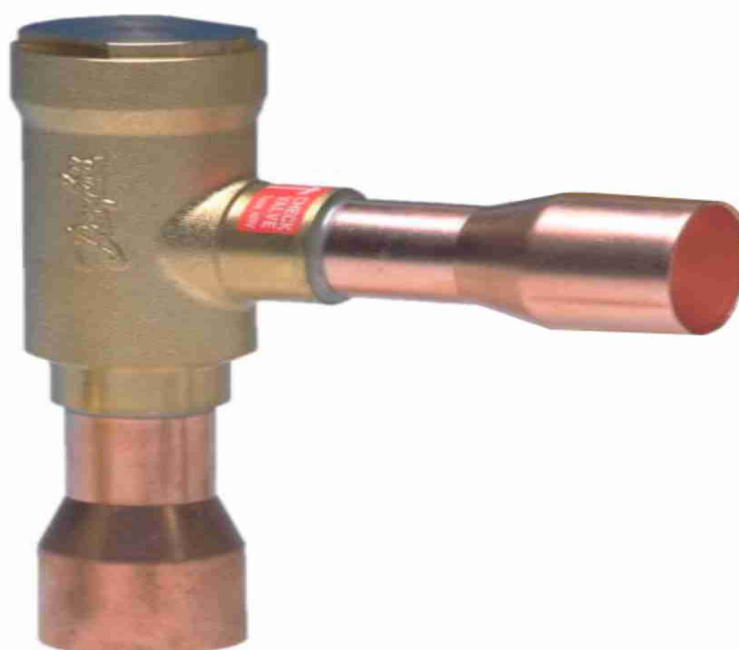


Figura 17: Válvula de retenção (Fonte: MIPAL, 2016).

2.7.4 Válvulas de solenóide

São válvulas de bloqueio acionadas eletricamente, podendo ser classificadas, quanto à sua operação em normalmente fechada, NF, a mais comum, e normalmente aberta, NA. Em ambos os casos, a pressão do sistema opera positivamente no sentido de manter a válvula fechada. Nessas condições, as válvulas de solenóide podem suportar pressões relativamente elevadas a montante, mas não vedam adequadamente quando as pressões positivas se dão a jusante. As válvulas de solenóide podem ser de ação direta ou pilotadas (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 18: Válvula solenóide (Fonte: MIPAL, 2016).

2.7.5 Válvulas de solenóide pilotadas e acionadas por pressão de gás

Nas válvulas pilotadas, uma pequena válvula de solenóide comunica a linha a montante da válvula com a câmara limitada pelo êmbolo de acionamento do elemento de vedação da válvula. Como o êmbolo apresenta uma área superficial superior àquela do elemento de vedação, a força resultante se dá no sentido da abertura da válvula. Este tipo de válvula exige um mínimo de perda de carga para seu acionamento, o que pode se constituir num fator importante de limitação do seu uso em certos casos, como nas linhas de líquido ou retorno de evaporadores inundados, onde perdas de cargas reduzidas são desejáveis.

As características da válvula acionada por pressão de gás é semelhante às da válvula pilotada, diferenciando-se no sentido em que o êmbolo de acionamento é atuado por gás a alta pressão de uma fonte externa ou do próprio sistema. O procedimento de abertura consiste no acionamento da válvula de solenóide piloto que comunica a linha de gás a alta pressão com a câmara. Quando do fechamento, a válvula de solenóide piloto é desativada e a de alívio é aberta, o que permite que a câmara seja despressurizada pela abertura da comunicação com a região de baixa pressão. A válvula é, então, fechada pela ação da mola (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.7.6 Válvulas reguladoras de pressão: de ação diretas e pilotadas

Na válvula de controle da pressão a montante, do tipo ação direta, a pressão da mola mantém a válvula fechada até que a pressão de ajuste seja atingida na região a montante, instante em que o diafragma começa a se elevar, abrindo-a. O processo de abertura continuará na medida em que a pressão a montante supere levemente a pressão de ajuste. Esta pode ser regulada variando a pressão da mola por intermédio do parafuso.

As válvulas pilotadas usadas em tubulações de maiores dimensões operam de maneira semelhante às suas congêneres de solenóide, em que a pressão a montante controla o escoamento do fluido piloto para a câmara do êmbolo de acionamento. As válvulas são ajustadas manualmente, embora versões com ajuste automático possam ser encontradas no mercado. O ajuste pode ser efetuado por intermédio de um sinal pneumático, por um sinal baseado na temperatura, ou por um sinal elétrico. Algumas formas construtivas permitem o controle alternado de duas pressões, dependendo da válvula piloto que é energizada (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 19: Válvula reguladora de pressão (Fonte: MIPAL, 2016).

2.7.7 Válvulas de expansão controladas por superaquecimento

A válvula de expansão mais utilizada em instalações frigoríficas é, sem dúvida alguma, a controlada pelo superaquecimento. Na prática ela é conhecida como válvula de expansão termostática, designação inadequada, uma vez que sugere a manutenção da temperatura de evaporação constante, o que não corresponde à realidade. Um nome mais apropriado seria de termo válvula.



Figura 20: Válvula de expansão controlada por superaquecimento (Fonte: MIPAL, 2016).

Sua função é a de regular a vazão de refrigerante líquido para o evaporador de modo a compensar a taxa com que o mesmo se evapora. Tal função é realizada através do controle de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. A haste da válvula é deslocada como resultado de diferenças de pressão em ambos os lados do diafragma. Na superfície inferior do mesmo atua a pressão reinante no evaporador, ao passo que na superior, a pressão é a do denominado fluido de acionamento, que constitui a carga do bulbo. Esta é composta de uma mistura líquido/vapor do refrigerante da instalação. A força da mola atua sobre o diafragma no sentido de fechar a válvula, de modo que, para abri-la, a pressão devida à carga

deve ser tal que se equivale às forças combinadas resultantes da ação da mola e da pressão no evaporador. A válvula só permanecerá aberta se a pressão na câmara acima do diafragma for superior à pressão de evaporação, o que equivale a uma temperatura do refrigerante no bulbo superior à de saturação no evaporador. Em virtude do equilíbrio térmico entre o refrigerante do bulbo e aquele na saída do evaporador, conclui-se que este deve ser superaquecido, justificando o nome dado à válvula (STOECKER; JABARDO, 2002).

O controle da válvula de expansão termostática é do tipo proporcional, no sentido em que o deslocamento da haste é proporcional à diferença entre o valor do parâmetro de controle (a temperatura do fluido na saída do evaporador) e o valor de ajuste da válvula. Assim, a posição da haste da válvula guarda uma relação com o superaquecimento, onde se apresenta a denominada curva característica da válvula. Em princípio, a válvula poderia ser ajustada para um superaquecimento nulo no início da abertura, de modo que, quando totalmente aberta, o superaquecimento fosse da ordem de 3°C, por exemplo. Essa atitude de controle, entretanto, não propiciaria proteção contra admissões excessivas de refrigerante líquido, o qual poderia passar à linha de aspiração do compressor antes que a válvula pudesse responder, reduzindo a vazão. Como prevenção, adota-se uma pré-compressão na mola, de modo a impor um superaquecimento razoável, mesmo com a válvula a ponto de fechar-se (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.7.8 Controles de nível

Em instalações de refrigeração industrial é comum se utilizar um ou mais reservatórios em que se procura manter constante o nível de líquido. Dentre tais reservatórios podem ser citados o tanque de flash/resfriador intermediário de um sistema duplo estágio de compressão, o reservatório de baixa pressão (ou como, também denominado de separador de líquido) em sistemas com recirculação e, finalmente, o separador de líquidos em evaporadores inundados. Os controles de nível podem ser efetuados de dois modos distintos, controle a montante e a jusante da válvula. No controle a montante, somente líquido passa através da válvula. Este tipo de controle é utilizado na saída do condensador para assegurar uma drenagem exclusiva de líquido. Ele também é aplicado em evaporadores com degelo por gás quente, instalado na linha de saída para garantir a drenagem do líquido condensado,

sem, contudo, permitir a fuga do vapor para a linha de aspiração. O controle a jusante opera no sentido de manter o nível no reservatório a jusante da válvula (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.8 TUBULAÇÕES

Tubulações ou linhas de refrigerante são comuns a todas as instalações, tendo como função básica transportar o refrigerante entre os distintos componentes da instalação. Uma preocupação bastante generalizada no dimensionamento de linhas é a de que seu tamanho seja suficientemente elevado. Tal preocupação é, de certo modo, conservadora, uma vez que são poucos os casos em que o tamanho pode representar um problema para a operação da instalação, como ocorre na linha de aspiração de sistemas com refrigerantes halogenados em que, para propiciar um arraste adequado do óleo, a velocidade do vapor deve ser limitada inferiormente. Por outro lado, a redução no tamanho, embora seja atraente sob o ponto de vista econômico e de espaço, pode comprometer a eficiência da instalação (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 21: Tubulação de cobre (Fonte: KIPEL, 2016).

2.8.1 As funções das linhas de refrigerante

O transporte de refrigerante entre distintos componentes da instalação ocorre sob condições variadas, dependendo do estado do refrigerante e do equipamento a que ele serve. O dimensionamento de tubulações se baseia na premissa de limitar a perda de carga (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.8.2 Perda de carga em tubos de seção circular

O dimensionamento das linhas nas instalações é, frequentemente, realizado com o auxílio de tabelas ou ábacos especialmente preparados para cada refrigerante e tipo de linha. As condições operacionais em que se baseiam estes ábacos ou tabelas são limitadas, razão pela qual o projetista pode se deparar com problemas que não satisfaçam aquelas condições (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.9 REFRIGERANTES

A história da refrigeração registra alguns momentos importantes, entre os quais podem ser citados: a introdução do ciclo de compressão a vapor e o uso de compressores acionados por motores elétricos, a partir de meados do século XIX, eventos que impulsionaram as aplicações frigoríficas; o desenvolvimento de refrigerantes da família de compostos halogenados e sua introdução no mercado em fins da década de 20, o que viabilizou a refrigeração doméstica e a substituição dos refrigerantes conhecidos como CFCs (hidrocarbonetos à base de flúor e cloro), determinada pelo Protocolo de Montreal de 1986, em virtude de seu efeito sobre a camada de ozônio estratosférico (STOECKER; JABARDO, 2002).



Figura 22: Refrigerantes (Fonte: WEBARCONDICIONADO, 2016).

Idealmente, um refrigerante deve apresentar características termodinâmicas favoráveis, apresentar estabilidade química, não ser tóxico, não ser inflamável, ser compatível com o óleo de lubrificação do compressor, apresentar um certo grau de compatibilidade com materiais, ser de fácil detecção, não ser prejudicial ao meio ambiente e estar disponível a um custo razoável.

Numa pesquisa feita pelo NIST (National Institute of Standards) dos Estados Unidos da América, mais de 800 fluidos industriais foram examinados quanto ao seu potencial para uso como refrigerantes, devendo satisfazer as seguintes condições termodinâmicas: temperatura de fusão inferior a -40°C , temperatura crítica superior a 80°C , pressão de saturação a 80°C inferior a 50 MPa, h_{lv}/V_v superior a 1,0 kJ/litro.

De uma forma geral, é possível classificar os refrigerantes nas seguintes categorias:

- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Compostos orgânicos;
- Compostos inorgânicos (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.9.1 Nomenclatura

Os refrigerantes são designados por números, de acordo com a norma ASHRAE 34-1992. O uso de números é interessante em virtude da complexidade do nome científico de alguns refrigerantes, especialmente os derivados halogenados dos hidrocarbonetos. Os números são constituídos de, no máximo, 4 algarismos, de acordo com a seguinte regra:

- Primeiro algarismo da direita: número de átomos de flúor na molécula;
- Segundo algarismo: número de átomos de hidrogênio mais 1;
- Terceiro algarismo: número de átomos de carbono menos 1;
- O quarto algarismo a partir da direita é utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados, não considerados neste contexto, incluindo compostos como os halons, utilizados no passado no controle de incêndios (STOECKER; JABARDO, 2002).

Uma forma sumária da regra de numeração dos refrigerantes é a seguinte:

$$(C - 1) (H + 1) (F).$$

2.9.2 Propriedades físicas

As pressões exercidas podem ser o fator determinante na seleção do refrigerante para dada instalação frigorífica. Com efeito, se por um lado, pressões elevadas tendem a exigir tubulações e reservatórios de espessuras superiores às normais, por outro lado, refrigerantes de baixa pressão podem ser inadequados para aplicações de reduzida temperatura de evaporação em virtude da possibilidade de ocorrência de pressões subatmosféricas em determinadas regiões do circuito, deixando-as expostas à penetração de ar atmosférico, o que, como regra geral, deve ser evitado (STOECKER; JABARDO, 2002).

As pressões exercidas pelos refrigerantes estão associadas à temperatura normal de ebulição (ou ponto normal de ebulição). Quanto maior esta, menos volátil é o refrigerante e, portanto, exerce menores pressões a uma dada temperatura.

Concluindo, é importante enfatizar que as temperaturas limite, evaporação e condensação, constituem os parâmetros que determinam o tipo de refrigerante da instalação. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto de reduzida temperatura de ebulição normal, devem ser utilizados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. Por outro lado, refrigerantes de elevada temperatura crítica seriam adequados para aplicações de alta temperatura de evaporação, como em bombas de calor para aquecimento de água, por exemplo. Os refrigerantes poderiam ser assim, agrupados em três faixas de temperaturas críticas em função das aplicações: baixas, médias e altas (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.9.3 Características de desempenho no ciclo de compressão e vapor

O desempenho do ciclo de Carnot não depende do particular fluido de trabalho utilizado como refrigerante. Entretanto, os ciclos reais, mesmo o básico de compressão a vapor, se caracterizam por apresentarem um desempenho particular do refrigerante. Inicialmente, é interessante considerar as pressões de evaporação e condensação, além de sua relação. O efeito frigorífico, caracterizado pela diferença entre as entalpias do refrigerante na saída e entrada do evaporador, determina a vazão de refrigerante no circuito (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.9.4 Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio

A segurança na utilização e manuseio dos refrigerantes está relacionada a quatro aspectos básicos: a toxicidade, os potenciais carcinogênico e mutagênico e a flamabilidade. Recomendações a respeito da adequação dos distintos refrigerantes e a especificação dos níveis de toxicidade, bem como dos limites de flamabilidade podem ser encontrados em diversas publicações, embora os dados nem sempre coincidam. Apesar disso, podem ser úteis na obtenção de algumas conclusões gerais sobre, por exemplo, a toxicidade e a flamabilidade relativas dos refrigerantes (STOECKER; JABARDO, 2002).

