

AR CONDICIONADO

MANUAL SOBRE SISTEMAS
DE ÁGUA GELADA

VOLUME I

CONCEITOS SOBRE CHILLERS
E SISTEMAS DE ÁGUA GELADA



PROGRAMA
BRASILEIRO DE
ELIMINAÇÃO DOS

HCFCs
Projeto para o Gerenciamento de Chillers

Presidência da República

Michel Temer

Ministério do Meio Ambiente

José Sarney Filho

Secretaria Executiva

Marcelo Cruz

Secretaria de Mudança do Clima e Florestas

Everton Frask Lucero

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE
SECRETARIA DE MUDANÇA DO CLIMA E FLORESTAS
DEPARTAMENTO DE MONITORAMENTO, APOIO E FOMENTO DE AÇÕES EM MUDANÇA DO CLIMA
COORDENAÇÃO-GERAL DE PROTEÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO

AR CONDICIONADO

Manual sobre Sistemas de Água Gelada

Volume I

Conceitos sobre *Chillers* e Sistemas de Água Gelada

MMA
Brasília, 2017

Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações de Mudanças do Clima

Adriano Santhiago de Oliveira

Coordenação-Geral de Proteção da Camada de Ozônio

Magna Leite Ludovice

Coordenação da Atividade

Ana Paula Pinho Rodrigues Leal

Frank Edney Gontijo Amorim

Marina Lopes Ribeiro

Elaboração

Leonilton Tomaz Cleto

Colaboração

Alex Marques da Silva

Cleonice Soares de Araújo

Gabriela Teixeira Rodrigues Lira

Maurício Salomão Rodrigues

Tatiana Lopes de Oliveira

Coordenação do Projeto BRA/12/G77

Secretaria de Mudança do Clima e Florestas

Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima

Coordenação-Geral de Proteção da Camada de Ozônio

SEPN 505, Lote 2, Bloco B, Ed. Marie Prendi Cruz

CEP: 70.730-542 – Brasília-DF

Telefone: (61) 2028-2272

ozonio@mma.gov.br

www.mma.gov.br/ozonio

Implementação do Projeto BRA/12/G77

Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento – PNUD

Unidade de Implementação e Monitoramento, Protocolo de Montreal

Setor de Embaixadas Norte, Quadra 802, Conj. C, Lote 17

Brasília-DF, CEP: 70800-400

Tel: (61) 3038-9007

www.protocolodemontreal.org.br

Empresa Contratada para Execução

Somar Engenharia Ltda

Tel: (11) 3763 6964/ 3719 0932

Revisão

Sarah de Oliveira Santana

Arte da Capa

Sara Mota Ribeiro

Diagramação

Emille Catarine Rodrigues Cançado

Renata Ranielle Marinho de Sousa

Dados Internacionais para Catalogação na Publicação - CIP

B823a Brasil. Ministério do Meio Ambiente.

Ar condicionado : manual sobre sistemas de água gelada : conceitos sobre *chillers* e sistemas de água gelada / Ministério do Meio Ambiente, Secretaria de Mudança do Clima e Florestas, Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima. – Brasília, DF: MMA, 2017. 3 v.

109 p. : il. (algumas color). ; gráficos ; v. 1.

ISBN: 978-85-7738-337-5

1.Refrigeração de ar condicionado. 2.Sistema de água gelada. 3.Sistema chillers. 3.Refrigeração. 4.Eficiência energética. 5.Benefícios ambientais. I.Secretaria de Mudança do Clima e Florestas. II. Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima. III.Título.

CDU: 502.1:614.72

Ministério do Meio Ambiente
Biblioteca

REPRODUÇÃO DESTE DOCUMENTO

Este documento pode ser reproduzido na íntegra ou em parte sem consentimento prévio por escrito desde que a parte reproduzida seja atribuída ao Ministério do Meio Ambiente e ao Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Desenho esquemático dos primeiros <i>Chillers</i> , com o compressor montado sobre o condensador, com conexões de sucção e descarga na horizontal	16
Figura 2 – <i>Chillers</i> produzidos em 1927, com sucção e descarga na vertical, com um <i>damper</i> de regulação na entrada e utilizando Cloreto de Metila (R-30)	17
Figura 3 – Reuben Trane (à esquerda) e associados observam o protótipo do Turbovac	17
Figura 4 – Ciclo de compressão a vapor de um <i>Chiller</i>	21
Figura 5 – Processo de evaporação em um <i>Chiller</i>	22
Figura 6 – Processo de compressão em um <i>Chiller</i>	23
Figura 7 – Processo de condensação em um <i>Chiller</i>	24
Figura 8 – Processo de expansão em um <i>Chiller</i>	25
Figura 9 – Ciclo de Refrigeração de um <i>Chiller</i> com compressor centrífugo de duplo estágio utilizando economizador do tipo aberto (<i>open flash</i>)	26
Figura 10 – Diagrama Pressão vs. Entalpia e fluxograma esquemático do ciclo de refrigeração de um <i>Chiller</i> com compressor parafuso e trocadores a placas utilizando economizador do tipo fechado	27
Figura 11 – Fluxograma esquemático de <i>Chiller</i> com ciclo de absorção de simples efeito	28
Figura 12 – Diagrama de Oldham – <i>Chiller</i> com ciclo de absorção de simples efeito	28
Figura 13 – Diagrama de Oldham – Carta de equilíbrio para <i>Chiller</i> com ciclo de absorção de simples efeito com solução LiBr-H ₂ O	29
Figura 14 – Fluxograma esquemático de <i>Chiller</i> com ciclo de absorção de duplo efeito utilizando como fonte de calor a queima direta de combustível	31
Figura 15 – Diagrama de Oldham de <i>Chiller</i> com ciclo de absorção de triplo efeito	32
Figura 16 – Fluxograma esquemático dos três geradores de um <i>Chiller</i> com ciclo de absorção de triplo efeito	33
Figura 17 – Perfis típicos de temperaturas ao longo do trocador em um evaporador inundado e a equação do ΔT_{ML}	35
Figura 18 – Evaporador <i>Shell-&-Tube</i> inundado	36
Figura 19 – Evaporador <i>Shell-&-Tube</i> inundado, com <i>demister</i> no separador de líquido	37
Figura 20 – Evaporador <i>Shell-&-Tube</i> inundado, com <i>demister</i> no separador de líquido	37
Figura 21 – Evaporador a placas (EPHE) inundado	37

Figura 22 – Característica de um evaporador PHE inundado e os perfis de temperaturas ao longo do trocador	38
Figura 23 – Evaporador <i>Shell-&-Tube</i> inundado	39
Figura 24 – Perfis típicos de temperaturas ao longo do trocador em um evaporador com expansão seca	39
Figura 25 – Evaporador <i>Shell-&-Tube</i> com expansão seca (DX).seca	40
Figura 26 – Evaporador a placas (EPHE) com expansão seca (DX)	40
Figura 27 – Perfis de temperaturas típicos ao longo do trocador em um condensador a água e a equação do ΔT_{ML}	42
Figura 28 – Condensador <i>Shell-&-Tube</i>	42
Figura 29 – Condensador a placas (CPHE)	43
Figura 30 – Condensador <i>Shell-&-Plate</i>	43
Figura 31 – Condensador <i>Shell-&-Tube</i>	44
Figura 32 – Perfis reais de temperatura e variação de entalpia em um condensador a ar, utilizando R-134a	44
Figura 33 – Comparação dos perfis de temperatura durante a condensação entre um fluido refrigerante do tipo substância pura e um blend zeotrópico em um condensador a ar	45
Figura 34 – Curvas de Capacidade e COP de um <i>Chiller</i> em função das variáveis do circuito de água gelada e do circuito de água de resfriamento	66
Figura 35 – <i>Approach</i> no condensador e no evaporador de um <i>Chiller</i>	67
Figura 36 – Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres – Arranjo não recomendado	69
Figura 37 – Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres – Arranjo não recomendado	70
Figura 38 – Solução recomendada – Instalar inversores de frequência nos motores dos ventiladores das torres de resfriamento para o controle da temperatura de saída de água das torres	70
Figura 39 – Esquema simplificado de um sistema de ar condicionado completo com caixas do tipo VAV com controle de temperatura dedicado para cada ambiente (zona condicionada)	74
Figura 40 – Esquema simplificado de um sistema de água gelada	74
Figura 41 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada e válvula de 3 vias	77
Figura 42 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada e válvula de 2 vias	79

Figura 43 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito primário e secundário de água gelada	80
Figura 44 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito primário de água gelada com vazão variável	82
Figura 45 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada, com vazão variável e bombas auxiliares de vazão mínima	83
Figura 46 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada, para dois circuitos de água gelada, com vazão variável e bombas auxiliares de vazão mínima	84
Figura 47 – Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário e termoacumulação de água gelada	86
Figura 48 – Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário e termoacumulação de gelo	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores típicos de coeficiente global de transferência de calor em evaporadores para diversos fluidos refrigerantes. dário e termoacumulação de gelo	41
Tabela 2 – <i>Glide</i> de vários <i>blends</i> zeotrópicos em processo de condensação para a temperatura de ponto de orvalho de 43° C	45
Tabela 3 – Valores típicos de coeficiente global de transferência de calor em condensadores para diversos fluidos refrigerantes	46
Tabela 4 – Condições do AHRI Standard 550/590 (IP) 2015 para selecionamento de <i>Chiller</i> com condensação a água	52
Tabela 5 – Condições do AHRI Standard 550/590 (IP) 2015 para selecionamento de <i>Chiller</i> com condensação a ar	53
Tabela 6 – Condições do AHRI Standard 551/591 (SI) 2015 para selecionamento de <i>Chiller</i> com condensação a água	54
Tabela 7 – Condições do AHRI Standard 551/591 (SI) 2015 para selecionamento de <i>Chiller</i> com condensação a ar	55
Tabela 8 – Limites para utilização do NPLV estabelecidos nos AHRI Standard 550/590 (I-P) e AHRI Standard 551/591 (SI)	57
Tabela 9 – Valores dos índices a serem aplicados para o cálculo do SPLV dos <i>Chillers</i> de um sistema de água gelada no exemplo citado	58
Tabela 10 – Comparação entre os valores dos índices para o cálculo do SPLV do exemplo citado e os valores padrão do IPLV.IP	59
Tabela 11 – Comparação entre os valores de COP_{ex} e $SPLV_{ex}$ em relação ao COP e IPLV.IP do ANSI/AHRI Standard 550/590 (IP) 2015	59

Tabela 12 – Taxa de vazamento anual para <i>Chillers</i> de diversas faixas de capacidade e para <i>Chillers</i> com fluido refrigerante de baixa pressão	60
Tabela 13 – Valores de GWP para diversos fluidos refrigerantes, conforme os relatórios do IPCC	61
Tabela 14 – Valores de GWP para fluidos refrigerantes não listados nos relatórios do IPCC	61
Tabela 15 – Distribuição da geração de energia no Brasil em 01/11/2016	62
Tabela 16 – Fator médio anual de emissões de CO ₂ equivalente no Brasil por energia gerada	62
Tabela 17 – Fator médio anual de emissões de CO ₂ equivalente por energia gerada de alguns países	62
Tabela 18 – TEWI de <i>Chillers</i> para aplicações de ar condicionado no Brasil	63
Tabela 19 – Variação de capacidade, COP e potência absorvida de um <i>Chiller</i> , em função da variação da temperatura de saída de água gelada	66
Tabela 20 – Variação de capacidade, COP e potência absorvida em função da variação da temperatura de saída de água gelada	67
Tabela 21 – Requisitos mínimos de eficiência energética para vários tipos de <i>Chillers</i> , estabelecidos pelo ASHRAE Standard 90.1 – comparação entre as versões 1989 e 2013	92
Tabela 22 – Comparação dos resultados de economia de energia entre um projeto de substituição de <i>Chillers</i> e o mesmo projeto incluindo a otimização da CAG	93
Tabela 23 – Opções de fluidos refrigerantes para diversos tipos de <i>Chillers</i>	96

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Comparativo de potência total entre o sistema inicial e as opções de substituição	93
Gráfico 2 – Alternativas para substituição do HCFC R-22 e de HFCs, com os valores de GWP e a classificação do fluido quanto aos aspectos de segurança	95





SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	BREVE HISTÓRIA SOBRE OS <i>CHILLERS</i>	15
3	CONCEITOS DE REFRIGERAÇÃO PARA <i>CHILLERS</i>	21
4	ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR DOS <i>CHILLERS</i>	35
5	CONCEITOS DE EFICIÊNCIA LIGADOS AOS ASPECTOS DA REFRIGERAÇÃO	49
6	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DOS <i>CHILLERS</i> E AS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA	65
7	VARIAÇÃO DA CARGA TÉRMICA E SEUS IMPACTOS NO SISTEMA DE ÁGUA GELADA	73
8	TIPOS DE SISTEMAS DE ÁGUA GELADA	77
9	<i>RETROFIT</i> DE SISTEMAS OBSOLETOS	91
10	SISTEMAS DE ÁGUA GELADA E EFICIENTES SEM CFC OU HCFC – BENEFÍCIOS AMBIENTAIS	95
11	GLOSSÁRIO	99
12	REFERÊNCIAS	105
13	CRÉDITOS DAS IMAGENS	109



PREFÁCIO

O Protocolo de Montreal sobre Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio é um tratado internacional que objetiva proteger a camada de ozônio por meio da eliminação da produção e consumo das Substâncias Destruidoras do Ozônio (SDOs). Estabelecido em 1987, este acordo entrou para a história ao se tornar o primeiro tratado sobre o meio ambiente a ser universalmente ratificado por 197 Estados-Partes.

Para auxiliar os países em desenvolvimento, em 1990 foi instituído o Fundo Multilateral para a Implementação do Protocolo de Montreal (FML) que visa prover assistência técnica e financeira para o cumprimento dos cronogramas específicos de eliminação das substâncias químicas controladas.

O Brasil promulgou os textos da Convenção de Viena para Proteção da Camada de Ozônio e do Protocolo de Montreal por meio do Decreto nº 99.280, de 06 de junho de 1990, assumindo os prazos e compromissos estabelecidos. Desde 1988 o País realiza ações para a proteção da camada de ozônio, já tendo eliminado o consumo dos CFCs (clorofluorcarbonos), Halon, CTC (tetracloroeto de carbono) e brometo de metila das práticas agrícolas.

Na 47ª reunião do Comitê Executivo do FML, em 2005, foi aprovado o desenvolvimento de um projeto demonstrativo com o objetivo de aumentar o interesse pela substituição de resfriadores de líquidos (*Chillers*) com CFCs por equipamentos energeticamente eficientes e livres dessas substâncias. Tal iniciativa deu origem ao Projeto Demonstrativo para o Gerenciamento Integrado do Setor de *Chillers* (*Projeto BRA/12/G77*) que tem como finalidade estimular projetos otimizados e processos de retrocomissionamento em sistemas de ar condicionado de edifícios existentes, em busca de uma operação eficiente que proporcione redução de custos e conforto ao usuário.

O projeto envolveu uma série de atividades, tais como cursos e seminários para capacitação de en-

genheiros e técnicos especializados que atuam com projeto, instalação, operação e manutenção de sistema de ar condicionado de edificações públicas e privadas; a publicação de materiais técnicos, a divulgação de informações e a realização de quatro processos de retrocomissionamento, sendo duas edificações públicas e duas privadas, com o objetivo de divulgar informações e resultados motivadores que aumentem o interesse por ações semelhantes. Todas essas ações têm como objetivo apresentar procedimentos atualizados, com base nas normas técnicas nacionais e internacionais, para o adequado funcionamento do sistema de ar condicionado que proporcione conforto aos usuários, sem deixar de lado aspectos extremamente importantes como os custos de operação e manutenção, a eficiência energética e a proteção ao meio ambiente.

Esta publicação trata da utilização de *Chillers* em sistemas de água gelada, destacando os principais conceitos adotados no setor, os componentes de uma instalação, as tipologias adotadas, a eficiência relacionada ao aspecto da refrigeração e da energética, bem como das tecnologias existentes para a realização de *retrofit* visando à substituição dos fluidos frigoríficos controlados pelo Protocolo de Montreal, tais como o clorofluorcarbonos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs).

Este material é destinado principalmente ao aperfeiçoamento dos conhecimentos técnicos de engenheiros, técnicos especializados, professores, estudantes e gestores de edificação no que tange ao eficiente funcionamento de uma instalação de ar condicionado. Espera-se que os conceitos e procedimentos apresentados aqui façam parte do dia-a-dia do trabalho desses profissionais.

Everton Fask Lucero
Secretário de Mudança do Clima e Florestas



1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de água gelada são amplamente utilizados em processos de resfriamento, sejam destinados para aplicações de ar condicionado para conforto térmico ou para processos industriais que incluam resfriamento e desumidificação de ar, resfriamento de gases, líquidos, metais, vidros, plásticos, alimentos, controle de processos com reações exotérmicas, entre outros.

Os sistemas mais comuns utilizam unidades compactas para resfriamento de água gelada – os chamados *Chillers* (termo em inglês amplamente utilizado no Brasil), que são equipamentos com ciclo de refrigeração completo, em circuito fechado, montados em base compacta única (*skid*) e que necessitam apenas de interligações hidráulicas (com os circuitos de bombeamento de água gelada e água de resfriamento, quando aplicável) e interligações elétricas para se integrarem ao sistema.

As principais vantagens de um sistema de água gelada que utiliza *Chillers* são:

- ▶ **Carga de fluido refrigerante reduzida.** Por se tratar de sistema de resfriamento indireto, é o que proporciona a menor carga de fluido refrigerante. Já existem sistemas com *Chillers* com carga total até 50 vezes menor que sistemas com expansão direta para a mesma capacidade.
- ▶ **Eficiência energética.** Apesar do sistema de resfriamento indireto requerer um nível de temperatura menor (para o resfriamento da água que irá resfriar o produto final), a eficiência total do sistema de água gelada é maior, por causa da eficiência dos equipamentos do sistema (principalmente dos *Chillers*) e pela perda de carga mínima no circuito de refrigeração, quando comparado com sistemas de expansão direta.
- ▶ **Controle do processo.** Os sistemas hidráulicos proporcionam um controle mais preciso sobre os processos de resfriamento (principalmente de resfriamento e desumidificação de ar) quando comparados com sistemas de refrigeração com expansão direta de fluido refrigerante, que normalmente requerem um controle extra na injeção de fluido refrigerante para garantir a proteção contra arraste de líquido para o compressor no ciclo de refrigeração.



2 BREVE HISTÓRIA SOBRE OS CHILLERS¹

Os primeiros sistemas de resfriamento de água gelada surgiram logo no início das aplicações dos processos de refrigeração, ainda no século XIX. No entanto, eram verdadeiras instalações de refrigeração, com os principais componentes do circuito montados independentes, normalmente de fornecedores distintos.

A criação do conceito de *Chiller* está ligada à invenção do ar condicionado por Willis Carrier, no início do século XX. Para um melhor entendimento sobre o surgimento e desenvolvimento dos *Chillers*, é importante entender o estágio da tecnologia disponível naquela época:

- ▶ Não havia ainda as unidades de tratamento de ar (*air handlers*);
- ▶ As serpentinas com tubos aletados também não existiam;
- ▶ Os ventiladores eram basicamente “moinhos de vento” motorizados;
- ▶ As instalações de refrigeração para resfriamento de água gelada requeriam carga de fluido refrigerante elevada, os resfriadores mais utilizados eram do tipo *Baudelot*, em circuito aberto de água gelada e Amônia era o fluido mais utilizado;
- ▶ Não havia a produção de componentes para o circuito de refrigeração. Os sistemas eram fabricados e montados sob encomenda.

Por volta de 1910, Carrier e sua equipe de engenharia na Carrier Air Conditioning Company, quando ainda era uma divisão da Buffalo Forge Company, começaram a trabalhar na aplicação de compressores centrífugos, uma nova tecnologia na época. Mas foi Maurice LeBlanc, na França, o primeiro a desenvolver uma aplicação com compressores centrífugos em ciclos de refrigeração, utilizando Tetracloroeto de Carbono – R-10 – como fluido refrigerante. No entanto, os resultados do experimento de LeBlanc se mostraram negativos, pois o R-10 destruiu as partes internas do compressor.

Em 1915, a Buffalo Forge desistiu do negócio de ar condicionado e Willis Carrier, juntamente com outros seis engenheiros fundaram a Carrier Engineering Corporation of America. Ele seguiu em busca de um compressor centrífugo e de um fluido refrigerante que melhor se adequassem ao desenvolvimento da tecnologia dos *Chillers*. Naquele tempo as opções de fluidos existentes para sistemas de ar condicionado esbarravam sempre nos aspectos de toxicidade e inflamabilidade. Após testes com várias alternativas, Carrier escolheu o Dieleno (Dicloroetileno – R-1130), pois era “apenas” altamente inflamável (com velocidade de chama similar à gasolina). Posteriormente verificou-se que, quando inflamado, o R-1130 produzia subprodutos tóxicos letais. Hoje seria classificado como um fluido B3, conforme o **ANSI/ASHRAE Standard 34**.

Quanto ao compressor centrífugo, ao invés de desenvolvê-lo, a Carrier buscou um fornecedor no mercado e escolheu a *C.H. Jaeger Company*, situada em Leipzig, Alemanha. Mesmo assim, muitos ajustes e modificações foram necessários, principalmente por causa da lubrificação para a compressão do R-1130.