A norma ASHRAE 34-92 classifica os refrigerantes quanto ao seu nível de toxicidade e inflamabilidade. De acordo com essa norma, cada refrigerante recebe uma designação constituída de dois caracteres alfa numéricos, sendo o primeiro

uma letra maiúscula, que caracteriza seu nível de toxicidade, e o segundo um algarismo, que indica o grau de inflamabilidade. Os compostos são classificados em dois grupos, de acordo com sua toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm*:

Classe A: compostos cuja toxicidade não foi identificada.

Classe B: foram identificadas evidências de toxicidade.

Quanto ao nível de inflamabilidade, os refrigerantes são divididos em três grupos, designados pelos algarismos 1, 2 e 3, de acordo com os seguintes critérios:

Classe 1: não observa propagação de chama em ar a 18°C e 101,325 kPa.

Classe 2: limite inferior de inflamabilidade, LII, superior a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101,325 kPa e Poder Calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.

Classe 3: inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10 kg/m³ e 101,325 kPa ou Poder Calorífico superior a 19.000 kJ/kg (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.9.5 Interação com o óleo de lubrificação

Em qualquer sistema frigorífico, o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação do compressor, o qual acaba sendo arrastado para as distintas regiões do circuito. Assim, dado que a interação do óleo com o refrigerante e da mistura de ambos com os distintos materiais com que entram em contato pode afetar a integridade da instalação, a seleção do óleo mais adequado deve ser cuidadosamente considerada. Embora esse seja um aspecto de alçada dos fabricantes de compressores, o projetista e o operador de uma instalação frigorífica devem ter conhecimentos básicos do comportamento das misturas refrigerante/óleo, como forma de entender alguns critérios e procedimentos de projeto ou interpretar certas situações de emergência durante a operação da instalação. A substituição dos CFCs envolveu um processo de procura e desenvolvimento de óleos adequados aos novos refrigerantes, razão pela qual a comunidade técnica foi recentemente exposta a um sem número de publicações técnicas cuja correta interpretação exigia um certo nível de conhecimento sobre o tema (STOECKER; JABARDO, 2002).

As funções do óleo em um compressor, além da lubrificação das partes móveis, são o resfriamento e, em alguns casos, a vedação entre regiões de alta e baixa pressão, como nos compressores alternativos e parafuso. Dois tipos básicos podem ser encontrados no mercado: os minerais, com suas distintas composições, e

os sintéticos. A seleção do óleo de lubrificação do compressor de um sistema frigorífico requer o conhecimento de alguns de seus parâmetros físico-químicos, especialmente de sua viscosidade e do grau de miscibilidade com o refrigerante. O tipo de óleo e sua viscosidade devem ser claramente especificados pelo fabricante do compressor. A viscosidade do óleo varia com o tipo de compressor e o tipo de circulação do mesmo (por salpico ou bomba), além, é claro, da temperatura de operação (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.10 FLUIDO REFRIGERANTE DUPONT ISCEON MO99

ISCEON® MO99 é um fluido refrigerante versátil que substitui o R-22 em todos os sistemas de condicionamento de ar e de refrigeração com expansão direta. O fluido refrigerante ISCEON® MO99, criado e patenteado pela DuPont, combina as características de pressão-entalpia do R-22 com a compatibilidade do óleo mineral em um único refrigerante HFC que pode ser utilizado para substituir o R-22 dentro de uma ampla faixa de temperatura de evaporação. O ISCEON® MO99 é compatível com lubrificantes novos e tradicionais, na maioria dos casos, não é necessária a troca do tipo de lubrificante durante o processo de retrofit.



Figura 23: Fluido refrigerante DuPont ISCEON MO99 – R-438A (Fonte: DUPONT, 2016).

Classificação ASHRAE: R-438A

Pode ser aplicado em ar condicionado comercial como: condicionadores de ar de janela, chillers, splits; em ar condicionado residencial; em refrigeração (baixa e média temperatura): self contained, unidades condensadoras e racks.

Dentre os benefícios do refrigerante podemos destacar: baixos custos de retrofit versus outras opções de HFC compatíveis, sem troca de válvulas de expansão ou outros componentes mecânicos, elimina a troca de óleo; não tem seu uso restrito pelo Protocolo de Montreal e; potencial de aquecimento global (GWP) 42% inferior ao R-404A.

Com base na experiência de campo, no teste de calorimetria e nos dados de propriedades termodinâmicas, o ISCEON® MO99 apresenta capacidade de refrigeração e eficiência energética similares ao R-22, o que reduz as temperaturas de descarga na maioria das vezes. As pressões de evaporação e condensação são similares às do R-22. Não é necessário alterar o set point durante o retrofit. O desempenho real depende do projeto do sistema e das condições de operação. Em caso de vazamento de ISCEON® MO99, pode-se completar a carga com o mesmo fluido refrigerante.

O ISCEON® MO99 é compatível com lubrificantes novos ou tradicionais, óleo mineral, aquibenzeno e poliol éster. Na maioria dos casos não é necessário troca de lubrificante. Porém, em sistemas com configuração de tubulação complexa, o retorno do óleo mineral pode ser prejudicado. Menores modificações no equipamento (substituição de selos e ajustes na válvula de expansão) podem ser requeridas. Não é necessário trocar as válvulas de expansão desde que o sistema tenha sido projetado corretamente para o R-22.

3 METODOLOGIA

O gerador da Usina Hidrelétrica em estudo é do tipo alternador síncrono trifásico, de 350.500 kVA, fator de potência de 0.95, frequência de 60 Hz, rotação de 120 RPM, excitação e equipamento de regulação de tensão.

A casa de força é do tipo obrigada e o gerador está instalado num poço de concreto, com placas de aço nas tampas superior e inferior, que formam a caixa de ar em torno do estator do gerador.

O resfriamento do gerador é feito por meio de oito trocadores de calor ar-água.

O gerador está diretamente conectado por meio de um eixo vertical a uma turbina hidráulica tipo Francis.



Figura 24: Eixo e rotor turbina tipo Francis. (Fonte: O AUTOR, 2016).

Neste gerador, o mancal de guia está localizado logo acima do rotor, e o mancal de escora imediatamente abaixo do rotor, suportado por uma estrutura cônica montada na tampa da turbina.

A rotação do gerador, quando vista de cima é no sentido anti-horário. O gerador possui sequência para partida e parada manual e automática, excitação e ajuste da carga da unidade geradora através de controle individual a partir dos painéis de controle. A unidade geradora é operada da sala de controle através de um sistema de controle local centralizado com sistema de despacho de carga digital. O gerador em estudo foi fornecido pelo consórcio Coemsa – Westinghouse.

O gerador é constituído basicamente pelos seguintes elementos:

- Sistema de excitação;
- Anéis coletores e escovas;
- Caixa de ar do gerador;
- Rotor;
- Eixo auxiliar;
- Carcaça do estator e núcleo;
- Enrolamento do estator;
- Aquecedores elétricos;
- Trocadores de calor;
- Mancal de guia;
- Resfriadores de óleo do mancal de guia;
- Sistema de frenagem e levantamento do rotor.

O gerador está provido com um sistema de excitação estática de componentes no estado sólido. O sistema é composto pelos seguintes equipamentos:

- Banco de transformadores monofásicos (Transformador de Força de Excitação – EPT);
- Disjuntor de campo;
- Disjuntores de centelhamento do campo;
- Tiristores;
- Sistema de resfriamento;
- Regulador de tensão.



Figura 25: Sistema de excitação (Fonte: O AUTOR, 2016).

Os anéis coletores estão localizados numa posição acessível, acima do rotor do gerador. Estes anéis possuem ranhuras helicoidais de forma a evitar desgaste localizado nas escovas e evitar o acúmulo de pó nas escovas ou no anel.



Figura 26: Anéis coletores (Fonte: O AUTOR, 2016).

Estes anéis estão suficientemente espaçados, ou seja, dielectricamente isolados e com as escovas arranjadas de tal forma a evitar a possibilidade de curto circuito. O compartimento de proteção dos anéis é feito de chapas de aço e está equipado com lâmpadas elétricas com proteção, localizadas próximo aos anéis coletores e porta escova, para facilitar as inspeções.

Os anéis coletores, escovas e porta escovas estão adequadamente isolados do contato direto com o ar de ventilação do gerador de forma a evitar que pó das escovas sejam levados pelo fluxo de ar e que seriam depositados nas partes do gerador ou mesmo no poço do gerador. Por esta razão existe uma porta impermeável à poeira para permitir o fácil acesso aos anéis coletores, escovas e porta-escovas, durante inspeção ou manutenção.

As escovas usadas nos anéis coletores são auto alinhadas e auto lubrificantes. Há um porta escova e escova piloto para cada anel coletor de forma a permitir a medição das temperaturas de enrolamento do campo durante a operação da unidade.

A elevação da temperatura verificada nos anéis coletores, com a máxima corrente de excitação não deve exceder 80°C quando medida por meio de termômetro.

O gerador está instalado dentro de um poço de concreto que forma o contorno exterior da caixa do estator do gerador é que fornece o espaço necessário para a confinção e direcionamento do fluxo de circulação do ar de resfriamento do gerador e também para permitir a instalação dos resfriadores de ar, tubulação de água, transformadores de corrente do gerador, tubulações do sistema de CO₂ e demais equipamentos e acessórios.

A caixa de ar do gerador é um poço de concreto, com forma octagonal, com duas portas de acesso instaladas nas paredes de concreto, o gerador possui nas placas de cobertura e parte inferior, um sistema de vedação de forma a permitir uma completa estanqueidade, necessária ao sistema de circulação de ar e também para evitar escapamento de CO₂ quando liberado sob pressão dentro do poço do gerador para extinção de incêndio. Em locais apropriados estão instalados flaps para alívio de pressão, de forma a evitar uma elevação excessiva de pressão dentro da caixa de ar do gerador quando o CO₂ for liberado.

As placas que compõem a tampa superior do gerador foram projetadas de modo a suportar um carregamento de no mínimo 500 Kgf/cm². São dimensionadas e arranjadas de forma a permitir a remoção de qualquer trocador de calor, sem interferência com as demais placas.

No topo da caixa de ar do gerador está o invólucro do coletor que possui cinco portas de serviço impermeável, que permite o acesso às escovas e anéis coletores. A tampa inferior da caixa de ar possui duas escotilhas de acesso. As portas e escotilhas são trancadas por travas operáveis de ambos os lados.

O rotor do gerador é constituído basicamente pelo anel magnético, arranha e polos.



Figura 27: Rotor e aranha (Fonte: O AUTOR, 2016).

O anel magnético do rotor é constituído de placas de aço laminado aparafusadas juntas e empilhadas no local de forma a constituir um anel sólido e contínuo. Para evitar o desbalanço do rotor devido à variação de espessura e peso das lâminas, as mesmas foram classificadas por peso em pacotes na fábrica e cada pacote foi utilizado para montar um anel completo. A construção do rotor foi feita de forma a manter sua rigidez estrutural em toda a faixa de operação inclusive à velocidade de disparo.

A aranha do rotor é enchavetada ao anel do rotor sem aquecimento e foi projetada e construída de forma que o anel e o polo quando montados permaneçam centrados em relação aos mancais e eixo.

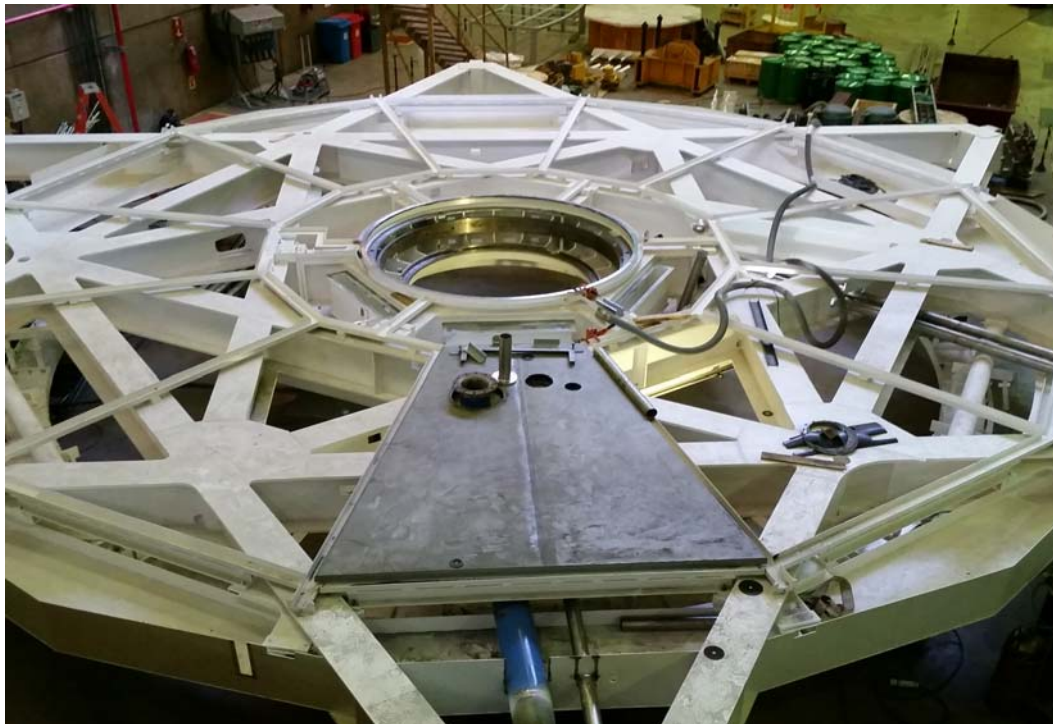


Figura 28: Cruzeta superior (Fonte: O AUTOR, 2016).

As peças do polo são constituídas de laminados finos de aço magnético, fixados por meio de rebites ou parafusos passando através do fim dos suportes das placas. As peças do polo são fixadas ao anel do rotor por meio de rasgos precisos em forma de cauda de andorinha, e presas no lugar por meio de cunhas. Os polos são removíveis e recolocados, sem a necessidade de levantar o anel do rotor, bastando somente retirar as cunhas e retirar o polo conforme instrução de retirada e montagem dos polos.