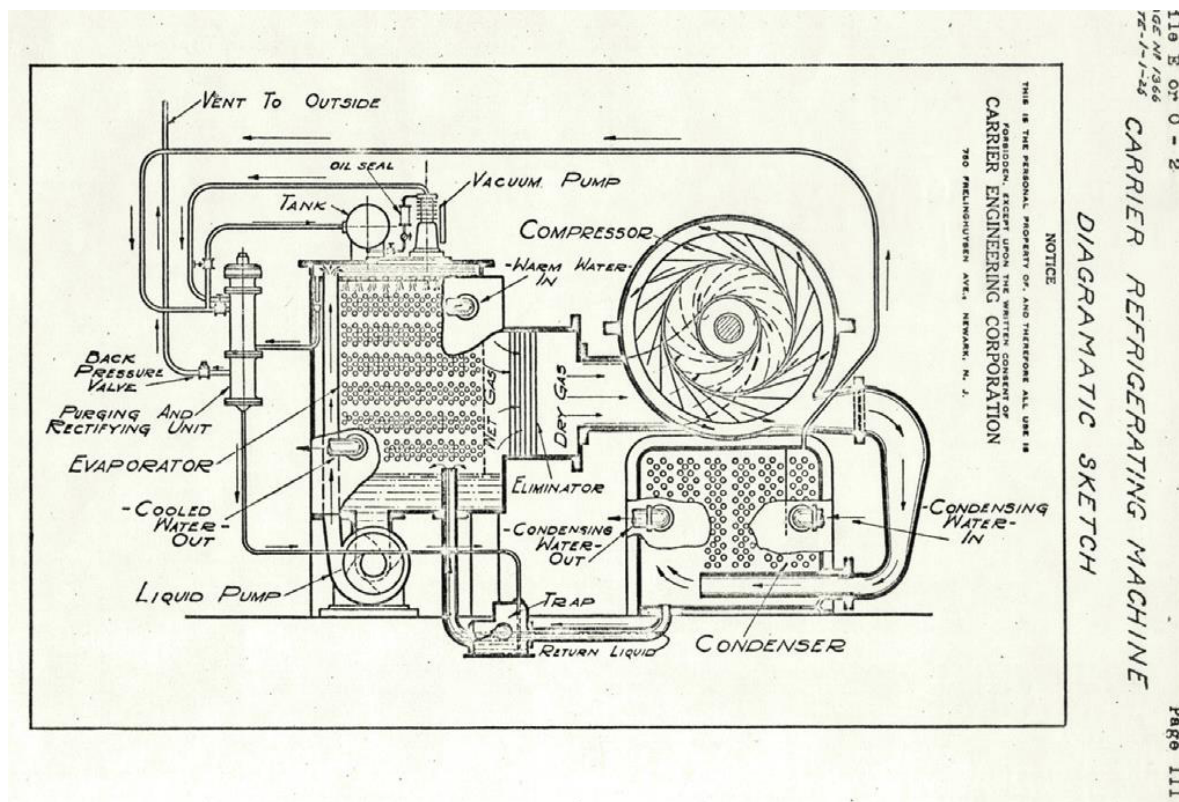
Carrier patenteou a “Máquina de Refrigeração Carrier” em 1921 e, em maio de 1922, durante a conferência anual da American Society of Refrigerating Engineers (ASRE – uma das associações antecessoras da ASHRAE), o primeiro *Chiller* foi apresentado na fábrica da Carrier, em New Jersey.

O primeiro *Chiller* com compressor centrífugo foi produzido para um processo de resfriamento de água gelada em uma fábrica de doces, na Filadélfia. O segundo também foi para outra fábrica de doces, em Boston. A Figura 1 ilustra um dos primeiros *Chillers*. O compressor tinha uma configuração horizontal, com carcaça dividida em duas partes, com as conexões de sucção e descarga na horizontal. Eram acoplados diretamente a um motor elétrico, com rotação de 3.600 rpm.

A partir de 1924, os *Chillers* centrífugos começaram a ser fornecidos para sistemas de ar condicionado e instalados em lojas de departamentos, teatros e edifícios comerciais. Comparados aos sistemas existentes

¹ Extraído de HUSTON, M. **A Brief History of Centrifugal Chillers**. ASHRAE Journal v. 47 n. 12, pág. 20-29. Atlanta, dez. 2005.

Figura 1 – Desenho esquemático dos primeiros *Chillers*, com o compressor montado sobre o condensador, com conexões de sucção e descarga na horizontal



Fonte: Midea Carrier do Brasil Ltda.

na época, os *Chillers* eram mais simples de operar, muito compactos, mais eficientes e confiáveis.

Por volta de 1930, a Carrier já havia produzido mais de 300 *Chillers* para teatros e cinemas. Também foram desenvolvidos *Chillers* para aplicações de baixas temperaturas, utilizando outros fluidos secundários (*brines*), com compressores centrífugos de vários estágios, e com *impellers* (rotores do compressor centrífugo) em série.

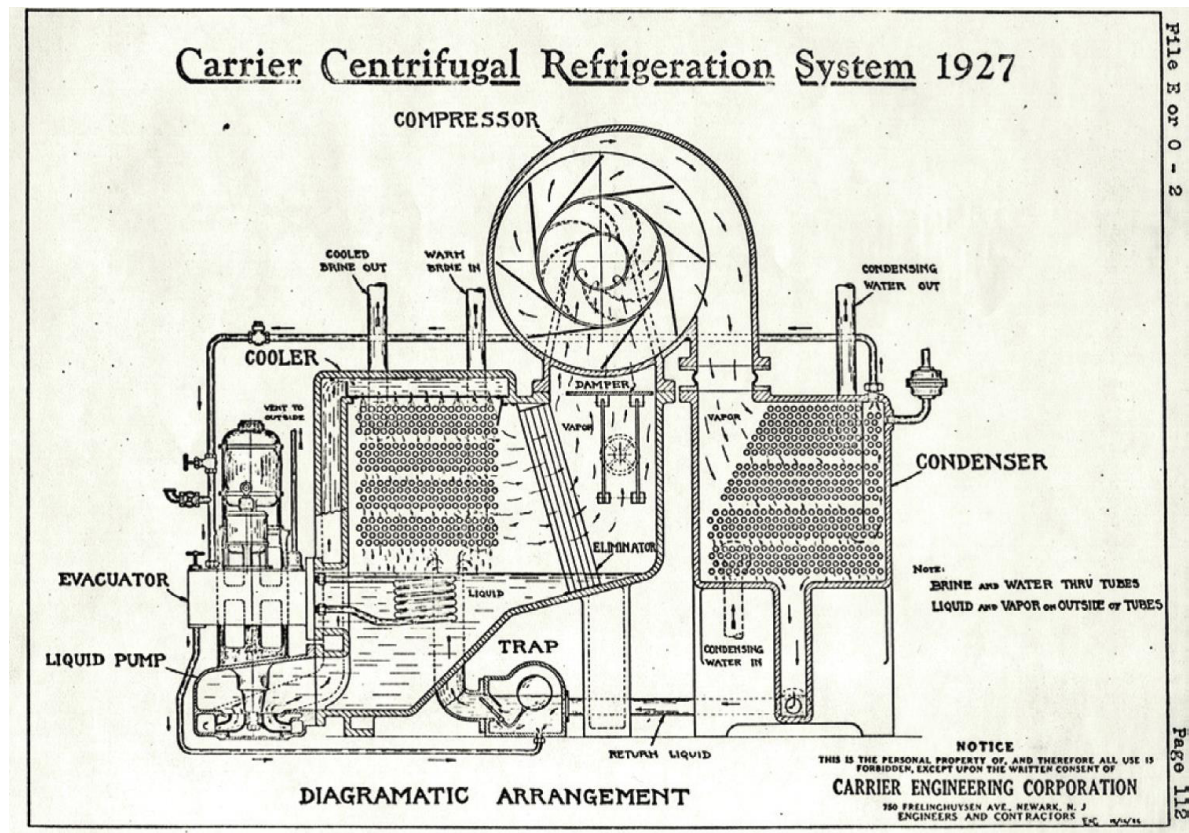
Mas o problema do fluido refrigerante continuava. Embora o R-1130 pudesse ser razoavelmente utilizado em aplicações na indústria química, em outras aplicações era muito difícil devido ao grande risco de incêndio e à alta toxicidade. A pesquisa prosseguiu e o Cloreto de Metileno – R-30 – foi utilizado pela primeira vez em 1926. Considerado uma melhoria, (hoje é classificado como um fluido B2, com índice de inflamabilidade baixo), ainda era de difícil manuseio e exigia cuidados especiais, pois podia ser absorvido pela pele e era extremamente irritante.

Ficou claro que novos fluidos refrigerantes seriam necessários para que a indústria de refrigeração prosperasse. A Figura 2 apresenta um diagrama esquemático dos primeiros *Chillers* utilizando R-30, além de novas melhorias tecnológicas no equipamento.

Com o surgimento do fluido refrigerante R-11 (Tricloro-fluor-metano), a Carrier desenvolveu em 1933 seu próprio compressor, a série Z e, pela primeira vez, foi introduzido um economizador para melhoria da eficiência do ciclo de refrigeração. Com a utilização do R-11 (caracterizado como um fluido A1), ocorreram os primeiros *retrofits* de fluido refrigerante, com o R-11 substituindo o R-10 e o R-30 nos *Chillers* existentes e, a partir de então, os *Chillers* passaram a ser equipamentos altamente confiáveis e de operação segura.

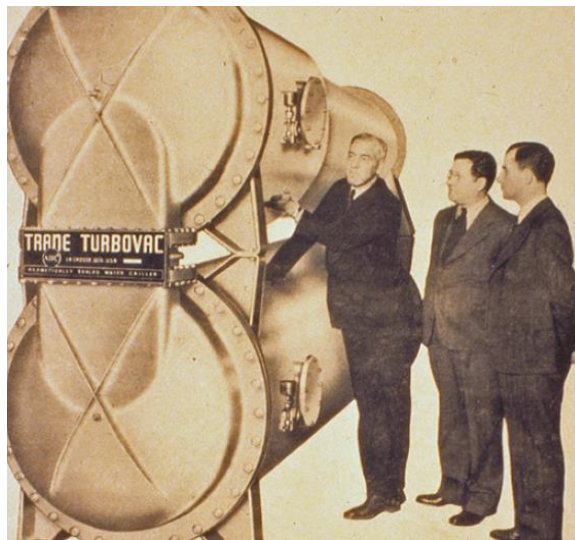
Outra empresa importante no início do desenvolvimento da tecnologia dos *Chillers* foi a Trane Company Inc. (fundada em 1913), que desde 1931 já produzia equipamentos para ar condicionado. Em 1937, a Trane

Figura 2 – Chillers produzidos em 1927, com sucção e descarga na vertical, com um *damper* de regulagem na entrada e utilizando Cloreto de Metila (R-30)



Fonte: Midea Carrier do Brasil Ltda.

Figura 3 – Reuben Trane (à esquerda) e associados observam o protótipo do Turbovac



Fonte: The Trane Company.

se uniu à Buensod-Stacey (empresa criada por Alfred Stacey, após deixar a Carrier, em 1935, onde era vice-presidente de engenharia) para o desenvolvimento de um novo conceito de *Chiller*, o Turbovac que foi lançado em 1939, apresentado na Figura 3.

Este *Chiller* utilizava outra novidade, o R-113 (Tricloro-trifluor-etano), e seu conceito único oferecia alguns diferenciais em relação à concorrência. Era menor e mais fácil de operar, além de silencioso. Era construído em dois cascos horizontais e dois compressores centrífugos de dois estágios cada um. Com o evaporador em baixo, o primeiro conjunto motor-compressor semi-hermético era montado no seu interior, com a descarga acoplada diretamente à sucção do compressor localizado no casco (superior) do condensador.

Em 1939, a Carrier também lançou a série 17M, em versões operando com R-11 e com R-12, com a configuração típica de montagem que vemos até

hoje. O *Chiller* utilizava trocadores de calor do tipo *Shell-&Tube*, com o casco em aço carbono e o feixe de tubos de cobre. O compressor era montado sobre os cascos dos trocadores, no vão deles, com motor elétrico semi-hermético (com acoplamento por engrenagem) ou turbina.

Também neste ano surgiram os *Chillers* com compressores centrífugos abertos, fornecidos pela York e pela Worthington, ambos operando com R-11.

A seguir, um breve histórico do desenvolvimento da tecnologia dos *Chillers*:

- 1921 Carrier desenvolve o primeiro *Chiller*, com compressor centrífugo, apresentado em 1922, durante a conferência da ASRE.
- 1933 Carrier desenvolve seu próprio compressor (serie Z) e lança os primeiros *Chillers* com R-11. Ocorrem os primeiros *retrofits* de fluido refrigerante, com o R-11 substituindo o R-10 e o R-30.
- 1939 Trane lança o Turbovac, o primeiro *Chiller* com o conceito de unidade compacta, utilizando R-113 como fluido refrigerante.
- 1939 Carrier lança a série 17M, com R-11 e R-12, modelo que caracterizou a configuração de montagem típica dos *Chillers* com compressores centrífugos.

- 1939 York e Worthington lançam os primeiros *Chillers* com compressores centrífugos abertos (com motores elétricos em carcaça distinta), com R-11.
- 1947 Inicia-se a produção de *Chillers* com condensação a ar, com compressores recíprocos.
- 1957 Surgem os primeiros *Chillers* com compressor parafuso, como alternativa mais eficiente ao compressor recíproco.
- 1959 Lançamento dos *Chillers* com ciclo de refrigeração por absorção, utilizando a mistura Brometo de Lítio (fluido absorvente) e Água (fluido refrigerante).
- Anos 60 *Chillers* com ciclo de refrigeração por absorção, utilizando a mistura Água (fluido absorvente) e Amônia (fluido refrigerante), com queima direta, com condensação a ar (pequeno porte) e condensação a água (grande porte).
- Anos 90 *Chillers* com compressores tipo *Scroll*. A maioria com condensação a ar para faixas de pequenas e médias capacidades.
- Anos 2000 *Chillers* com compressores centrífugos com mancais magnéticos, que amplia a faixa de uso dos compressores centrífugos para pequenas e médias capacidades e viabiliza o uso de *Chillers* com compressores centrífugos e condensação a ar.



3 CONCEITO DE REFRIGERAÇÃO PARA CHILLERS

Os *Chillers* são equipamentos com ciclo de refrigeração completo e podem ser classificados em dois grupos principais:

- ▶ *Chillers* com ciclo de compressão de vapor;
- ▶ *Chillers* com ciclo de absorção.

A seguir serão abordados os conceitos básicos de refrigeração aplicados para *Chillers*, caracterizados pelos tipos de ciclos de refrigeração utilizados.

3.1 CHILLERS COM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

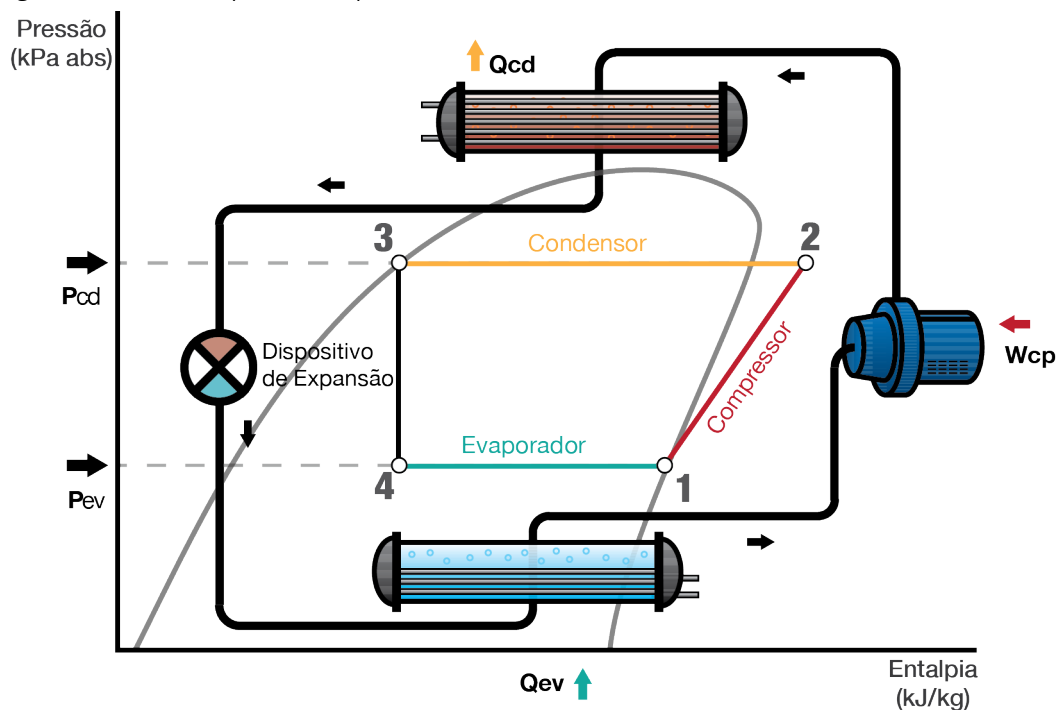
Os componentes básicos de um *Chiller* com compressão de vapor incluem um conjunto compressor-motor, evaporador (resfriador de líquido), condensador e um dispositivo de expansão (ou controlador de fluxo de fluido refrigerante), que interligados formam um circuito fechado de refrigeração

(por onde circula o fluido refrigerante), além de um painel de controle.

A unidade pode ainda incluir outros elementos, como economizador (*economizer*), turbina de expansão e sub-resfriador de líquido (*subcooler*). Dependendo do tipo de compressor, do fluido refrigerante e do condensador (a ar ou a água) serão necessários alguns componentes auxiliares, tais como recipiente de líquido, separador de líquido, resfriador de óleo, separador de óleo, dispositivo de retorno de óleo, bomba de óleo, unidade de purga de incondensáveis, dispositivos de alívio de pressão para o fluido refrigerante e válvulas e elementos de controle adicionais.

O diagrama Pressão vs. Entalpia (um dos diagramas de Mollier) é o mais utilizado para estudo e análise dos ciclos de refrigeração com compressão de vapor. A Figura 4 ilustra um diagrama Pressão vs. Entalpia com o circuito de refrigeração básico de um *Chiller* com ciclo de compressão de vapor e cada uma das etapas do ciclo indicadas no diagrama.

Figura 4 – Ciclo de compressão a vapor de um *Chiller*



Fonte: Q&A Designers.

A seguir, um descritivo do circuito de refrigeração básico de um *Chiller* com ciclo de compressão de vapor.

3.1.1 EVAPORAÇÃO

O líquido a ser resfriado (água gelada ou *brine*) circula pelo interior do evaporador (resfriador), onde é resfriado em processo de transferência de calor pelo fluido refrigerante líquido, que evapora em uma temperatura inferior à temperatura do líquido na saída do evaporador. A evaporação do fluido refrigerante se dá ao nível de menor (baixa) pressão do fluido refrigerante no circuito de refrigeração.

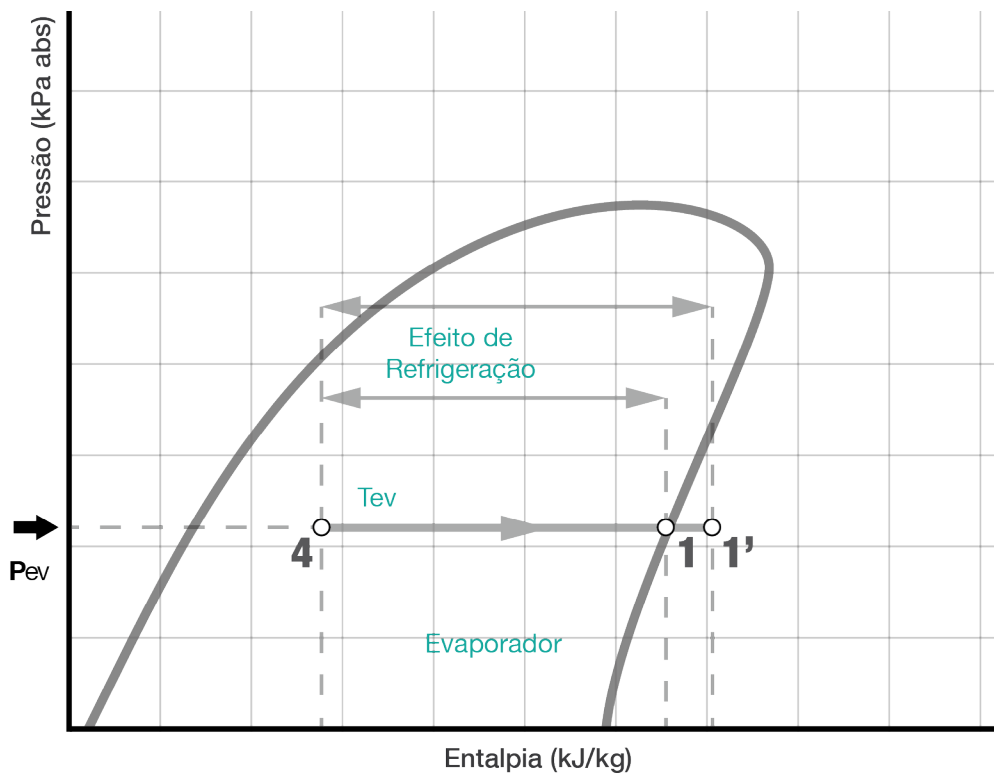
O processo de evaporação pode ser do tipo inundado ou por expansão seca.

Nos evaporadores do tipo inundado o fluxo de fluido refrigerante na saída contém apenas vapor saturado (título do vapor igual a 1,0 – ponto 1 do diagrama da Figura 5). É necessário, porém, que haja um separador de líquido, de modo a garantir que, na saída do fluido refrigerante para a sucção do compressor, não haja arraste de líquido.