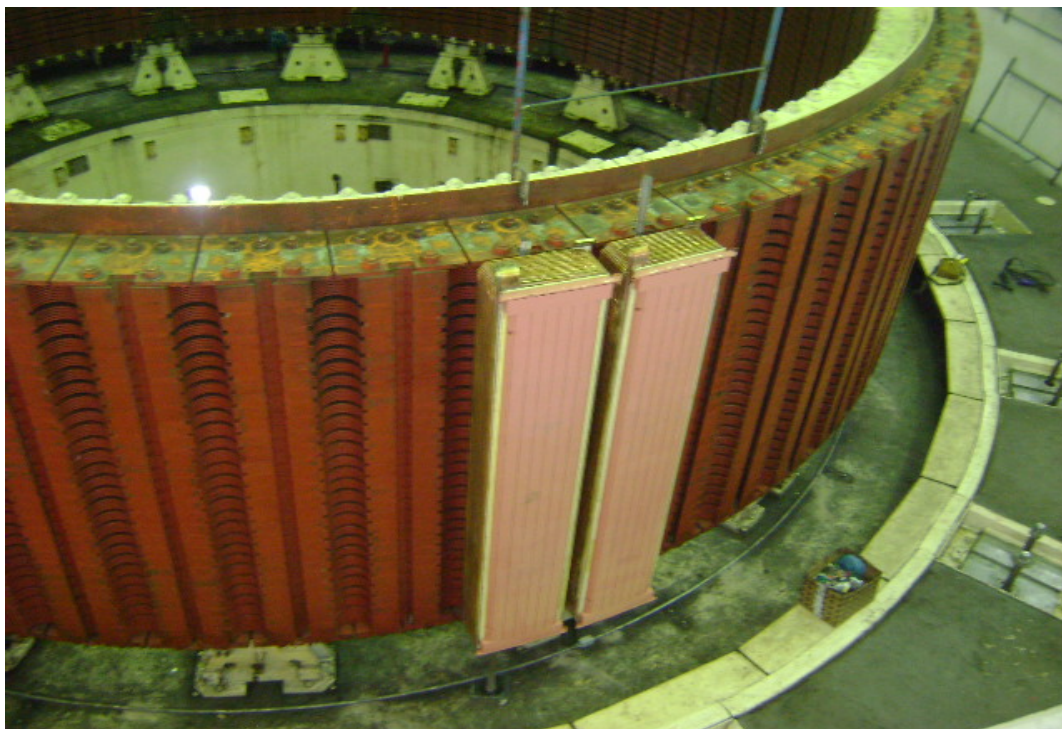


Figura 29: Anel magnético e polos (Fonte: O AUTOR, 2016).

O anel de freio está rigorosamente fixado ao rotor. A superfície de desgaste do anel de freio é constituída por segmentos que são facilmente removíveis e intercambiáveis. A dissipação do calor resultante da aplicação do freio é suficiente para evitar a expansão demasiada dos segmentos do anel de frenagem.

O gerador possui um eixo superior que está conectado à parte final superior do rotor do gerador. O eixo possui um comprimento adequado que acomoda os anéis coletores e o mancal de guia superior e está dimensionado para operar com segurança em toda a faixa de velocidade, inclusive à velocidade de disparo, sem problema de vibração ou outra anormalidade qualquer.

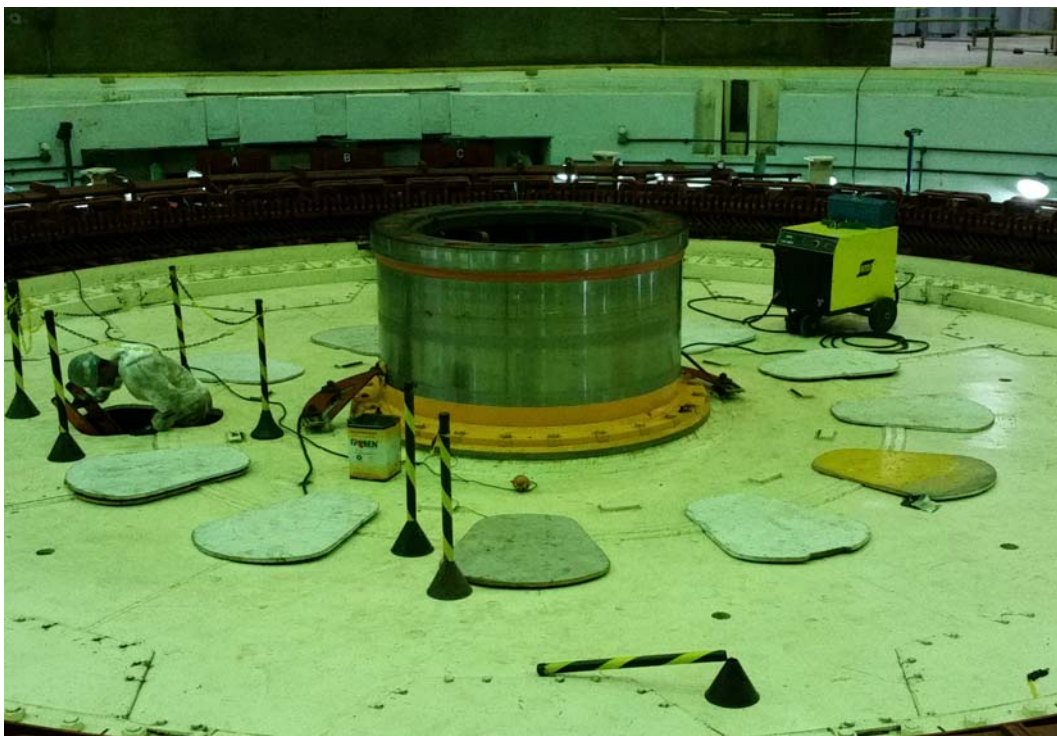


Figura 30: Eixo auxiliar (Fonte: O AUTOR, 2016).

A carcaça do estator está apoiada e parafusada nas placas embutidas ancoradas na fundação de concreto. A carcaça do estator e a sua montagem estão projetadas para resistirem ao torque total do entreferro devido a algum curto-circuito nos terminais do gerador e também devido à sincronização de 180° fora de fase.

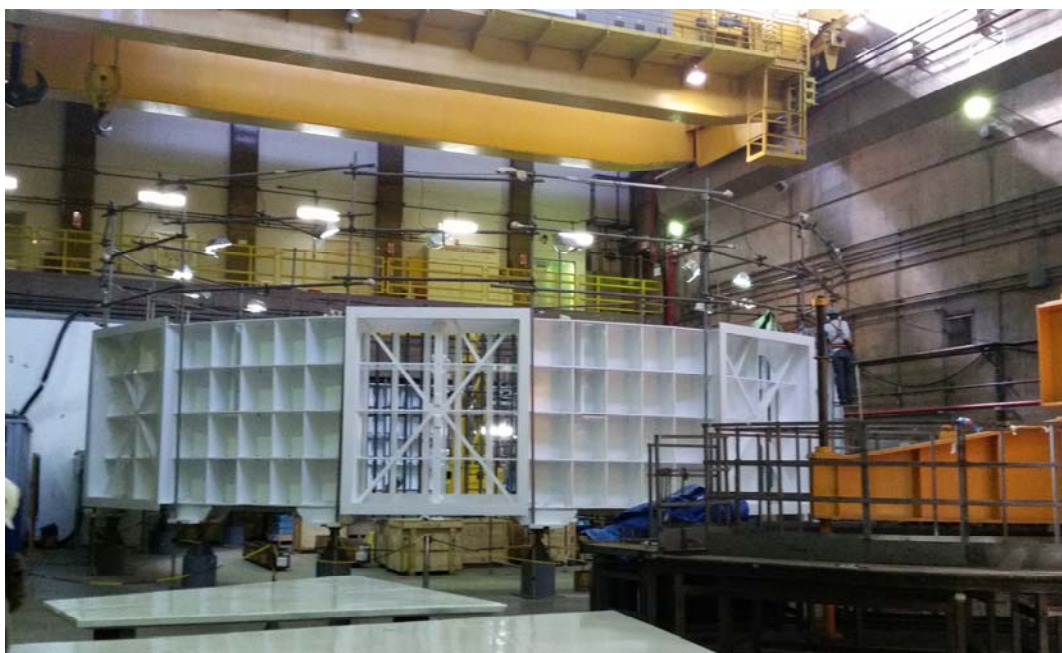


Figura 31: Local de instalação do trocador de calor (Fonte: O AUTOR, 2016).

A carcaça do estator foi fornecida em secções e montadas no local. O núcleo do estator é construído de aço silício laminado fino, de alta qualidade e não sujeito ao envelhecimento. Após o corte e rebarbação, cada lâmina foi envolvida de ambos os lados com uma isolamento à base de verniz, para minimizar as perdas devido às correntes parasitas.

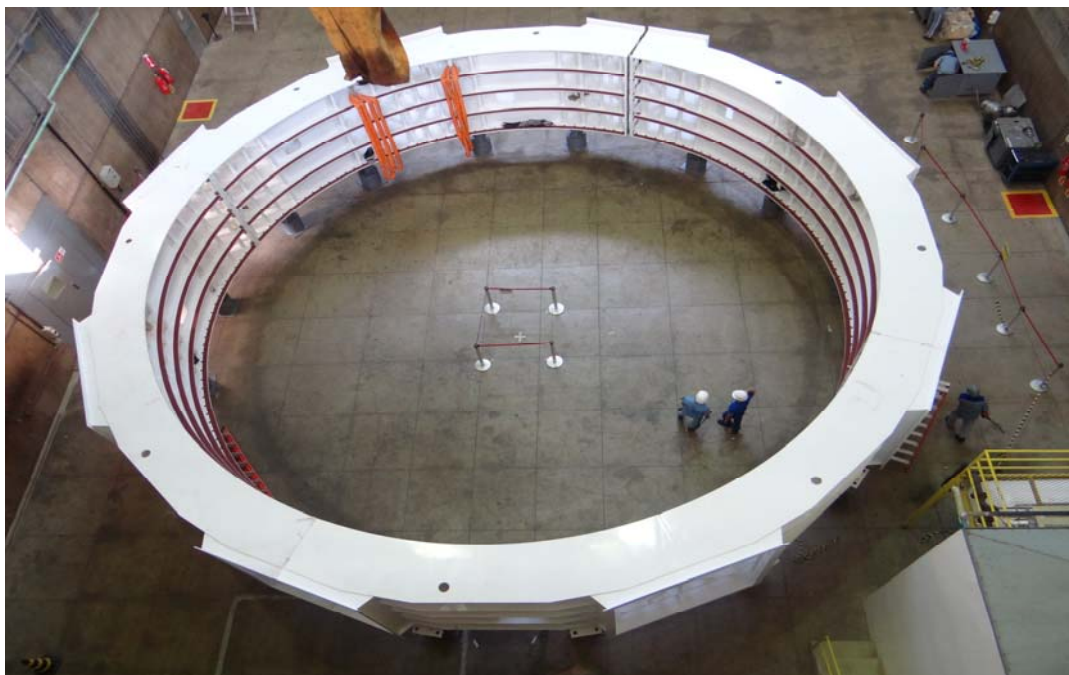


Figura 32: Carcaça do estator (Fonte: O AUTOR, 2016).

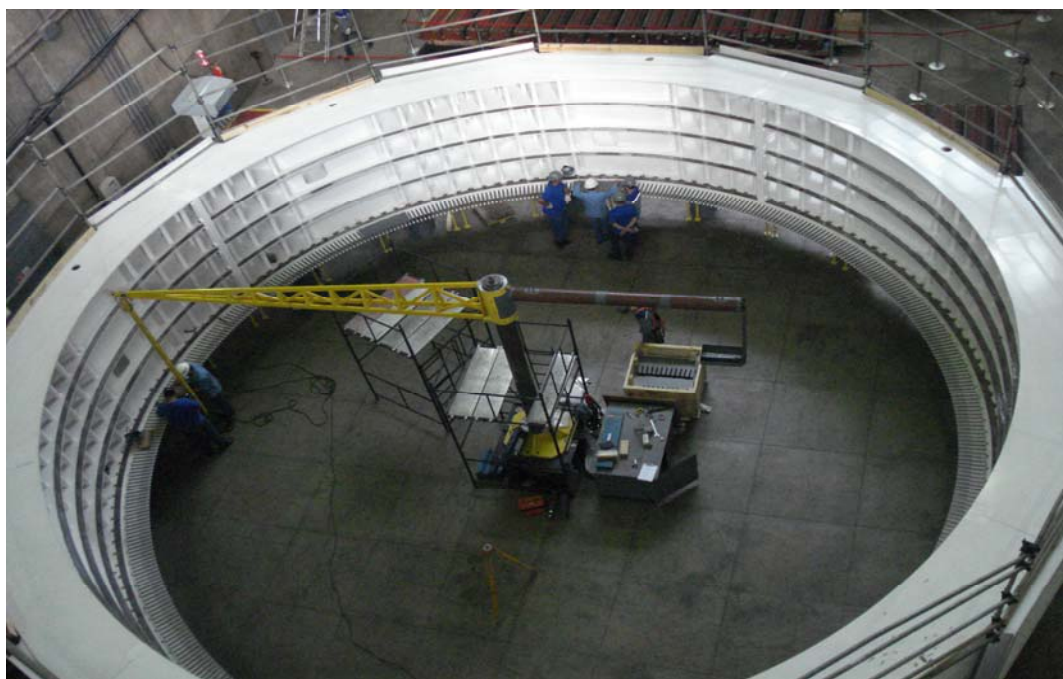


Figura 33: Carcaça do estator com o dispositivo de centragem (Fonte: O AUTOR, 2016).

A montagem das lâminas da carcaça do estator foi feita de forma a garantir a ausência de zumbido perceptível das lâminas durante a operação do gerador e que as tensões resultantes da operação do gerador não provoquem ondulação nas lâminas. Os condutos de ar do núcleo do estator estão dispostos de forma a garantir um suave e tranquilo fluxo de ar de resfriamento.

O enrolamento do estator do gerador é ligado em forma de Y, perfeitamente balanceado, com os terminais para conexão com o centro da estrela e de linha de cada fase levados para fora e conectados respectivamente ao cubículo de aterramento e barramento blindado.