O processo de evaporação por expansão seca não requer um separador de líquido, pois o fluido refrigerante sai do evaporador no estado de vapor superaquecido (ponto 1' do diagrama da Figura 5). Para garantir que haja vapor superaquecido na saída do evaporador, é necessário controlar a injeção de fluido refrigerante (mistura de líquido e vapor – ponto 4 do diagrama da Figura 5) no dispositivo de expansão. O controle é realizado através de sensores de pressão/temperatura de evaporação e temperatura do vapor na saída do evaporador de modo a manter um mínimo de superaquecimento (diferencial entre a temperatura do vapor superaquecido e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante naquela pressão) na saída do evaporador e garantir que haja apenas vapor na sucção do compressor.

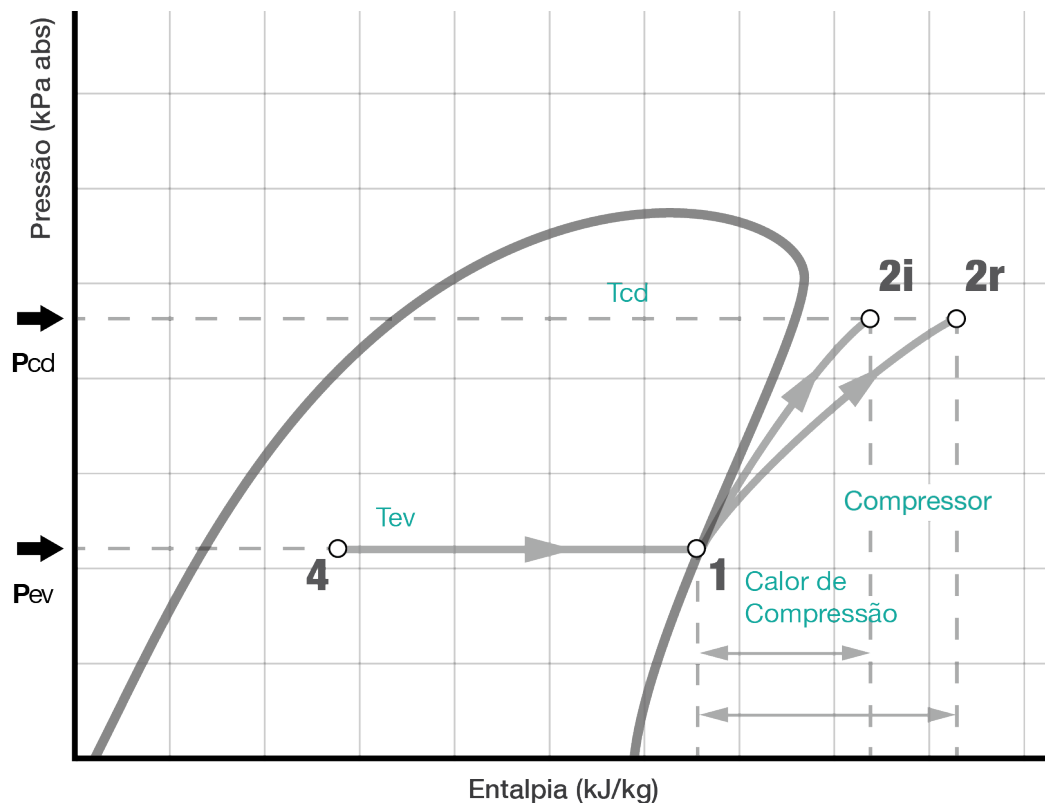
O efeito de refrigeração (ou efeito refrigerante) é o diferencial de entalpia entre a saída e a entrada do fluido refrigerante no evaporador. O calor trocado no evaporador (que nada mais é do que a capacidade do *Chiller*) é definido pelas seguintes equações do fluido refrigerante:

Figura 5 – Processo de evaporação em um *Chiller*



Fonte: Q&A Designers.

Figura 6 – Processo de compressão em um *Chiller*



Fonte: Q&A Designers.

$$Q_{ev} = m_{Ref} \cdot (h_1 - h_4)$$

(evaporador inundado) ou

$$Q_{ev} = m_{Ref} \cdot (h_{1'} - h_4)$$

(evaporador com expansão seca)

Onde:

- ▶ m_{Ref} – Vazão em massa do fluido refrigerante na saída do evaporador. Em um *Chiller*, é a mesma vazão em massa na sucção do compressor.
- ▶ h_4 – Entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador.
- ▶ h_1 – Entalpia do fluido refrigerante na saída de um evaporador inundado (título do vapor = 1,0).
- ▶ $h_{1'}$ – Entalpia do fluido refrigerante na saída de um evaporador com expansão seca – com vapor superaquecido na saída.

3.1.2 COMPRESSÃO

O fluido refrigerante na fase vapor segue para a sucção do compressor, que eleva a pressão e a temperatura do fluido (resultado do trabalho de compressão movido pelo motor) até o nível de maior pressão (alta) do ciclo, com descarga para a entrada do condensador.

O processo de compressão isoentrópico é aquele que ocorre sem variação da entropia, portanto um processo teórico. Na prática há perdas durante a compressão e o processo de compressão real implica em aumento da entropia durante o processo. A Figura 6 indica os dois processos de compressão.

O calor de compressão é equivalente à potência absorvida no eixo do compressor pelo motor elétrico (fonte motriz típica para o compressor de um *Chiller*) e é definido pela seguinte equação do fluido refrigerante:

$$W_{cp} = m_{Ref} \cdot (h_{2r} - h_1)$$

Onde:

- ▶ m_{Ref} – Vazão em massa do fluido refrigerante na saída do evaporador. Em um *Chiller*, é a mesma vazão em massa na sucção do compressor.
- ▶ h_{2r} – Entalpia do fluido refrigerante na descarga do compressor.
- ▶ h_1 – Entalpia do fluido refrigerante sucção do compressor (mesmo valor da entalpia na saída do evaporador).

3.1.3 CONDENSAÇÃO

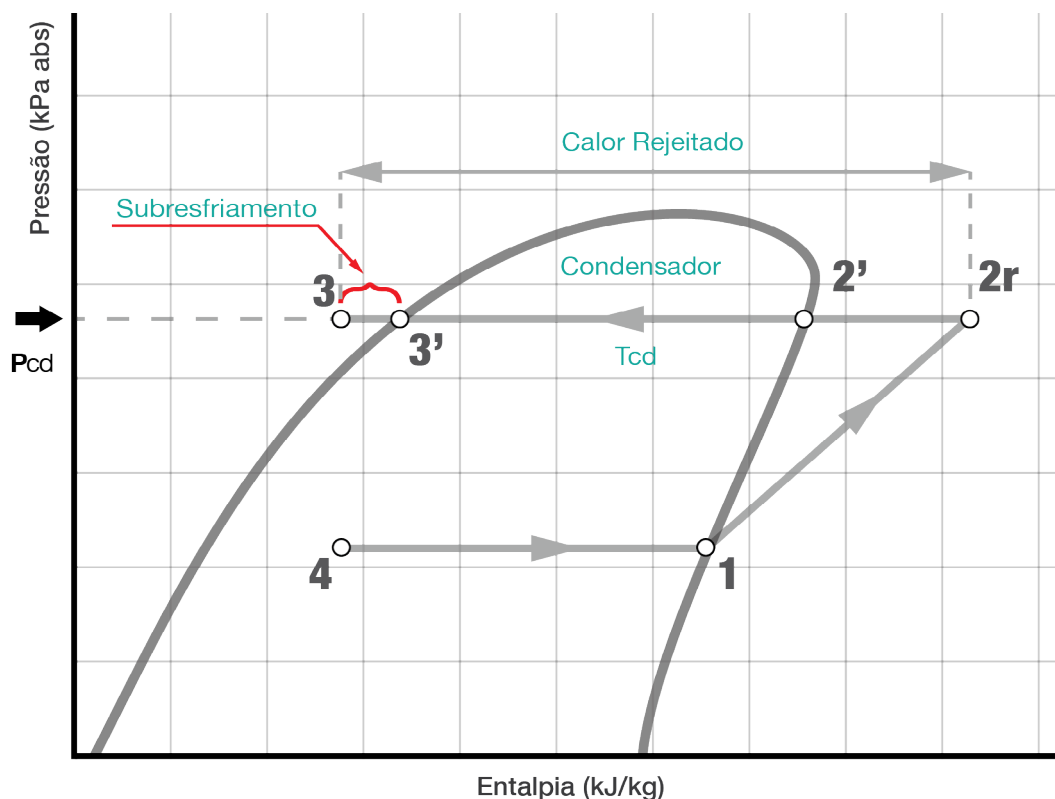
O vapor superaquecido do fluido refrigerante a alta pressão na saída do compressor segue para o condensador, onde é resfriado e condensado em processo de transferência de calor, por um fluido de rejeição de calor (usualmente água ou ar atmosférico, que se aquece).

A temperatura de condensação do fluido refrigerante é superior à temperatura da água de res-

friamento (ou do ar) na saída do condensador. A condensação se dá ao nível de alta pressão do fluido refrigerante no circuito de refrigeração e é também chamado o processo de rejeição de calor do ciclo, pois é no condensador que todo o ganho de energia térmica resultante da retirada de calor no processo de resfriamento da água gelada (no evaporador) e do calor de compressão é transferido para o meio exterior em que o elemento final será o ar externo ambiente.

A Figura 7 mostra o processo de rejeição de calor do ciclo, que é expresso como a diferença de entalpia entre a entrada do fluido refrigerante no condensador (vapor superaquecido no ponto 2r – o mesmo que a descarga do compressor) e a saída do fluido refrigerante do condensador, no estado líquido saturado (ponto 3') ou líquido sub-resfriado (ponto 3). Normalmente há um pequeno sub-resfriamento na saída do condensador, que varia conforme o equipamento selecionado e as condições de operação no condensador. O calor trocado no condensador é definido pelas seguintes equações do fluido refrigerante:

Figura 7 – Processo de condensação em um *Chiller*



Fonte: Q&A Designers.

$$Q_{cd} = m_{Ref} \cdot (h_{2r} - h_3)$$

(quando há sub-resfriamento no condensador) ou

$$Q_{cd} = m_{Ref} \cdot (h_{2r} - h_{3'})$$

(quando na saída do condensador há líquido saturado)

Onde:

- ▶ m_{Ref} – Vazão em massa do fluido refrigerante no condensador. Em um *Chiller* é a mesma vazão em massa na sucção do compressor.
- ▶ h_{2r} – Entalpia do fluido refrigerante na entrada do condensador.
- ▶ h_3 – Entalpia do fluido refrigerante líquido sub-resfriado na saída do condensador.
- ▶ $h_{3'}$ – Entalpia do fluido refrigerante líquido saturado na saída do condensador.