O enrolamento do estator é isolado com isolamento Classe F, como definido e classificado na Norma ANSI. As bobinas foram impregnadas a vácuo, usando resina à base de epóxi livre de solvente de forma a permitir um enchimento adequado.

Todas as bobinas, obviamente, estão livres do efeito corona e contém uma camada condutora de esmalte nas secções ranhuradas e uma secção das cabeças das bobinas. Todas as bobinas foram fabricadas com alta precisão dimensional, de forma a evitar ao máximo o uso de enchimento das ranhuras. O enchimento das ranhuras foi feito com lâminas isolantes à base de mica inserida em um lado somente da bobina. Todos os materiais usados nas ranhuras das bobinas são de Classe F.

O final da bobina estendendo-se além do núcleo é firmemente amarrado por tiras (cordel) de material Classe F, para isolar os suportes dos anéis localizados acima e abaixo do núcleo. As conexões entre bobinas são interfolhadas e fixadas por solda (brasagem ou solda), desta forma produzindo baixa resistência e conexões mecanicamente eficientes. Todas as conexões são aparafusadas, inclusive aquelas da linha do centro da estrela e possuem a superfície prateada.

É possível remover e deslocar as bobinas do estator sem maiores distúrbios no rotor a não ser a remoção de alguns polos do rotor.

O enrolamento do campo do gerador é feito com tiras de cobre enroladas com conectores flexíveis, de acordo com a prática de fabricantes de geradores de tamanho e características similares. A isolamento a cada volta deverá ser de materiais de Classe F, e com todas as voltas unidas de forma que cada bobina atue como um membro estrutural simples. O enrolamento e a isolamento são capazes de resistir a todas as tensões mecânicas causadas pela sobrevelocidade específica de disparo.

O aumento da temperatura do enrolamento amortecedor devido à circulação de harmônicos da corrente de campo não deverá atingir temperaturas que possam prejudicar a isolamento do campo ou outras partes do gerador.

Os cabos de alimentação do enrolamento de campo estão dispostos e com um comprimento suficiente a fim de permitir que as conexões para os anéis coletores possam ser invertidas sem necessidade de remoção ou de qualquer perturbação nos cabos e anéis coletores.

O gerador possui um sistema de aquecimento para evitar condensação nos enrolamentos, quando o gerador estiver parado. Os aquecedores estão igualmente espaçados em torno da periferia do estator (15 aquecedores). Os aquecedores são adequados para uso em circuito trifásico de 480 Volts AC e com todos os quadros dos aquecedores aterrados.

O dispositivo de controle dos aquecedores está montado nos terminais da cabine do gerador e tem como função manter uma diferença de temperatura adequada entre as partes do gerador e a temperatura do ar da casa de força, de forma a evitar que ocorra condensação no gerador durante os períodos de parada. Para desligar os aquecedores quando o gerador estiver em operação, o circuito elétrico está intertravado com os contatos do sistema de excitação.

O gerador possui um circuito fechado de ventilação para o sistema de resfriamento do gerador constituído por oito trocadores de calor, de tubos circulares aletados, totalizando 260 m² de área de troca de calor. A circulação forçada de ar dentro do gerador é realizada pela própria rotação do rotor do gerador.

Os trocadores de calor estão igualmente espaçados e simetricamente localizados em torno da periferia da carcaça do estator, de forma a permitir uma circulação uniforme de ar dentro do gerador.



Figura 34: Trocador de calor (Fonte: O AUTOR, 2016).

Os trocadores de calor são de construção simples e de fácil montagem e desmontagem, construídos de forma a serem facilmente removíveis através das aberturas existentes na tampa superior do gerador, sem a necessidade de remoção da cruzeta superior.

A capacidade de troca térmica é de 250 kW. Capacidade térmica está suficiente para manter a temperatura do ar através do trocador de calor a 40°C ou menos, com a temperatura de água de suprimento a 30°C, com o gerador operando à potência nominal de 350.500 kVA, com um trocador de calor fora de serviço e quando a capacidade de troca de calor tiver uma redução de 10% devido a incrustações internas ou externas nos tubos a perda de carga teórica no trocador de calor é de 2,8 a 3,4 mca para a água e 0,018 a 0,020 mca para o ar. O número de passes da água é dois e o número de passes para o ar é apenas um. A vazão total de água nos trocadores com o sistema em operação é de 10.000 litros de água por minuto, sendo 1.250 litros por minuto cada trocador.

Os trocadores de calor foram projetados para uma pressão de trabalho de 11,5 Kgf/cm² e devem ser capazes de resistir conforme teste hidrostático até 18 Kgf/cm². Os trocadores são flangeados ao distribuidor central e possuem válvulas de forma a permitir que qualquer trocador possa ser rapidamente isolado e removido

para manutenção ou reparo sem interferência com a operação dos demais trocadores de tal forma que permita ao gerador continuar em operação normal.

O gerador possui um tampão para fechar o espaço deixado pela remoção de qualquer um dos trocadores que por qualquer motivo tenha sido retirado do lugar, permitindo assim que o gerador possa operar sem um trocador de calor não prejudicando a circulação de ar.

Cada trocador de calor possui tubulação para respiro, instrumentação e dreno. Na tubulação de água dos trocadores de calor há um medidor de vazão com flange de orifício sobreposto de 14" polegadas de diâmetro nominal e um fluxostato.

As caixas de água dos trocadores foram contruídas com tampas removíveis para permitir o acesso a todos os tubos e arrançadas de forma a permitir a remoção de qualquer tampa para inspeção ou limpeza nos tubos, sem provocar qualquer distúrbio nas conexões da tubulação de água e nas válvulas. Os trocadores possuem mangueiras que permitem a completa drenagem de cada trocador.

O mancal guia do gerador foi projetado para ser capaz de resistir a todas as tensões incidentes, devido à operação normal da unidade e também à velocidade de disparo, bem como as tensões resultantes de algum curto circuito no rotor ou estator. O suporte do mancal guia é de construção rígida e capaz de resistir a todas as forças a ele transmitidas sem causar desalinhamento no mancal. Forças verticais no suporte são suportadas pela carcaça do estator e forças horizontais que vêm do suporte deverão ser suportadas pelas paredes de concreto.

O gerador está equipado com um sistema conjugado de frenagem e levantamento. O sistema de frenagem do rotor é formado por um conjunto de 16 macacos de freio, projetados para operar automática ou manualmente por ar comprimido, com capacidade suficiente para parar as partes rotativas do gerador e turbina a partir de 32 por cento da velocidade nominal em um espaço de tempo de no máximo 5 minutos, após a aplicação dos freios com uma pressão de ar de 3,5 Kgf/cm², sem que ocorra aquecimento prejudicial ou desgaste excessivo das superfícies de frenagem, com o gerador sem excitação e com o rotor da turbina imerso e com um vazamento de água através das palhetas correspondendo a 1 por cento do torque desenvolvido durante a operação normal, e também com o gerador operando como compensador síncrono.



Figura 35: Macaco de freio (Fonte: O AUTOR, 2016).

O sistema de freio está projetado para poder operar como macacos de levantamento do rotor do gerador e das partes rotativas da turbina de forma a dar condições de se providenciar a remoção das sapatas do mancal de escora para a realização de inspeção ou mesmo troca das sapatas. Todas as partes do gerador são construídas de forma a permitir que o gerador seja macaqueado sem que ocorra interferência com as demais partes da unidade geradora.

3.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA ATUAL

O sistema de resfriamento do gerador atualmente é realizado por água, a água bruta é captada do conduto forçado por uma tubulação embutida de 16" polegadas, esta água passa pelo filtro Cuno Flow com filtros de limpeza automático com malha de limpeza de 245 μm , após ser filtrada vai para um coletor geral de 16" polegadas onde percorre toda a galeria mecânica atendendo todas as unidades geradoras, e em cada unidade existirá uma válvula seccionadora borboleta flangeada, a fim de isolar cada unidade, deste coletor saem alimentação para todos os sistemas de resfriamento da unidade geradora entre eles: tubulação de alimentação dos trocadores de calor do gerador, mancais do gerador e turbina, vedação do eixo, hidrojetores, anéis de desgaste, regulador de velocidade da turbina, excitação, anti-incêndio trafos/hidrantes, turbina pelton e água de serviço.



Figura 36: Tubulação para captação de água do conduto (Fonte: O AUTOR, 2016).



Figura 37: Filtro Cuno Flow de limpeza automático (Fonte: O AUTOR, 2016).



Figura 38: Tubulação de água do coletor geral (Fonte: O AUTOR, 2016).

O sistema possui uma válvula de isolamento de todo o sistema de resfriamento da unidade geradora, após a válvula a água é direcionada para os equipamentos e sistemas mencionados acima, a água utilizada para o resfriamento é direcionada por tubulações para o canal de fuga da usina.



Figura 39: Válvula de isolamento do coletor geral (Fonte: O AUTOR, 2016).



Figura 40: Tubulações de saída de água para o canal de fuga (Fonte: O AUTOR, 2016).

Do coletor de água filtrada deriva uma tubulação de 14" polegadas que abastecerá os trocadores de calor do gerador, nesta tubulação existe uma válvula globo para controlar a vazão, o sistema de resfriamento do gerador é composto por oito trocadores de calor ar/água, de tubos circulares aletados, totalizando 260 m² de área de troca de calor.



Figura 41: Tubulação de água entrada dos trocadores de calor (Fonte: O AUTOR, 2016).



Figura 42: Tubulação de água saída dos trocadores de calor (Fonte: O AUTOR, 2016).

Dados de projeto dos trocadores de calor com 08 trocadores operando:

Capacidade de troca térmica: 553,4 kW

Vazão total do sistema: 780 m³/h

Área de troca de calor: 838,7 m²

Peso vazio: 1360 Kg

Peso cheio: 1556 Kg

Fluido: Ar (lado externo)

Temperatura de entrada: 71,6°C

Temperatura de saída: 40°C

Vazão: 58.095 m³/h

Pressão de operação: 0,985 kgf/cm²

Velocidade de entrada/saída: 2,82 m/s

Perda de carga admissível: 17 mmCA

Número de passes: 01

Fluido: Água (lado interno)

Temperatura de entrada: 30°C

Temperatura de saída: 34,9°C

Vazão cada trocador: 97,5 m³/h

Pressão de operação: 11,5 kgf/cm²

Pressão de projeto: 13,8 kgf/cm²

Pressão de teste: 18 kgf/cm²

Velocidade de entrada/saída: 1,63 m/s

Perda de carga admissível: 2144 mmCA

Número de passes: 02

A circulação forçada de ar dentro do gerador é realizada pela própria rotação do rotor do gerador. Os trocadores de calor estão igualmente espaçados e simetricamente localizados em torno da periferia da carcaça do estator, de forma a permitir uma circulação uniforme de ar dentro do gerador.



Figura 43: Gerador parte superior, tampas e cubículo anéis coletores (Fonte: O AUTOR, 2016).

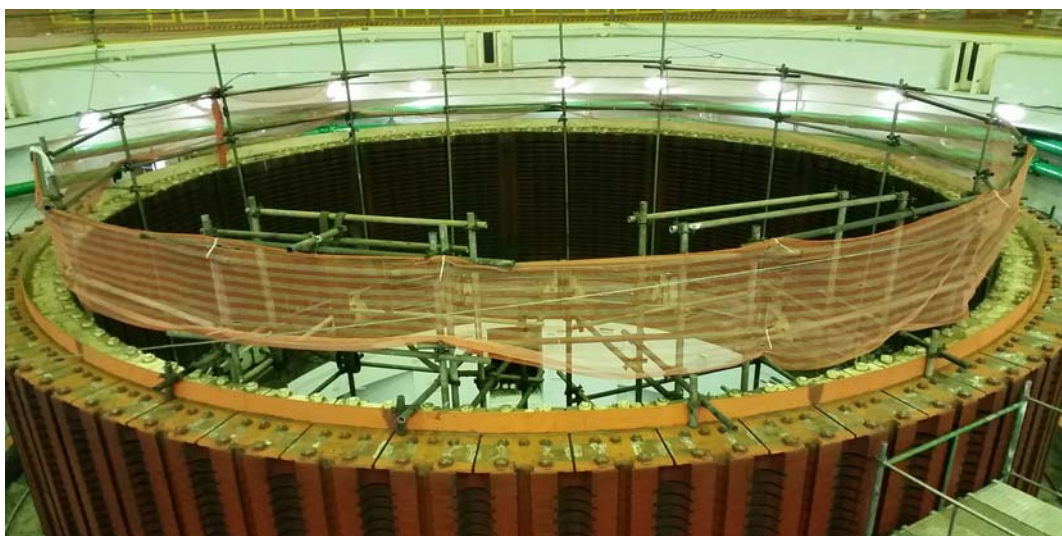


Figura 44: Gerador parte interna, anel magnético (Fonte: O AUTOR, 2016).

A capacidade de troca térmica é de 250 kW. Capacidade térmica está suficiente para manter a temperatura do ar através do trocador de calor a 40°C ou menos, com a temperatura de água de suprimento a 30°C, com o gerador operando à potência nominal de 350.500 kVA, com um trocador de calor fora de serviço e quando a capacidade de troca de calor tiver uma redução de 10% devido a incrustações internas ou externas nos tubos a perda de carga teórica no trocador de calor é de 2,8 a 3,4 mca para a água e 0,018 a 0,020 mca para o ar. O número de passes da água é dois e o número de passes para o ar é apenas um. A vazão total de água nos trocadores com o sistema em operação é de 10.000 litros de água por minuto, sendo 1.250 litros por minuto cada trocador. A água após passar por todos os trocadores de calor sai por uma tubulação de 14" pol e é direcionado para o canal de fuga.

3.2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO

A ideia é estar substituindo o sistema de resfriamento de água por um sistema de resfriamento com fluido refrigerante (R-438A), fazendo um circuito fechado onde este refrigerante estaria fazendo o resfriamento do gerador, utilizando as mesmas entradas dos trocadores de calor instalados atualmente, não alterando inicialmente o projeto atual.

Em análise em campo seria necessário algumas alterações no *lay out* da tubulação de entrada e saída para os trocadores de calor, devido ao local disponível para uma possível instalação do equipamento selecionado.