3.1.4 EXPANSÃO

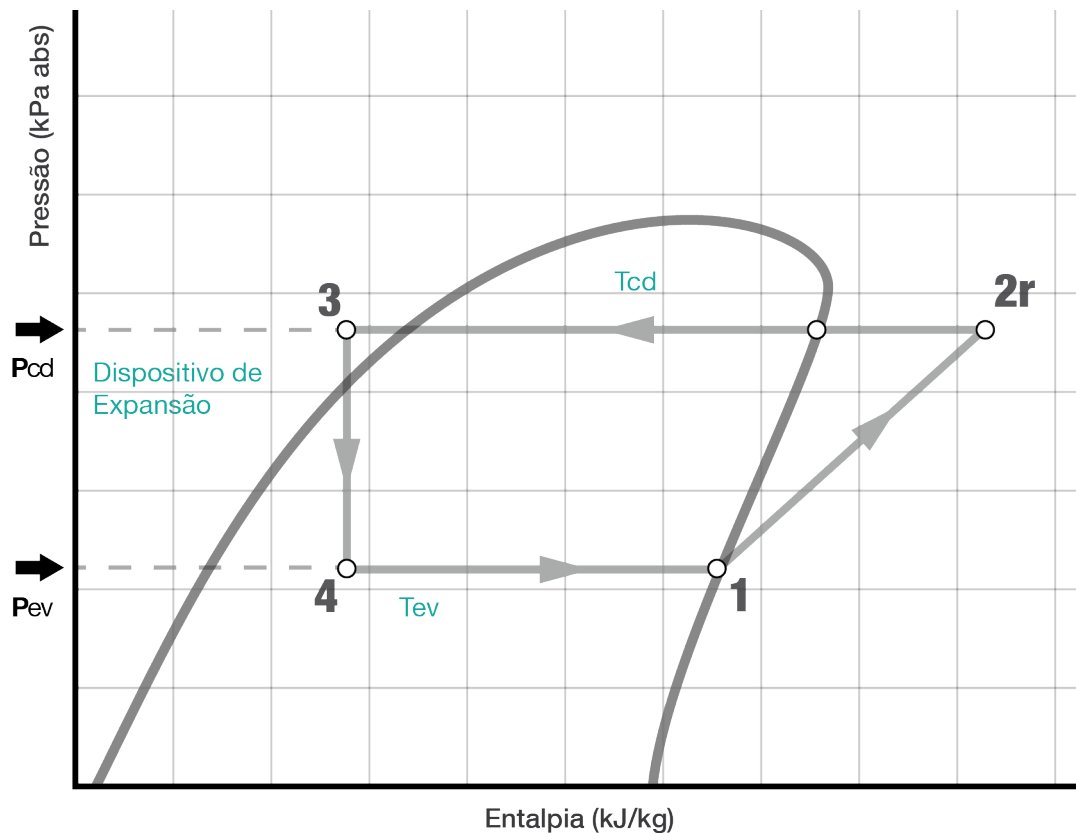
O fluido refrigerante condensado segue de volta ao evaporador, passando por um dispositivo de expansão que reduzirá a pressão ao nível baixo do ciclo, provocando a evaporação parcial (*flash gas*) e diminuindo a temperatura do fluido até a temperatura de saturação naquela pressão, fechando o ciclo. O processo de expansão é considerado isoentálpico, ou seja, sem ganho de calor.

A Figura 8 mostra o processo de expansão do líquido no diagrama Pressão vs. Entalpia, com a redução da pressão e entrada do fluido na zona bifásica (mistura de líquido e vapor).

3.1.5 OTIMIZAÇÃO DO CICLO BÁSICO

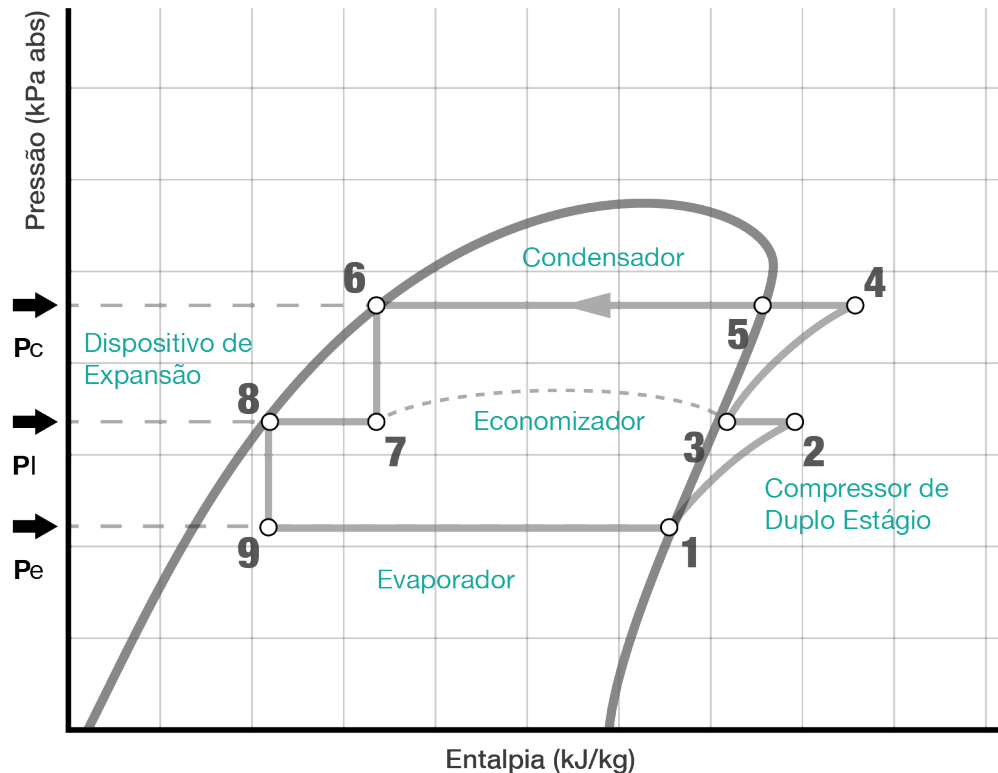
Algumas modificações reduzem o efeito de *flash gas* para aumentar o efeito refrigerante útil, o que resulta no aumento da eficiência energética do ciclo:

Figura 8 – Processo de expansão em um *Chiller*



Fonte: Q&A Designers.

Figura 9 – Ciclo de Refrigeração de um *Chiller* com compressor centrífugo de duplo estágio utilizando economizador do tipo aberto (*open flash*)



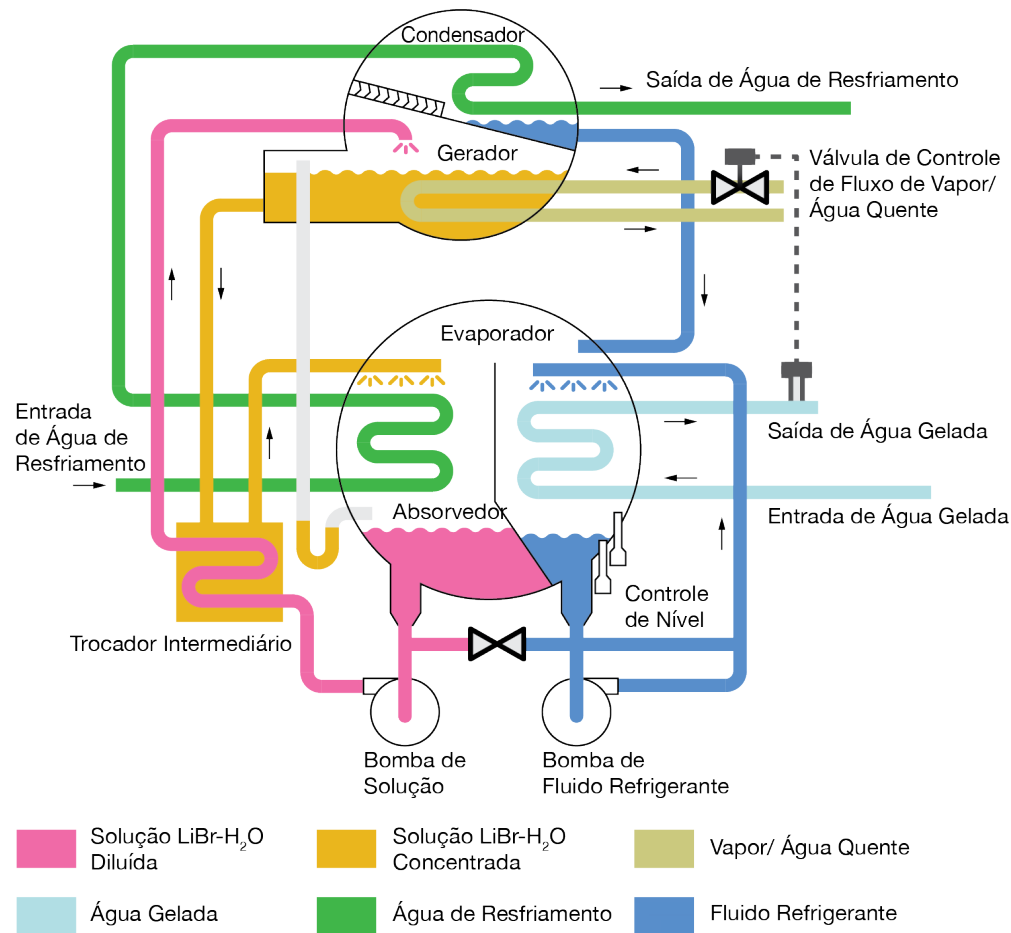
Fonte: Q&A Designers.

- ▶ **Sub-resfriamento do Líquido** – O fluido refrigerante condensado pode ser resfriado abaixo da temperatura de condensação (saturada), em uma secção distinta do condensador ou em um trocador de calor separado. O sub-resfriamento reduz o *flash gas* e aumenta o efeito refrigerante útil do ciclo. O sub-resfriamento do líquido no interior do condensador dependerá muito do diferencial entre a temperatura de condensação e a temperatura de entrada de água de resfriamento no condensador. A aplicação de um sub-resfriador de líquido dedicado pode não ser a melhor solução. Ao invés disso, com a temperatura de água de resfriamento mais baixa pode-se obter uma temperatura de condensação menor, o que pode resultar em melhor COP quando comparado a um sistema que utiliza maior sub-resfriamento de líquido, porém com temperatura de condensação mais alta.
- ▶ **Economizador** – Esse processo pode ocorrer em um trocador de calor com expansão direta de

parte do fluido, em uma temperatura saturada intermediária entre as temperaturas de evaporação e condensação. O ciclo com economizador resulta em aumento da capacidade do *Chiller*, mas provoca um aumento da potência absorvida pelo motor do compressor. Dependendo do equipamento e das condições de operação, pode haver uma pequena variação (~2%) do COP do *Chiller*, para mais ou para menos. A Figura 09 mostra o ciclo de refrigeração no diagrama Pressão vs. Entalpia de um *Chiller* com economizador aberto (*open flash*).