Figura 45: Local para possível instalação do equipamento selecionado
(Fonte: O AUTOR, 2016).

3.3 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO SISTEMA

Carga térmica é o total de calor a ser removido do ambiente, para o cálculo da carga térmica do sistema levou-se em consideração os valores de temperatura de projeto do sistema atual, conforme valores abaixo:

Temperatura de entrada da água: 30°C;

Temperatura de saída da água: 34,9°C;

ΔT : 4,9°C;

Vazão: 780 m³/h – 13.000 l/min.

A tubulação atual para resfriamento do gerador é DN 350 de 14" polegadas, fabricado em aço carbono, assim consegue determinar a vazão pela tubulação da água com os dados retirados nos manuais do gerador:

$D_e = 355,6 \text{ mm}$;

$D_i = 336,6 \text{ mm} = 0,3366 \text{ m}$;

$Q = 780 \text{ m}^3/\text{h} = 0,2166 \text{ m}^3/\text{s}$.

$V = Q / A_s$

$V = 0,1266 \text{ m}^3/\text{s} / (3,14 \times 0,3366)^2/4$

$V = 2,43 \text{ m/s}$

Com uma massa de 13.000 Kg/min para aplicar na fórmula abaixo é necessário transformar em Kg/s, assim:

$$m: 13.000 \text{ Kg/min} \times 1 / 60s$$

$$\mathbf{m: 216,67 \text{ Kg/s}}$$

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

Onde:

Q = Calor removido (kW);

m = massa do sistema (Kg/s);

C_p = calor específico (kJ), (Anexo L);

ΔT = diferença das temperaturas externa e interna (°C).

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

$$Q = 216,67 \text{ Kg/s} \times 4,178 \text{ kJ} \times (34,9 - 30) ^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{Q = 4.435,71 \text{ kW}}$$

Como os valores de catálogo para selecionar os equipamentos são dados em Kcal/h é necessário multiplicar por 860 para transformar o valor encontrado.

$$Q = 4.435,71 \text{ kW} \times 860$$

$$\mathbf{Q = 3.814.711,95 \text{ kcal/h}}$$

O fluido refrigerante escolhido para o sistema em estudo foi ISCEON® MO99 – R438A, fluido da marca DuPont que substitui o R-22 e possui boas características de pressão-entalpia numa ampla faixa de temperatura de evaporação, (Anexo A).

Para efeito de cálculo pode-se encontrar a vazão do refrigerante utilizando a temperatura e entalpia da tabela do R-438A.

Entalpia do fluido passando na serpentina, temperatura de -10°C, tabela R-438A: h_v: 375,7 kJ/Kg, (Anexo B).

Entalpia após o condensado, temperatura de 30°C, tabela R-438A: h_e: 242,8 kJ/Kg, (Anexo C).

Vazão do refrigerante:

$$h_v - h_e = (375,7 - 242,8) \text{ kJ/Kg}$$

$$\mathbf{h_v - h_e = 132,9 \text{ kJ/Kg.}}$$

A vazão do refrigerante pode ser determinada dividindo a capacidade de refrigeração pelo efeito de refrigeração.

$$\text{Vazão} = \text{Capacidade de Refrigeração} / \text{Efeito de Refrigeração}$$

$$\text{Vazão} = 132,9 \text{ kJ/Kg} / 4.435,71 \text{ kW}$$

$$\text{Vazão} = 0,029 \text{ Kg/s.}$$

3.4 SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO SEM FAZER ALTERAÇÕES

As dimensões do trocador atualmente instalados no gerador são: 2.460 mm de comprimento, 2.600 mm de altura e 280 mm de largura.

Levando em consideração estas medidas inicialmente foi selecionado o equipamento como evaporador, compressor e condensador sem fazer alterações na carcaça do estator, procurando utilizar o mesmo espaço e tamanho dos trocadores de calor instalados na carcaça do estator atualmente. Foi utilizado o catálogo da Mipal e da Heatcraft para a seleção e escolha do modelo para cada equipamento.

Assim nos catálogos foram encontrados modelos com as dimensões mais próximas do trocador de calor atual, para saber qual seria a capacidade de troca térmica.

O catálogo utilizado para a escolha do evaporador foi da marca Mipal – Evaporador de Ar Forçado Alto Perfil, (Anexo D).

Modelo escolhido Evia-804 – 6 polos, (Anexos E e F).

Temperatura de evaporação = -10°C .

Capacidade = 60.000 kcal/h.

$\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$

As dimensões deste modelo são: 2.430 mm de comprimento, 1.230 mm de altura e 1.100 mm de largura.

Como a altura do trocador de calor atual é de 2600 mm, poderia estar colocando dois evaporadores, um em cima do outro, ou seja, $02 \times 1230 \text{ mm} = 2.460 \text{ mm}$ de altura considerando os dois evaporadores.

Capacidade de 60.000 kcal/h multiplicado por 02 evaporadores, totalizando 120.000 kcal/h, assim multiplica este valor por 08 (condição atualmente disponível de trocador de calor), a capacidade dos evaporadores é de: 960.000 kcal/h.

Como a carga térmica do evaporador encontrado inicialmente foi de 3.814.711,95 kcal/h, com a instalação destes modelos selecionados não atenderia a capacidade de troca térmica necessária do gerador.

Algumas características do Modelo Evia-804:

Quantidade moto ventiladores: 02 de diâmetro 800 mm;

Carga de refrigerante: 16,8 Kg;

Vazão: 02 x 24.000 m³/h;

Potência: 4.400 Watts;

Consumo em 220 Volts: 13A;

Consumo em 380 Volts: 7,56A.

Mesmo sabendo que com o evaporador selecionado acima a troca térmica não seria eficiente e necessária ao gerador, foi realizado a seleção do compressor e condensador a fim de realizar um comparativo ao final dos cálculos.

Para a seleção e escolha do compressor foi utilizado o catálogo da marca Heatcraft – Unidade de Compressão Remoto 8 a 50HP – modelo UCRF, (Anexo G).

O compressor deve ser menor que o evaporador, uma folga de 9%.

Carga térmica do evaporador: 960.000 kcal/h x 0,9, o compressor deve ter 864.000 kcal/h.

Deve ser utilizado no sistema 09 unidades compressoras UCR4000BH2 – Modelo: ACV156 de 98.195 kcal/h cada um, (Anexos H e I).

Capacidade = 98.195 kcal/h x 09 unidades.

Capacidade compressores: 883.755 kcal/h.

Características do modelo escolhido:

Temperatura de evaporação: 0°C;

Temperatura ambiente: 32°C;

Quantidade de ventiladores: 02 de diâmetro 800 mm;

Compressor: 6G-40.2 (Y);

Peso líquido: 416 Kg;

Peso bruto: 607 Kg;

Conexão entrada do líquido: diâmetro 1 1/8”;

Conexão saída do líquido: diâmetro 1 1/8”;

Conexão linha sucção: diâmetro 2 1/8”;

Conexão linha descarga: 1 3/8”;

Volume tanque de líquido: 40 litros.

As dimensões deste modelo são: 1.730 mm de comprimento, 1.140 mm de altura e 520 mm de largura.

Para a seleção e escolha do condensador foi utilizado o catálogo da marca Heatcraft – Condensador Remoto a Ar – Design Flat/Fit “V”, (Anexo J).

O condensador deve ser maior que o evaporador e o compressor.

Conforme catálogo utilizar 03 condensadores de 322.560 kcal/h.

Características do equipamento escolhido:

Modelo: ACV323 – 12 aletas por polegada, (Anexo K);

Motor EC, 6 polos;

ΔT : 10°C;

Potência: 9,3 kW;

Corrente 220V: 25,9A;

Corrente 380V: 15,0A;

Corrente 480V: 13,2A;

Carga de refrigerante: 24,3 Kg;

Coletor de entrada: diâmetro 2 1/8”;

Coletor de saída: diâmetro 2 1/8”;

Quantidade de ventiladores: 04.

Capacidade condensador = 322.560 kcal/h x 03 unidades

Capacidade condensador = 967.680 kcal/h.

As dimensões deste modelo são: 4.636 mm de comprimento, 1.416 mm de altura e 1.098 mm de largura.

3.5 SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO SENDO NECESSÁRIO FAZER ALTERAÇÕES

Como visto nos equipamentos selecionados acima, utilizando as 08 entradas dos trocadores de calor atual e a capacidade dos evaporadores, não foi necessário para a troca térmica desejada, desta maneira nos cálculos abaixo vai ser feito a seleção do equipamento sendo necessário realizar alterações na carcaça do estator a fim de conseguir a capacidade necessária para a troca térmica encontrado inicialmente do evaporador de 3.814.711,95 kcal/h.

O catálogo utilizado para a seleção do evaporador foi da marca Mipal – Evaporador de Ar Forçado Alto Perfil, (Anexo D).

Modelo escolhido Evia-1608 – 6 polos, (Anexos E e F).

Temperatura de evaporação = -10°C .

Capacidade = 120.000 kcal/h.

$\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$

As dimensões deste modelo são: 4.830 mm de comprimento, 1.230 mm de altura e 1.100 mm de largura.

Neste caso seria necessário alterar a carcaça do estator, pois atualmente o comprimento do trocador de calor instalado é de 2.460 mm para 4.830 mm comprimento do evaporador selecionado, e aumentar de 08 lugares disponíveis atualmente para 16 lugares conforme mostra os dados a seguir.

Algumas características do Modelo Evia-1608:

Quantidade moto ventiladores: 04 de diâmetro 800 mm;

Carga de refrigerante: 32,9 Kg;

Vazão: 04 x 24.000 m³/h;

Potência: 8.800 Watts;

Consumo em 220 Volts: 26A;

Consumo em 380 Volts: 15,12A.

Como a altura do trocador de calor atual é de 2.600 mm poderia estar colocando dois evaporadores, um em cima do outro, sendo assim, 02 x 1.230 mm, ficaria uma altura de 2.460 mm.

Capacidade de 120.000 kcal/h x 02 evaporadores

Capacidade de 240.000 kcal/h x 16 (condição com a alteração)

Capacidade Evaporadores = 3.840.000 kcal/h.

Com a capacidade térmica selecionada de 3.840.000 kcal/h atenderia a capacidade de troca térmica para o gerador em estudo.

Para a seleção e escolha do compressor foi utilizado o catálogo da marca Heatcraft – Unidade de Compressão Remoto 8 a 50HP – modelo UCRF, (Anexo G).

O compressor deve ser menor que o evaporador, uma folga de 9%.

Carga térmica do evaporador: 3.840.000 kcal/h x 0,9, o compressor deve ter 3.456.000 kcal/h.

Deve ser utilizado no sistema 30 unidades compressoras UCR5000BH6 – Modelo: ACV216 de 117.354 kcal/h cada um, (Anexos H e I).

Capacidade = 117.354 kcal/h x 30 unidades.

Capacidade compressores: 3.520.620 kcal/h.

Características do modelo escolhido:

Temperatura de evaporação: 0°C;

Temperatura ambiente: 32°C;

Quantidade de ventiladores: 03 de diâmetro 800 mm;

Compressor: 6F-50.2 (Y);

Peso líquido: 419 Kg;

Peso bruto: 610 Kg;

Conexão entrada do líquido: diâmetro 1 1/8”;

Conexão saída do líquido: diâmetro 1 1/8”;

Conexão linha sucção: diâmetro 2 1/8”;

Conexão linha descarga: 1 5/8”;

Volume tanque de líquido: 40 litros.

As dimensões deste modelo são: 2.500 mm de comprimento, 1.140 mm de altura e 520 mm de largura.

Para a seleção e escolha do condensador foi utilizado o catálogo da marca Heatcraft – Condensador Remoto a Ar – Design Flat/Fit “V”, (Anexo J).

O condensador deve ser maior que o evaporador e o compressor.

Conforme catálogo utilizar 08 condensadores de 483.840 kcal/h.

Características do equipamento escolhido:

Modelo: ACV484 – 12 aletas por polegada, (Anexo K);

Motor EC, 6 polos;

ΔT : 10°C;

Potência: 13,9 kW;

Corrente 220V: 38,8A;

Corrente 380V: 22,4A;

Corrente 480V: 19,4A;

Carga de refrigerante: 36,6 Kg;

Coletor de entrada: diâmetro 3”;

Coletor de saída: diâmetro 2 1/2”;

Quantidade de ventiladores: 06.

Capacidade condensador = 483.840 kcal/h x 08 unidades

Capacidade condensador = 3.870.720 kcal/h.

As dimensões deste modelo são: 7.289 mm de comprimento, 1.416 mm de altura e 1.098 mm de largura.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Abaixo segue a descrição dos valores encontrado de carga térmica do sistema, bem como a seleção e capacidade dos equipamentos selecionados para efeito do estudo do projeto.

A carga térmica total do sistema encontrado foi de 4.435,71 kW ou 3.814.711,95 kcal/h.

Inicialmente foi selecionado o equipamento como evaporador, compressor e condensador sem fazer alterações na carcaça do estator, procurando utilizar o mesmo espaço e tamanho dos trocadores de calor instalados na carcaça do estator atualmente de 2.460 mm de comprimento, 2.600 mm de altura e 280 mm de largura, para ver qual seria a capacidade de troca térmica, como segue abaixo os dados encontrados.

As dimensões do modelo selecionado foi de: 2.430 mm de comprimento, 1.230 mm de altura e 1.100 mm de largura. Como a altura do trocador de calor atual é de 2600 mm, poderia estar colocando dois evaporadores, um em cima do outro, ou seja, $02 \times 1230 \text{ mm} = 2.460 \text{ mm}$ de altura considerando os dois evaporadores.

Sendo assim foi selecionado:

16 evaporadores de 60.000 kcal/h cada um, totalizando 960.000 kcal/h, as dimensões deste modelo são: 2.430 mm de comprimento, 1.230 mm de altura e 1.100 mm de largura;

09 unidades compressoras de 98.195 kcal/h cada um, totalizando 883.755 kcal/h, as dimensões deste modelo são: 1.730 mm de comprimento, 1.140 mm de altura e 520 mm de largura.

03 condensadores de 322.560 kcal/h cada um, totalizando 967.680 kcal/h, as dimensões deste modelo são: 4.636 mm de comprimento, 1.416 mm de altura e 1.098 mm de largura.