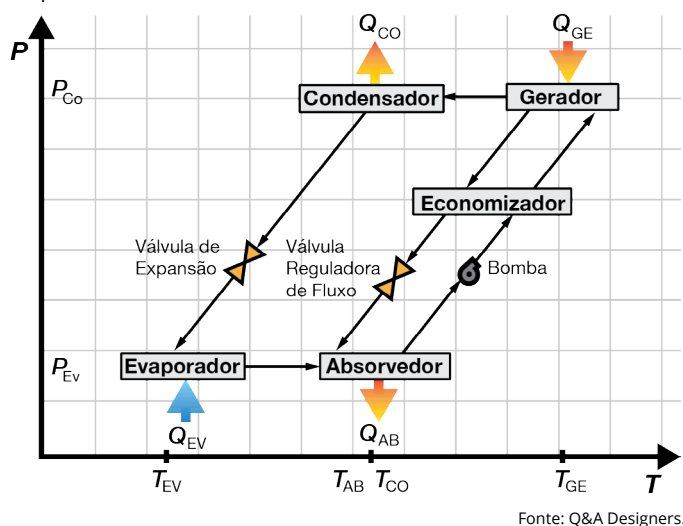
A Figura 10 mostra o ciclo de refrigeração de um *Chiller* com compressor parafuso e trocadores a placas, com economizador fechado. No fluxograma esquemático, é possível verificar a ramificação do fluxo principal no economizador para um circuito intermediário com vazão em massa m_1 , menor que a vazão principal m_2 . No meio da compressão até a entrada do economizador, a vazão total é a soma de m_1 e m_2 .

Figura 11 – Fluxograma esquemático de *Chiller* com ciclo de absorção de simples efeito



Fonte: CARRIER, 2005.

Figura 12 – Diagrama de Oldham – *Chiller* com ciclo de absorção de simples efeito

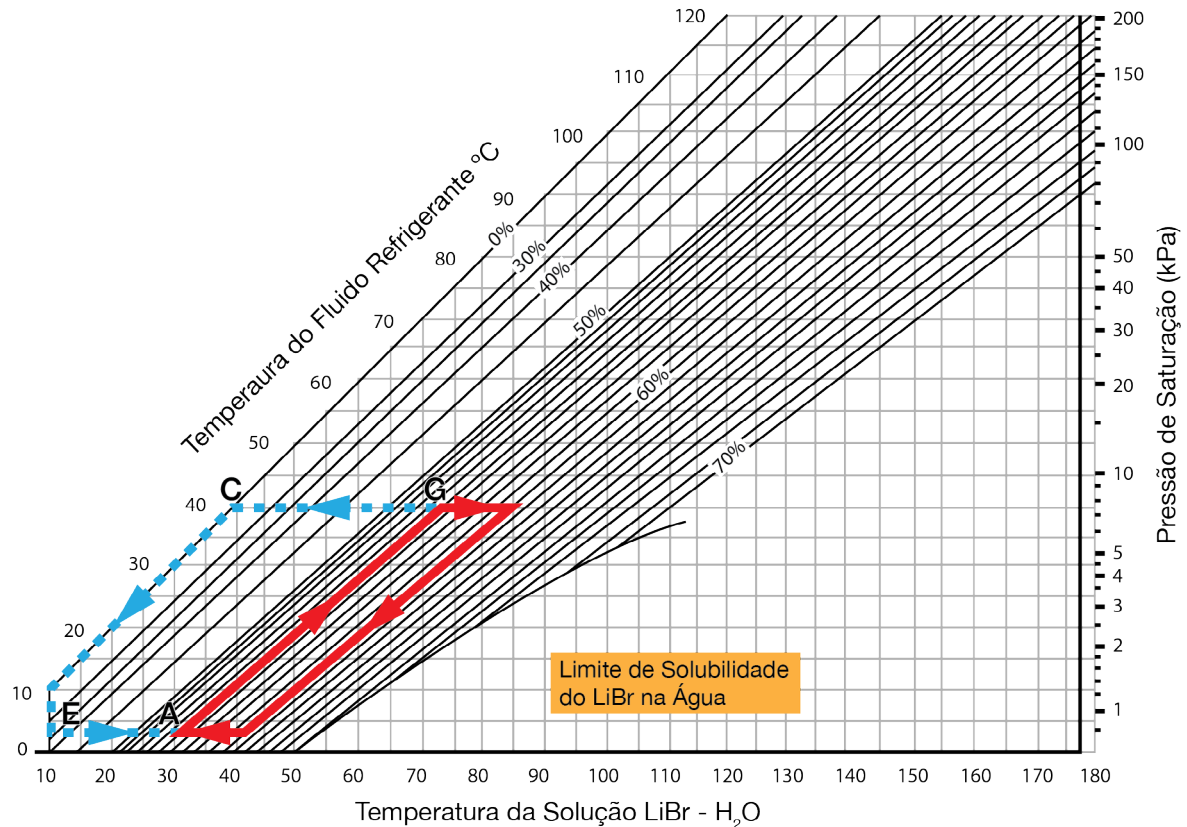


Pressão vs. Temperatura da Solução e inclui as linhas de concentração de solução.

A Figura 12 ilustra um diagrama com o circuito de refrigeração básico de um *Chiller* com ciclo de absorção de simples efeito e cada uma das etapas do ciclo e a Figura 13 mostra uma carta de equilíbrio de solução LiBr-H₂O, com os pontos do ciclo de refrigeração por absorção.

Ao lado, um descritivo do circuito de refrigeração básico de um *Chiller* com ciclo de absorção de simples efeito.

Figura 13 – Diagrama de Oldham – Carta de equilíbrio para *Chiller* com ciclo de absorção de simples efeito com solução LiBr-H₂O



Fonte: Elaboração do autor.

3.2.1 EVAPORAÇÃO

O líquido a ser resfriado (água gelada ou *brine*) circula pelo interior do evaporador (resfriador), onde é resfriado em processo de transferência de calor pelo fluido refrigerante líquido, que evapora em uma temperatura inferior à temperatura do líquido na saída do evaporador. A evaporação do fluido refrigerante se dá ao nível de menor (baixa) pressão do fluido refrigerante no circuito de refrigeração.

O processo de evaporação nos *Chillers* com ciclo de absorção é basicamente do tipo inundado.

O efeito refrigerante é o diferencial de entalpia entre a saída e a entrada do fluido refrigerante no evaporador. O calor trocado no evaporador (que nada mais é do que a capacidade do *Chiller*) é definido pelas seguintes equações do fluido refrigerante (considerando os pontos da Figura 12):

$$Q_{ev} = m_{Ref} \cdot (h_1 - h_6)$$

Onde:

- ▶ **m_{Ref}** – Vazão em massa do fluido refrigerante na saída do evaporador. Em um *Chiller*, é a mesma vazão em massa na sucção do compressor.
- ▶ **h_6** – Entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador.
- ▶ **h_1** – Entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador.

3.2.2 ABSORÇÃO

Interligado ao evaporador (pelo lado do casco) há um outro trocador chamado absorvedor, onde o fluido refrigerante vapor que sai do evaporador é absorvido pelo fluido absorvente (em solução com menor concentração de fluido refrigerante). O processo é resfriado com água de resfriamento (proveniente das torres, por exemplo), que circula no

interior dos tubos do absorvedor antes de seguir (em série) para o condensador do *Chiller*.

O calor trocado no absorvedor é definido pela seguinte equação (considerando os pontos da Figura 12):

$$Q_{ev} = m_{Ref} \cdot h_1 + m_{Sol-Dil} \cdot h_8 - (m_{Sol-Dil} + m_{Ref}) \cdot h_2$$

Onde:

- m_{Ref} – Vazão em massa do fluido refrigerante na saída do evaporador.
- $h_{Sol-Dil}$ – Vazão em massa da solução diluída (com menor concentração de fluido refrigerante).
- h_1 – Entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador.
- h_8 – Entalpia da solução diluída na entrada do absorvedor.
- h_2 – Entalpia da solução concentrada na saída do absorvedor.

3.2.3 BOMBEAMENTO

Com a absorção do fluido refrigerante, a solução concentrada é bombeada para uma pressão mais elevada. A potência de bombeamento é definida pela seguinte equação:

$$W_b = \frac{m_{Sol-Conc} \cdot (P_{cd} - P_{ev})}{\eta_b \cdot \rho_{Sol-Conc}} = m_{Sol-Conc} \cdot (h_3 - h_2)$$

Onde:

- $m_{Sol-Conc}$ – Vazão em massa da solução concentrada.
- P_{cd} – Pressão de condensação do fluido refrigerante.
- P_{ev} – Pressão de evaporação do fluido refrigerante.
- η_b – Rendimento da bomba.
- $\rho_{Sol-Conc}$ – Densidade da solução concentrada.
- h_3 – Entalpia da solução concentrada no recalque da bomba.
- h_2 – Entalpia da solução concentrada na saída do absorvedor.

3.2.4 GERAÇÃO DE VAPOR DE FLUIDO REFRIGERANTE

A solução concentrada segue para o Gerador de Vapor, onde é aquecida utilizando uma fonte de calor (que é o “fornecedor de energia” para o ciclo de absorção), que pode ser vapor d’água a média ou alta pressão, água quente, queima direta de gás ou outro combustível, ou ainda qualquer fonte de calor oriunda de rejeito de outro processo a alta temperatura.

Com o aquecimento da solução, o fluido refrigerante evapora e se separa da solução líquida, que retorna para o absorvedor com uma menor concentração de fluido refrigerante, após passar por uma válvula redutora de pressão.

O calor trocado no absorvedor é definido pela seguinte equação (considerando os pontos da Figura 12):

$$Q_{ger} = m_{Ref} \cdot h_4 + m_{Sol-Dil} \cdot h_7 - (m_{Sol-Dil} + m_{Ref}) \cdot h_3$$

Onde:

- m_{Ref} – Vazão em massa do fluido refrigerante na saída do gerador.
- $h_{Sol-Dil}$ – Vazão em massa da solução diluída (com menor concentração de fluido refrigerante).
- h_4 – Entalpia do fluido refrigerante na saída do gerador.
- h_7 – Entalpia da solução diluída na saída do gerador.
- h_3 – Entalpia da solução concentrada na entrada do gerador.

3.2.5 CONDENSAÇÃO

O vapor superaquecido a alta pressão na saída do gerador segue para o condensador, onde é resfriado e condensado em processo de transferência de calor, por um fluido de rejeição de calor (usualmente água de resfriamento).

A temperatura de condensação do fluido refrigerante é superior à temperatura da água de resfriamento na saída do condensador. Da mesma forma que no ciclo de compressão a vapor, a condensação se dá ao nível de alta pressão do fluido refrigerante no circuito de refrigeração.

O calor total rejeitado do ciclo é a somatória do calor rejeitado no condensador e o calor rejeitado no absorvedor, que é igual ao ganho de energia térmica resultante da retirada de calor no processo de resfriamento da água gelada (no evaporador) somado ao ganho de calor no gerador.