Como visto nos equipamentos selecionados acima, utilizando as 08 entradas dos trocadores de calor instalados atualmente e com a capacidade dos evaporadores selecionados, não atendeu a capacidade necessária para a troca térmica desejada, desta maneira conforme os dados abaixo foi feito a seleção do equipamento sendo necessário realizar alterações na carcaça do estator a fim de conseguir a capacidade necessária para a troca térmica encontrado inicialmente do evaporador de 3.814.711,95 kcal/h.

Sendo assim foi selecionado:

32 evaporadores de 120.000 kcal/h cada um, totalizando 3.840.000 kcal/h, as dimensões deste modelo são: 4.830 mm de comprimento, 1.230 mm de altura e 1.100 mm de largura.

30 unidades compressoras de 117.354 kcal/h cada um, totalizando 3.520.620 kcal/h, as dimensões deste modelo são: 2.500 mm de comprimento, 1.140 mm de altura e 520 mm de largura.

08 condensadores de 483.840 kcal/h cada um, totalizando 3.870.720 kcal/h, as dimensões deste modelo são: 7.289 mm de comprimento, 1.416 mm de altura e 1.098 mm de largura.

Com a seleção dos equipamentos acima atenderia a capacidade de troca térmica do gerador, mas o estudo se torna inviável para a instalação devido não ser possível alterar a carcaça do estator nas medidas do evaporador selecionado, pois o comprimento do equipamento é de 4.830 mm, e a distância disponível na carcaça entre um trocador e outro é de 3.240 mm, conforme mostra a figura abaixo.



Figura 46: Distância entre trocadores de calor da carcaça do estator (Fonte: ALTERADO PELO AUTOR, 2016).

O estudo se torna inviável também para instalação devido a não ter espaço disponível na planta da usina para a instalação dos equipamentos selecionados e ao fato da grande quantidade de equipamentos necessários para a demanda da troca térmica, no caso 30 compressores e 08 condensadores.

A distância que poderia estar sendo utilizada e disponível próximo ao gerador seria de 5.500 mm de comprimento e 3.100 mm de largura, conforme figura 45, levando em conta que apenas um condensador selecionado possui 7.289 mm de comprimento, sua instalação se torna inviável, pois apenas com a instalação deste condensador já ocupa todo o espaço disponível na usina em estudo, faltando colocar ainda mais 07 condensadores.

Visto pela quantidade e tamanho dos equipamentos selecionados, o sistema atual se torna muito simples e com eficiência que atende as necessidades de troca térmica do gerador. Mas se a usina em estudo vier futuramente a ter problemas relacionados com mexilhão dourado este sistema atualmente pode perder a eficiência, dependendo da quantidade do mexilhão dourado dentro da tubulação, a mesma perde eficiência e o sistema tem uma perda de carga e vazão, sendo necessário parada de máquina para limpeza das tubulações e trocadores de calor, e em determinadas tubulações com diâmetros menores seria necessário a desmontagem por partes do sistema para uma possível limpeza das mesmas devido as curvas, o que demandaria maior tempo de parada de máquina e mão de obra para realizar a limpeza e retirada do mexilhão dourado.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esperava-se neste trabalho encontrar um sistema alternativo com circuito fechado para trocadores de calor do gerador de uma unidade geradora hidráulica, que atendesse a capacidade de troca térmica do sistema atualmente instalado, refrigerado por água.

Caso encontra-se e verifica-se a aplicabilidade do produto gerado ganharia em confiabilidade, redução de manutenção e principalmente a eliminação dos problemas relacionados com o mexilhão dourado.

Outra vantagem seria a economia de água com a instalação do circuito fechado, pois atualmente a água para refrigeração utilizada nos trocadores de calor do gerador é retirada do reservatório da usina e após passar pelos trocadores é jogada para o canal de fuga no leito normal do rio deixando de ser turbinada e gerada com isto aumentaria a eficiência de geração das unidades geradoras.

Como foi visto devido ao grande valor encontrado para estar realizar a troca térmica, o sistema proposto e selecionado nos equipamentos como evaporadores, compressores e condensadores, não se tornou viável para instalação, tendo em vista que o sistema atual é muito simples e eficiente.

A usina em estudo ainda não enfrenta o problema do mexilhão dourado em sua planta, e que o sistema atual ainda não afeta a disponibilidade da usina de geração.

O projeto em estudo foi de grande importância para verificar a complexidade do equipamento instalado, não imaginava que o valor de carga térmica encontrado seria tão grande, desta maneira entende-se o fato de o sistema atual de resfriamento com água ser tão simples.

E que para o gerador em estudo um circuito fechado não seria viável devido ao grande número de equipamentos a ser instalados, e não possuir espaço disponível para a instalação.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros e continuidade dos estudos do projeto atual, entrar em contato com fabricante de evaporadores, a fim de passar as medidas atuais do trocador de calor (2.600 mm de altura e 2.460 mm de comprimento) para que o mesmo esteja dimensionando e verificando a capacidade térmica que conseguiria disponibilizar, assim com os valores obtidos pela empresa estar analisando se a troca térmica seria eficiente para o projeto atual.

Realizar cálculos dos trocadores atuais a fim de utilizá-los como evaporadores, utilizando as mesmas tubulações existentes, caso verifique-se a eficiência dos mesmos, estar selecionando e dimensionando os compressores e condensadores.

Em caso da usina em estudo vier a ter problema com o mexilhão dourado, uma sugestão seria um estudo para instalação de uma torre de resfriamento para o sistema de resfriamento do gerador, bem como dos outros sistemas de refrigeração da usina.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

COEMSA – WESTINGHOUSE. **Instrução de Operação e Funcionamento do Gerador e Auxiliares.** 1979.

GUIZZE, Antônio. **Manual de Trocadores de Calor, Vasos e Tanques:** De acordo com as normas da API. São Paulo: Ibrasa, 1989.

INCROPERA, P. Frank; WITT de P. David. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

KREITH, Frank.; BOHN, S. Mark. **Princípios de Transferência de Calor.** São Paulo: Thomson, 2003.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

WHITE, F. M.; **Mecânica dos Fluidos.** 4. Ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 2002.

HEATCRAFT. **Catalogo de Compressores e Condensadores.** Disponível em <http://www.heatcraft.com.br>, acessado em 22 de outubro de 2016 as 14h00min horas.

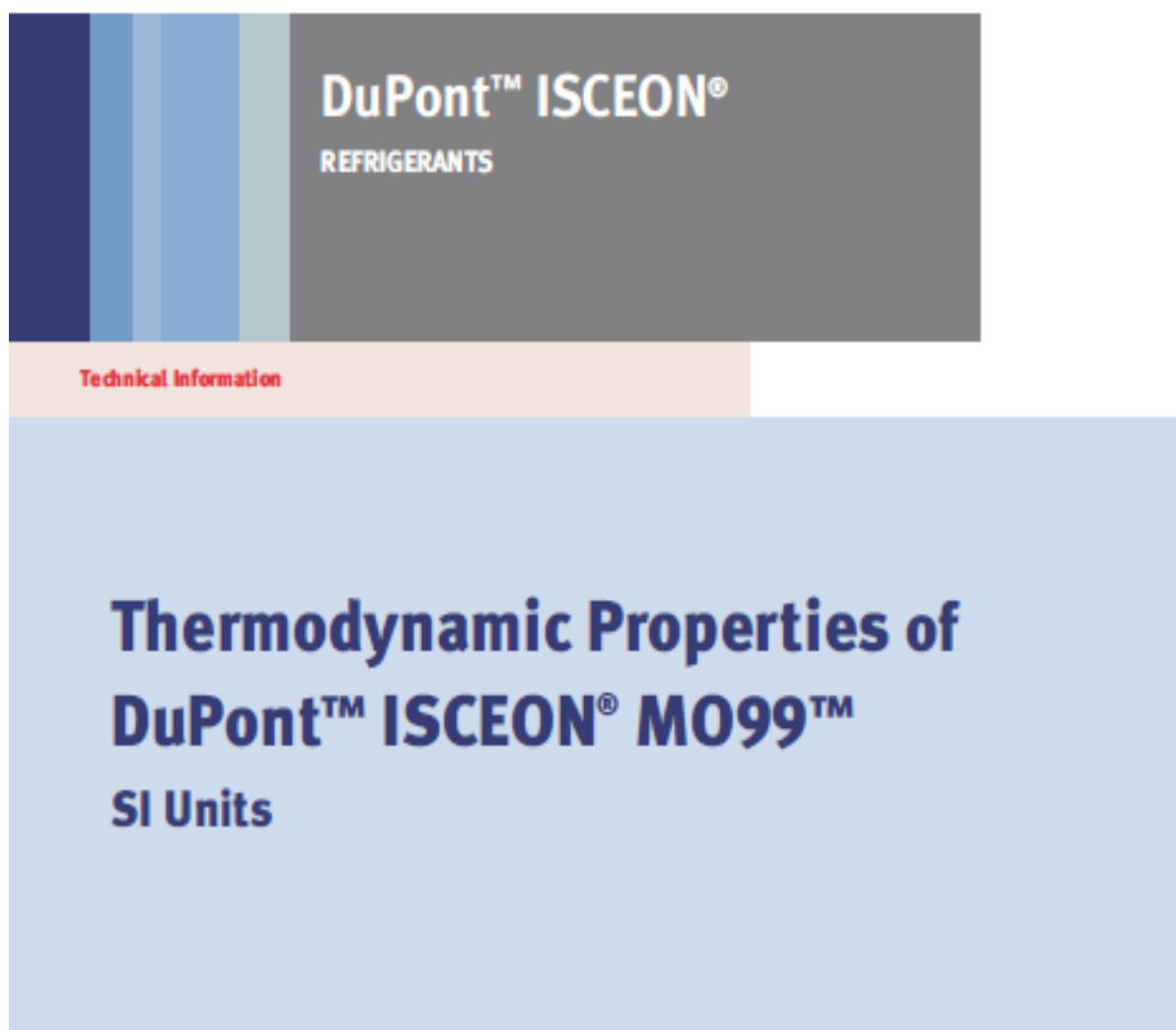
MIPAL. **Catalogo de Evaporadores.** Disponível em <http://www.wderefrigeracao.com.br/wp-content/uploads/2014/10/MIPAL.pdf>, acessado em 22 de outubro de 2016 as 10h00min horas.

RESFRIANDO. **Cálculo de Carga Térmica.** Disponível em <http://www.resfriando.com.br/calculo-de-carga-termica/>, acessado em 21 de outubro de 2016 as 19h00min horas.

METALICA. **Principais Tipos de Trocadores de Calor** <http://www.metalica.com.br/principais-tipos-de-trocadores-de-calor>, acessado em 21 de outubro de 2016 as 21h00min horas.

ANEXOS

ANEXO A: Catálogo Propriedades Termodinâmica Fluido DuPont.



ANEXO B: Propriedade Termodinâmicas do Fluido à -10°C.

Temp °C	Pressure [kPa]		Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K-kg]		Temp °C
	Liquid p _l	Vapor p _v	Liquid v _l	Vapor v _v	Liquid d _l	Vapor d _v	Liquid h _l	Latent h _{lv}	Vapor h _v	Liquid s _l	Vapor s _v	
-37	129.664	97.172	0.000728	0.1957	1374.2	5.111	151.4	208.5	359.9	0.810	1.705	-37
-36	135.614	102.013	0.000729	0.1869	1371.1	5.350	152.7	207.8	360.5	0.816	1.704	-36
-35	141.774	107.042	0.000731	0.1786	1367.9	5.599	154.0	207.1	361.1	0.821	1.702	-35
-34	148.152	112.265	0.000733	0.1708	1364.7	5.856	155.2	206.5	361.7	0.826	1.701	-34
-33	154.751	117.686	0.000734	0.1633	1361.5	6.122	156.5	205.8	362.3	0.832	1.700	-33
-32	161.578	123.312	0.000736	0.1563	1358.3	6.398	157.8	205.1	362.9	0.837	1.699	-32
-31	168.636	129.147	0.000738	0.1496	1355.0	6.684	159.1	204.4	363.5	0.842	1.697	-31
-30	175.933	135.197	0.000740	0.1433	1351.8	6.980	160.4	203.7	364.1	0.847	1.696	-30
-29	183.472	141.467	0.000742	0.1373	1348.5	7.286	161.7	203.0	364.7	0.853	1.695	-29
-28	191.260	147.962	0.000743	0.1315	1345.3	7.602	162.9	202.4	365.3	0.858	1.694	-28
-27	199.302	154.689	0.000745	0.1261	1342.0	7.929	164.2	201.7	365.9	0.863	1.693	-27
-26	207.603	161.652	0.000747	0.1210	1338.7	8.268	165.5	201.0	366.5	0.868	1.692	-26
-25	216.169	168.858	0.000749	0.1161	1335.4	8.617	166.8	200.3	367.1	0.874	1.691	-25
-24	225.005	176.312	0.000751	0.1114	1332.1	8.978	168.1	199.6	367.7	0.879	1.690	-24
-23	234.118	184.020	0.000753	0.1069	1328.8	9.351	169.4	198.8	368.3	0.884	1.689	-23
-22	243.512	191.987	0.000754	0.1027	1325.4	9.735	170.7	198.1	368.8	0.889	1.688	-22
-21	253.194	200.220	0.000756	0.0987	1322.1	10.133	172.0	197.4	369.4	0.894	1.687	-21
-20	263.169	208.725	0.000758	0.0949	1318.7	10.543	173.3	196.7	370.0	0.899	1.686	-20
-19	273.444	217.507	0.000760	0.0912	1315.3	10.965	174.6	196.0	370.6	0.905	1.685	-19
-18	284.024	226.573	0.000762	0.0877	1312.0	11.402	175.9	195.2	371.2	0.910	1.684	-18
-17	294.914	235.929	0.000764	0.0844	1308.6	11.851	177.2	194.5	371.7	0.915	1.683	-17
-16	306.122	245.581	0.000766	0.0812	1305.1	12.315	178.6	193.7	372.3	0.920	1.682	-16
-15	317.652	255.535	0.000768	0.0782	1301.7	12.793	179.9	193.0	372.9	0.925	1.681	-15
-14	329.511	265.797	0.000770	0.0753	1298.2	13.286	181.2	192.2	373.5	0.930	1.680	-14
-13	341.705	276.375	0.000772	0.0725	1294.8	13.793	182.5	191.5	374.0	0.935	1.680	-13
-12	354.240	287.273	0.000774	0.0699	1291.3	14.316	183.9	190.7	374.6	0.940	1.679	-12
-11	367.123	298.500	0.000777	0.0673	1287.8	14.854	185.2	190.0	375.1	0.945	1.678	-11
-10	380.358	310.060	0.000779	0.0649	1284.3	15.409	186.5	189.2	375.7	0.950	1.677	-10
-9	393.954	321.962	0.000781	0.0626	1280.7	15.980	187.8	188.4	376.3	0.955	1.676	-9
-8	407.915	334.211	0.000783	0.0604	1277.2	16.567	189.2	187.6	376.8	0.960	1.676	-8
-7	422.249	346.814	0.000785	0.0582	1273.6	17.172	190.5	186.8	377.4	0.965	1.675	-7
-6	436.960	359.777	0.000787	0.0562	1270.0	17.794	191.9	186.1	377.9	0.970	1.674	-6
-5	452.057	373.109	0.000790	0.0542	1266.4	18.434	193.2	185.3	378.5	0.975	1.674	-5
-4	467.545	386.815	0.000792	0.0524	1262.8	19.093	194.6	184.4	379.0	0.980	1.673	-4
-3	483.431	400.903	0.000794	0.0506	1259.2	19.770	195.9	183.6	379.6	0.985	1.672	-3
-2	499.721	415.379	0.000797	0.0489	1255.5	20.466	197.3	182.8	380.1	0.990	1.672	-2
-1	516.422	430.250	0.000799	0.0472	1251.8	21.183	198.6	182.0	380.6	0.995	1.671	-1
0	533.541	445.524	0.000801	0.0456	1248.1	21.919	200.0	181.2	381.2	1.000	1.670	0
1	551.083	461.207	0.000804	0.0441	1244.4	22.676	201.4	180.3	381.7	1.005	1.670	1
2	569.055	477.307	0.000806	0.0426	1240.6	23.454	202.7	179.5	382.2	1.010	1.669	2
3	587.465	493.832	0.000809	0.0412	1236.8	24.253	204.1	178.6	382.7	1.015	1.668	3
4	606.319	510.787	0.000811	0.0399	1233.0	25.075	205.5	177.8	383.3	1.020	1.668	4
5	625.623	528.182	0.000814	0.0386	1229.2	25.919	206.9	176.9	383.8	1.025	1.667	5
6	645.385	546.022	0.000816	0.0373	1225.4	26.787	208.3	176.0	384.3	1.030	1.667	6
7	665.612	564.317	0.000819	0.0361	1221.5	27.678	209.6	175.2	384.8	1.034	1.666	7
8	686.309	583.072	0.000821	0.0350	1217.6	28.594	211.0	174.3	385.3	1.039	1.665	8
9	707.484	602.296	0.000824	0.0339	1213.7	29.534	212.4	173.4	385.8	1.044	1.665	9
10	729.144	621.997	0.000827	0.0328	1209.7	30.501	213.8	172.5	386.3	1.049	1.664	10
11	751.297	642.182	0.000829	0.0318	1205.8	31.493	215.2	171.5	386.8	1.054	1.664	11
12	773.948	662.859	0.000832	0.0308	1201.8	32.512	216.6	170.6	387.3	1.059	1.663	12

ANEXO C: Propriedade Termodinâmicas do Fluido à 30°C.

DuPont™ ISCEON® MO99™
Saturation Properties - Temperature Table

Temp °C	Pressure [kPa]		Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K·kg]		Temp °C
	Liquid P _l	Vapor P _v	Liquid V _l	Vapor V _v	Liquid d _l	Vapor d _v	Liquid H _l	Latent H _{lv}	Vapor H _v	Liquid S _l	Vapor S _v	
26	1147.458	1008.547	0.000875	0.0200	1142.3	50.026	236.8	156.7	393.6	1.127	1.656	26
27	1178.458	1037.592	0.000879	0.0194	1137.8	51.545	238.3	155.6	394.0	1.132	1.655	27
28	1210.075	1067.265	0.000882	0.0188	1133.2	53.105	239.8	154.6	394.4	1.137	1.654	28
29	1242.316	1097.575	0.000886	0.0183	1128.6	54.707	241.3	153.5	394.8	1.142	1.654	29
30	1275.189	1128.530	0.000890	0.0177	1123.9	56.354	242.8	152.3	395.2	1.146	1.653	30
31	1308.701	1160.141	0.000893	0.0172	1119.2	58.045	244.3	151.2	395.5	1.151	1.653	31
32	1342.861	1192.418	0.000897	0.0167	1114.5	59.783	245.8	150.1	395.9	1.156	1.652	32
33	1377.676	1225.369	0.000901	0.0162	1109.7	61.570	247.3	148.9	396.3	1.161	1.652	33
34	1413.154	1259.005	0.000905	0.0158	1104.8	63.406	248.9	147.7	396.6	1.166	1.651	34
35	1449.303	1293.336	0.000909	0.0153	1099.9	65.294	250.4	146.6	397.0	1.171	1.650	35
36	1486.131	1328.372	0.000913	0.0149	1094.9	67.234	251.9	145.4	397.3	1.176	1.650	36
37	1523.648	1364.123	0.000918	0.0144	1089.9	69.230	253.5	144.1	397.6	1.181	1.649	37
38	1561.859	1400.600	0.000922	0.0140	1084.8	71.283	255.0	142.9	397.9	1.185	1.648	38
39	1600.775	1437.813	0.000926	0.0136	1079.7	73.394	256.6	141.6	398.2	1.190	1.648	39
40	1640.403	1475.773	0.000931	0.0132	1074.5	75.567	258.2	140.4	398.5	1.195	1.647	40
41	1680.752	1514.491	0.000935	0.0129	1069.2	77.803	259.8	139.1	398.8	1.200	1.646	41
42	1721.830	1553.979	0.000940	0.0125	1063.9	80.105	261.3	137.8	399.1	1.205	1.646	42
43	1763.646	1594.247	0.000945	0.0121	1058.4	82.475	262.9	136.4	399.4	1.210	1.645	43
44	1806.209	1635.308	0.000950	0.0118	1052.9	84.917	264.5	135.1	399.6	1.215	1.644	44
45	1849.527	1677.173	0.000955	0.0114	1047.4	87.432	266.1	133.7	399.9	1.220	1.643	45
46	1893.609	1719.855	0.000960	0.0111	1041.7	90.024	267.8	132.3	400.1	1.225	1.643	46
47	1938.464	1763.365	0.000965	0.0108	1036.0	92.697	269.4	130.9	400.3	1.230	1.642	47
48	1984.101	1807.718	0.000971	0.0105	1030.2	95.454	271.0	129.5	400.5	1.235	1.641	48
49	2030.530	1852.925	0.000976	0.0102	1024.3	98.299	272.7	128.0	400.7	1.240	1.640	49
50	2077.759	1899.000	0.000982	0.0099	1018.3	101.236	274.4	126.5	400.9	1.245	1.639	50
51	2125.798	1945.957	0.000988	0.0096	1012.1	104.269	276.0	125.0	401.1	1.250	1.638	51
52	2174.657	1993.811	0.000994	0.0093	1005.9	107.402	277.7	123.5	401.2	1.255	1.637	52
53	2224.344	2042.575	0.001000	0.0090	999.6	110.643	279.4	121.9	401.3	1.260	1.636	53
54	2274.871	2092.265	0.001007	0.0088	993.1	113.994	281.1	120.3	401.4	1.265	1.635	54
55	2326.246	2142.897	0.001014	0.0085	986.6	117.464	282.9	118.6	401.5	1.270	1.634	55
56	2378.479	2194.487	0.001021	0.0083	979.9	121.058	284.6	117.0	401.6	1.275	1.633	56
57	2431.581	2247.052	0.001028	0.0080	973.0	124.784	286.4	115.3	401.6	1.280	1.632	57
58	2485.562	2300.609	0.001035	0.0078	966.0	128.649	288.2	113.5	401.7	1.286	1.631	58
59	2540.433	2355.177	0.001043	0.0075	958.9	132.663	289.9	111.7	401.7	1.291	1.630	59
60	2596.203	2410.774	0.001051	0.0073	951.6	136.835	291.8	109.9	401.7	1.296	1.628	60
61	2652.883	2467.422	0.001059	0.0071	944.1	141.175	293.6	108.0	401.6	1.301	1.627	61
62	2710.484	2525.141	0.001068	0.0069	936.4	145.696	295.4	106.1	401.5	1.307	1.625	62
63	2769.016	2583.953	0.001077	0.0066	928.5	150.412	297.3	104.1	401.4	1.312	1.624	63
64	2828.491	2643.884	0.001087	0.0064	920.3	155.337	299.2	102.1	401.3	1.318	1.622	64
65	2888.919	2704.957	0.001097	0.0062	911.9	160.489	301.1	100.0	401.1	1.323	1.621	65
66	2950.311	2767.201	0.001107	0.0060	903.3	165.886	303.1	97.8	400.9	1.329	1.619	66
67	3012.676	2830.645	0.001118	0.0058	894.3	171.553	305.1	95.6	400.6	1.334	1.617	67
68	3076.026	2895.319	0.001130	0.0056	885.1	177.514	307.1	93.3	400.3	1.340	1.615	68
69	3140.370	2961.261	0.001142	0.0054	875.4	183.800	309.1	90.9	400.0	1.346	1.613	69
70	3205.717	3028.507	0.001156	0.0053	865.3	190.446	311.2	88.4	399.6	1.352	1.611	70
71	3272.075	3097.100	0.001170	0.0051	854.8	197.497	313.3	85.8	399.1	1.358	1.608	71
72	3339.451	3167.088	0.001185	0.0049	843.8	205.002	315.5	83.0	398.6	1.364	1.606	72
73	3407.850	3238.526	0.001202	0.0047	832.1	213.025	317.8	80.2	398.0	1.370	1.603	73
74	3477.272	3311.476	0.001220	0.0045	819.8	221.646	320.1	77.2	397.3	1.377	1.600	74
75	3547.715	3386.014	0.001240	0.0043	806.6	230.964	322.5	74.0	396.5	1.383	1.597	75
76	3619.167	3462.230	0.001262	0.0041	792.5	241.110	325.0	70.5	395.5	1.390	1.593	76
77	3691.605	3540.236	0.001287	0.0040	777.2	252.262	327.6	66.8	394.4	1.397	1.589	77
78	3764.988	3620.177	0.001315	0.0038	760.3	264.665	330.4	62.8	393.2	1.405	1.585	78
79	3839.235	3702.251	0.001349	0.0036	741.4	278.686	333.3	58.3	391.7	1.413	1.580	79

ANEXO D: Catálogo Mipal para Seleção do Evaporador.



Evaporador de Ar Forçado Alto Perfil

novi

6074 • 166173 W
5224 • 142909 Kcal/h
20730 • 567099 BTU/h

Resposta rápida

Fácil higienização e limpeza

Fácil instalação

Características técnicas

Gabinete

- Totalmente protegido por pintura eletrostática, minimizando o efeito de corrosão.
- Caixas de ligação central, facilitando a ligação de todos os motores e resistências num mesmo local.

- Motor com rotor externo de alta performance, baixo consumo de energia e baixo nível de ruído 220/380V - 50/60Hz, 6 e 8 polos.

Bandeja

- Duplas e isoladas, garantem a eliminação da condensação externa.

- Módulos compartimentados, garantem maior desempenho aerodinâmico e eficiência. A parada de um motoventilador não interfere o rendimento dos demais módulos.

Para amônia

- Equipamento submetido a teste pneumático de

ANEXO F: Capacidade Evaporadores Seleccionados EviA-804 e EviA-1608.

Kcal/h

EviA 6 polos DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K Kcal/h	Temperatura de evaporação									
	°F °C	-31 -35	-22 -30	-13 -25	-4 -20	5 -15	14 -10	23 -5	32 0	41 5
	241	9380	10195	11468	12602	13310	14160	15151	16060	16863
	333	14487	15746	17712	19464	20558	21870	23401	24805	26045
	402	17336	18842	21195	23291	24599	26170	28002	29682	31166
	482	18758	20390	22936	25205	26621	28320	30302	32121	33727
	666	28973	31493	35425	38928	41116	43740	46802	49610	52090
	804	39744	43200	48594	53400	56400	60000	64200	68052	71455
	999	43460	47239	53137	58392	61673	65610	70203	74415	78136
	1206	52007	56526	63584	69872	73797	78510	84005	89044	93497
1332	57946	62985	70849	77857	82231	87480	93604	99220	104181	
1608	79487	86399	97187	106799	112800	120000	128400	136104	142909	

ANEXO G: Catálogo Heatcraft para Seleção dos Compressores.



Unidade de compressão remota 8 a 50 HP
Modelo UCRF



The image is a promotional graphic for the Heatcraft UCRF remote compression unit. It features a smiling woman holding a yellow and pink ice cream cone. In the foreground, the Heatcraft UCRF unit is visible, showing a black fan, a black cylindrical component, and various pipes and valves. The background is a soft-focus outdoor scene with palm trees.

ANEXO H: Modelos Compressores Seleccionados em Kcal/h.

PROCESSO | PROCESSO

Unidade Compressora Unidad Compressor	Condensador Remoto		CAPACIDADES DA UCR + CONDENSADOR REMOTO [Kcal/h]							
	Modelo	Ventiladores		Tamb (°C)	Temperatura de evaporação/ evaporación (°C)					
		Qnt./Cent	Diâmetro/ Diámetro		5	0	-5	-10	-15	-20
UCR0900BH2	ACF030		600mm	32	30232	25398	21086	17278	13947	11056
				35	29138	24442	20252	16550	13309	10498
				38	28041	23487	19419	15823	12674	9942
				43	26189	21950	18141	14757	11781	9192
UCR1200BH2	ACF034		600mm	32	38925	32875	27432	22578	18357	14610
				35	37500	31659	26406	21723	17619	14010
				38	36071	30443	25383	20873	16887	13415
				43	33567	28415	23756	19583	15826	12590
UCR1600BH2	ACF046		600mm	32	47304	39856	33168	27213	22048	17468
				35	45809	38409	31946	26196	21175	16760
				38	43907	36962	30729	25186	20309	16060
				43	41065	34650	28866	23702	19089	15109
UCR2000BH2	ACF046		600mm	32	53522	45227	37737	31046	25179	20007
				35	51577	43563	36325	29857	24158	19159
				38	49614	41893	34913	28672	23145	18320
				43	46181	39107	32667	26871	21671	17151
UCR2600BH2	ACF061		600mm	32	67962	57175	47551	39031	31575	25072
				35	65862	55360	45986	37691	30428	24108
				38	63768	53549	44430	36365	29295	23159
				43	60147	50569	41990	34377	27671	21852
UCR3300BH2	ACC068		600mm	32	86424	72987	60890	50112	40632	32343
				35	83488	70460	58730	48277	39070	31034
				38	80567	67967	56615	46493	37561	29777
				43	75175	63570	53048	43614	35228	27911
UCR3600BH2	ACC151 ACV156		800mm	32	103747	87078	72254	59181	47783	37968
				35	100619	84377	69937	57207	46100	36459
				38	97526	81728	67681	55298	44482	35111
				43	92178	77314	64055	52334	42050	33148
UCR4000BH2	ACC151 ACV156		800mm	32	116793	98195	81612	66967	54203	43107
				35	113207	95125	79002	64764	52337	41563
				38	109632	92093	76445	62622	50535	40082
				43	103224	86867	72206	58200	47755	37870
UCR6000BH2	ACC202 ACV216		800mm	32	139645	117354	97544	80096	64933	51762
				35	135501	113807	94534	77566	62798	50010
				38	131386	110322	91599	75114	60743	48332
				43	124239	104465	86837	71272	57624	45863

Nota:

Nota:
Dados T1/T2 de 10/20°C e 20/10°C

ANEXO I: Capacidade Compressores Selecionados ACV156 e ACV216.

UCR3500BH2	ACC151 ACV156		800mm	32	103747	87078	72254	59181	47783	37868
				35	100619	84377	69937	57207	46100	36459
				38	97526	81728	67681	55298	44482	35111
				43	92178	77314	64055	52334	42050	33148
UCR4000BH2	ACC151 ACV156		800mm	32	116793	98195	81612	66967	54203	43107
				35	113207	95125	79002	64764	52337	41563
				38	109632	92093	76445	62622	50535	40082
				43	103224	86867	72206	59200	47755	37870
UCR5000BH2	ACC202 ACV216		800mm	32	139645	117354	97544	80096	64933	51762
				35	135501	113807	94534	77566	62798	50010
				38	131396	110322	91599	75114	60743	48332
				43	124239	104465	86837	71272	57624	45863

Nota:

Para 50 Hz multiplicar por 0,833

ANEXO J: Catálogo Heatcraft para Seleção dos Condensadores.



Condensador remoto a ar

Design Flat/Fit "V"

Modelo ACC/ACV



The image is a promotional graphic for Heatcraft remote air condensers. It features a background photograph of a man and a woman smiling in a grocery store aisle, with shelves of pink-wrapped products visible. In the foreground, a large, white and black remote air condenser unit is shown. The unit has a white base and a black top section with four circular fans. The Heatcraft logo, which says "HEATCRAFT" in red and "Worldwide Refrigeration" in black, is in the top right corner. The text "Condensador remoto a ar" is in a large, black, handwritten-style font. Below it, "Design Flat/Fit 'V'" is in a blue, sans-serif font, and "Modelo ACC/ACV" is in a smaller, black, sans-serif font.

[illegible]

									
5	3	4	5	3	4	5	3	4	5
ACV267	ACV277	ACV323	ACV357	ACV347	ACV403	ACV446	ACV416	ACV484	ACV535
267444	277278	322560	356592	346598	403200	445740	415917	483840	534888
7,1	8,9	9,3	9,5	11,2	11,6	11,8	13,4	13,9	14,2
19,8	24,9	25,9	26,4	31,2	32,3	33,0	37,4	38,8	39,6
11,4	14,4	15,0	15,3	18,0	18,7	19,1	21,6	22,4	22,9
9,9	12,5	12,9	13,2	15,6	16,2	16,5	18,7	19,4	19,8
53	52	53	53	53	54	54	55	56	56
22,6	17,4	24,3	30,3	21,8	30,4	38,0	26,2	36,6	45,7
2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	3"	3"	3"	3"	3"	3"
1 5/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"

ANEXO L: Propriedades Termodinâmicas da Água a 30°C.

878

Transferência de Calor e Massa

TABELA A-9

Propriedades da água saturada

Temp. <i>T</i> , °C	Pressão de saturação <i>P</i> _{sat} , kPa	Densidade de ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporização <i>h</i> _{fg} , kJ/kg	Calor específico <i>c_p</i> , kJ/kg · K		Condutividade térmica <i>k</i> , W/m · K		Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s		Número de Prandtl <i>Pr</i>		Coeficiente de expansão volumétrica β , 1/K líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0,01	0,6113	999,8	0,0048	2,501	4,217	1,854	0,561	0,0171	$1,792 \times 10^{-3}$	$0,922 \times 10^{-5}$	13,5	1,00	$-0,068 \times 10^{-3}$
5,0	8,721	999,9	0,0068	2,490	4,205	1,857	0,571	0,0173	$1,519 \times 10^{-3}$	$0,934 \times 10^{-5}$	11,2	1,00	$0,015 \times 10^{-3}$
10	12,276	999,7	0,0094	2,478	4,194	1,862	0,580	0,0176	$1,307 \times 10^{-3}$	$0,946 \times 10^{-5}$	9,45	1,00	$0,733 \times 10^{-3}$
15	17,051	999,1	0,0128	2,466	4,185	1,863	0,589	0,0179	$1,138 \times 10^{-3}$	$0,959 \times 10^{-5}$	8,09	1,00	$0,138 \times 10^{-3}$
20	23,339	998,0	0,0173	2,454	4,182	1,867	0,598	0,0182	$1,002 \times 10^{-3}$	$0,973 \times 10^{-5}$	7,01	1,00	$0,195 \times 10^{-3}$
25	31,169	997,0	0,0231	2,442	4,180	1,870	0,607	0,0186	$0,891 \times 10^{-3}$	$0,987 \times 10^{-5}$	6,14	1,00	$0,247 \times 10^{-3}$
30	42,446	996,0	0,0304	2,431	4,178	1,875	0,615	0,0189	$0,798 \times 10^{-3}$	$1,001 \times 10^{-5}$	5,42	1,00	$0,294 \times 10^{-3}$
35	56,28	994,0	0,0397	2,419	4,178	1,880	0,623	0,0192	$0,720 \times 10^{-3}$	$1,016 \times 10^{-5}$	4,83	1,00	$0,337 \times 10^{-3}$
40	73,84	992,1	0,0512	2,407	4,179	1,885	0,631	0,0196	$0,653 \times 10^{-3}$	$1,031 \times 10^{-5}$	4,32	1,00	$0,377 \times 10^{-3}$
45	9,593	990,1	0,0655	2,395	4,180	1,892	0,637	0,0200	$0,596 \times 10^{-3}$	$1,046 \times 10^{-5}$	3,91	1,00	$0,415 \times 10^{-3}$
50	12,35	988,1	0,0831	2,383	4,181	1,900	0,644	0,0204	$0,547 \times 10^{-3}$	$1,062 \times 10^{-5}$	3,55	1,00	$0,451 \times 10^{-3}$
55	15,76	985,2	0,1045	2,371	4,183	1,908	0,649	0,0208	$0,504 \times 10^{-3}$	$1,077 \times 10^{-5}$	3,25	1,00	$0,484 \times 10^{-3}$
60	19,94	983,3	0,1304	2,359	4,185	1,916	0,654	0,0212	$0,467 \times 10^{-3}$	$1,093 \times 10^{-5}$	2,99	1,00	$0,517 \times 10^{-3}$
65	25,03	980,4	0,1614	2,346	4,187	1,926	0,659	0,0216	$0,433 \times 10^{-3}$	$1,110 \times 10^{-5}$	2,75	1,00	$0,548 \times 10^{-3}$
70	31,19	977,5	0,1983	2,334	4,190	1,936	0,663	0,0221	$0,404 \times 10^{-3}$	$1,126 \times 10^{-5}$	2,55	1,00	$0,578 \times 10^{-3}$
75	38,58	974,7	0,2421	2,321	4,193	1,948	0,667	0,0225	$0,378 \times 10^{-3}$	$1,142 \times 10^{-5}$	2,38	1,00	$0,607 \times 10^{-3}$
80	47,39	971,8	0,2935	2,309	4,197	1,962	0,670	0,0230	$0,355 \times 10^{-3}$	$1,159 \times 10^{-5}$	2,22	1,00	$0,653 \times 10^{-3}$
85	57,83	968,1	0,3536	2,296	4,201	1,977	0,673	0,0235	$0,333 \times 10^{-3}$	$1,176 \times 10^{-5}$	2,08	1,00	$0,670 \times 10^{-3}$
90	70,14	965,3	0,4235	2,283	4,206	1,993	0,675	0,0240	$0,315 \times 10^{-3}$	$1,193 \times 10^{-5}$	1,95	1,00	$0,702 \times 10^{-3}$
95	84,55	961,5	0,5045	2,270	4,212	2,010	0,677	0,0246	$0,297 \times 10^{-3}$	$1,210 \times 10^{-5}$	1,85	1,00	$0,716 \times 10^{-3}$
100	101,33	957,9	0,5978	2,257	4,217	2,029	0,679	0,0251	$0,282 \times 10^{-3}$	$1,227 \times 10^{-5}$	1,75	1,00	$0,750 \times 10^{-3}$
110	143,27	950,6	0,8263	2,230	4,229	2,071	0,682	0,0262	$0,255 \times 10^{-3}$	$1,261 \times 10^{-5}$	1,58	1,00	$0,798 \times 10^{-3}$
120	198,53	943,4	1,121	2,193	4,244	2,120	0,683	0,0275	$0,232 \times 10^{-3}$	$1,296 \times 10^{-5}$	1,44	1,00	$0,858 \times 10^{-3}$
130	270,1	934,6	1,496	2,174	4,263	2,177	0,684	0,0288	$0,213 \times 10^{-3}$	$1,330 \times 10^{-5}$	1,33	1,01	$0,913 \times 10^{-3}$
140	361,3	921,7	1,965	2,145	4,286	2,244	0,683	0,0301	$0,197 \times 10^{-3}$	$1,365 \times 10^{-5}$	1,24	1,02	$0,970 \times 10^{-3}$
150	475,8	916,6	2,546	2,114	4,311	2,314	0,682	0,0316	$0,183 \times 10^{-3}$	$1,399 \times 10^{-5}$	1,16	1,02	$1,025 \times 10^{-3}$
160	617,8	907,4	3,256	2,083	4,340	2,420	0,680	0,0331	$0,170 \times 10^{-3}$	$1,434 \times 10^{-5}$	1,09	1,05	$1,145 \times 10^{-3}$
170	791,7	897,7	4,119	2,050	4,370	2,490	0,677	0,0347	$0,160 \times 10^{-3}$	$1,468 \times 10^{-5}$	1,03	1,05	$1,178 \times 10^{-3}$
180	1,002,1	887,3	5,153	2,015	4,410	2,590	0,673	0,0364	$0,150 \times 10^{-3}$	$1,502 \times 10^{-5}$	0,983	1,07	$1,210 \times 10^{-3}$
190	1,254,4	876,4	6,388	1,979	4,460	2,710	0,669	0,0382	$0,142 \times 10^{-3}$	$1,537 \times 10^{-5}$	0,947	1,09	$1,280 \times 10^{-3}$
200	1,553,8	864,3	7,852	1,941	4,500	2,840	0,663	0,0401	$0,134 \times 10^{-3}$	$1,571 \times 10^{-5}$	0,910	1,11	$1,350 \times 10^{-3}$
220	2,318	840,3	11,60	1,859	4,610	3,110	0,650	0,0442	$0,122 \times 10^{-3}$	$1,641 \times 10^{-5}$	0,865	1,15	$1,520 \times 10^{-3}$
240	3,344	813,7	16,73	1,767	4,760	3,520	0,632	0,0487	$0,111 \times 10^{-3}$	$1,712 \times 10^{-5}$	0,836	1,24	$1,720 \times 10^{-3}$
260	4,688	783,7	23,69	1,663	4,970	4,070	0,609	0,0540	$0,102 \times 10^{-3}$	$1,788 \times 10^{-5}$	0,832	1,35	$2,000 \times 10^{-3}$
280	6,412	750,8	33,15	1,544	5,280	4,835	0,581	0,0605	$0,094 \times 10^{-3}$	$1,870 \times 10^{-5}$	0,854	1,49	$2,380 \times 10^{-3}$
300	8,581	713,8	46,15	1,405	5,750	5,980	0,548	0,0695	$0,086 \times 10^{-3}$	$1,965 \times 10^{-5}$	0,902	1,69	$2,950 \times 10^{-3}$
320	11,274	667,1	64,57	1,239	6,540	7,900	0,509	0,0836	$0,078 \times 10^{-3}$	$2,084 \times 10^{-5}$	1,00	1,97	
340	14,586	610,5	92,62	1,028	8,240	11,870	0,469	0,110	$0,070 \times 10^{-3}$	$2,255 \times 10^{-5}$	1,23	2,43	
360	18,651	528,3	144,0	720	14,690	25,800	0,427	0,178	$0,060 \times 10^{-3}$	$2,571 \times 10^{-5}$	2,06	3,73	
374,14	22,090	317,0	317,0	0	—	—	—	—	$0,043 \times 10^{-3}$	$4,313 \times 10^{-5}$			

Nota 1: A viscosidade cinemática ν e a difusividade térmica α podem ser calculadas a partir de suas definições, $\nu = \mu/\rho$ e $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. As temperaturas de 0,01 °C, 100 °C e 374,14 °C são as dos pontos triplo de ebulição e crítico da água, respectivamente. As propriedades listadas acima (exceto a densidade de vapor) podem ser usadas em qualquer pressão com erro desprezível, exceto em temperaturas perto do valor do ponto crítico.

Nota 2: A unidade kJ/kg°C para o calor específico é equivalente a kJ/kg · K, e a unidade W/m°C para condutividade térmica é equivalente a W/m · K.

Fonte: Os dados de viscosidade e condutividade térmica foram obtidos a partir de J. V. Sengers e J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291–1322. Outros dados foram obtidos a partir de várias fontes ou são calculados.