O calor trocado no condensador é definido pelas seguintes equações do fluido refrigerante:

$$Q_{cd} = m_{Ref} \cdot (h_4 - h_5)$$

Onde:

- ▶ m_{Ref} – Vazão em massa do fluido refrigerante no condensador. Em um *Chiller*, é a mesma vazão em massa na sucção do compressor.
- ▶ h_4 – Entalpia do fluido refrigerante na entrada do condensador.
- ▶ h_5 – Entalpia do fluido refrigerante líquido sub-resfriado na saída do condensador.

3.2.6 EXPANSÃO

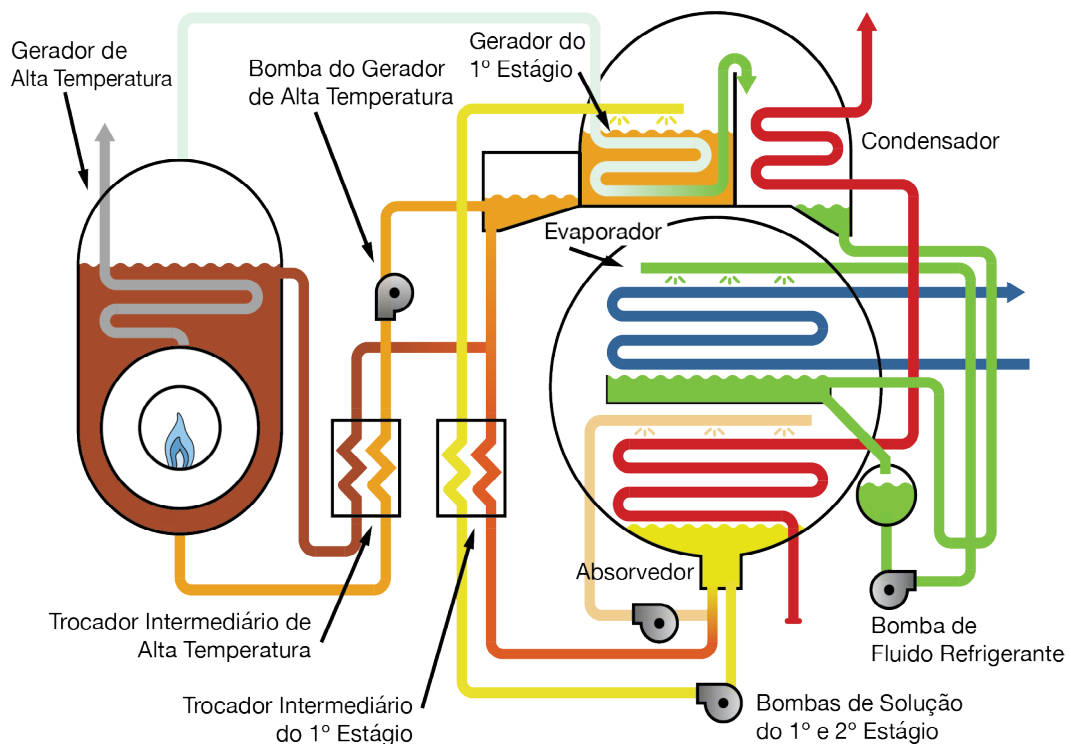
O fluido refrigerante condensado segue de volta ao evaporador, passando por um dispositivo de expansão que reduzirá a pressão ao menor nível do ciclo, provocando a evaporação parcial (*flash gas*) e diminuindo a temperatura do fluido até a temperatura de saturação naquela pressão, fechando o ciclo. O processo de expansão é considerado isoentálpico, ou seja, sem ganho de calor.

3.2.7 OTIMIZAÇÃO DO CICLO

Os *Chillers* com ciclos de absorção podem ser de simples efeito, duplo efeito e até de triplo efeito. Os *Chillers* com duplo e triplo efeito são mais eficientes, porém razoavelmente mais caros.

A característica principal de um *Chiller* com ciclo de absorção com duplo efeito é a utilização de dois geradores de vapor de fluido refrigerante, além de bombas e trocadores de calor intermediários para melhorar a eficiência energética do ciclo.

Figura 14 – Fluxograma esquemático de *Chiller* com ciclo de absorção de duplo efeito utilizando como fonte de calor a queima direta de combustível



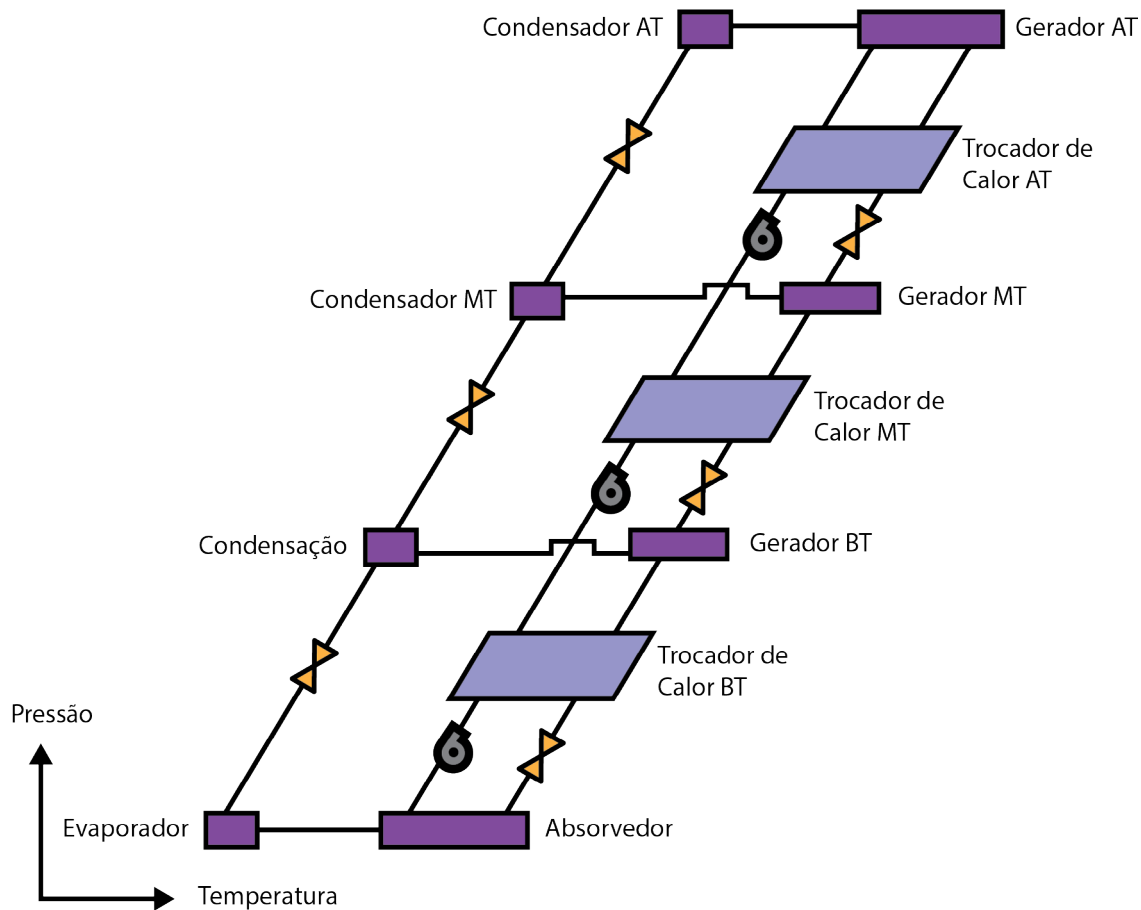
Fonte: TRANE, 2012.

O gerador de alta temperatura utiliza a fonte térmica de calor (operando com temperatura mais elevada que o gerador de um *Chiller* com simples efeito) e o gerador de baixa temperatura utiliza como fonte térmica o vapor de fluido refrigerante oriundo do gerador de alta temperatura. Além disso, os trocadores de calor intermediários instalados no circuito da solução promovem um pré-resfriamento da solução com menor concentração de fluido refrigeran-

te, que retorna para o absorvedor. Isso diminui o calor trocado no absorvedor e o calor total rejeitado para as torres de resfriamento.

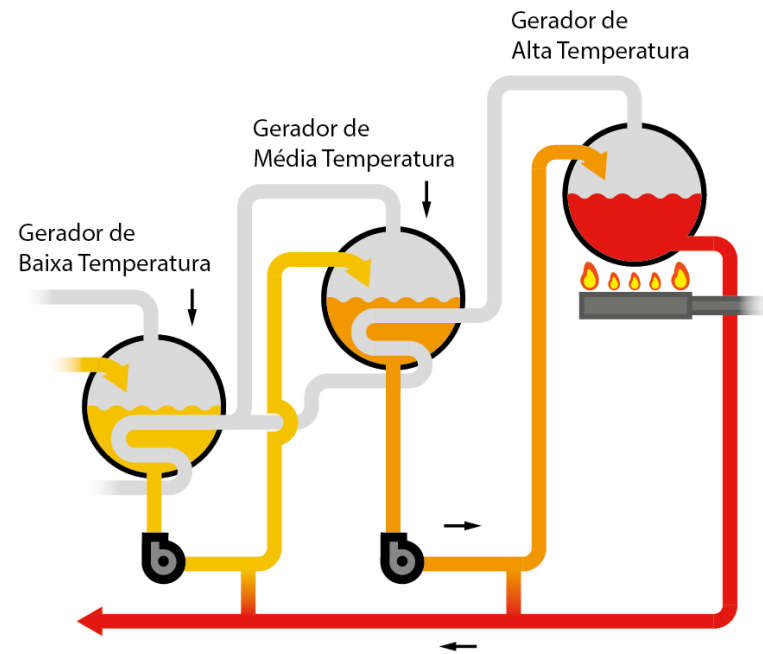
Os *Chillers* com triplo efeito são bem recentes no mercado e apenas alguns fabricantes oferecem esses equipamentos (até a presente data). Resultados de testes indicam um aumento no COP de até 25% sobre os melhores *Chillers* de duplo efeito.

Figura 15 – Diagrama de Oldham de *Chiller* com ciclo de absorção de triplo efeito



Fonte: Q&A Designers.

Figura 16 – Fluxograma esquemático dos três geradores de um *Chiller* com ciclo de absorção de triplo efeito



Fonte: KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES, 2010.



4 ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR DOS CHILLERS

Os trocadores de calor são os elementos do ciclo de refrigeração onde ocorrem os processos de transferência de calor. É por meio deles que os *Chillers* se conectam com o circuito de água gelada e o circuito de água de resfriamento ou com ar externo, (dependendo do tipo de condensador do *Chiller*).

Todos os elementos do *Chiller* são importantes, e há muita tecnologia continuamente desenvolvida e otimizada pelos fabricantes para disponibilizar os melhores equipamentos. Também é importante que todos os componentes de um *Chiller* sejam bem mantidos, tornando essencial um programa de manutenção adequado, preferencialmente fornecido pelo fabricante. Porém, devido à interação direta com o restante do sistema, os trocadores de calor dos *Chillers* requerem uma atenção especial da equipe de operação e manutenção do sistema de água gelada para manter o *Chiller* operando com o nível de desempenho de projeto.

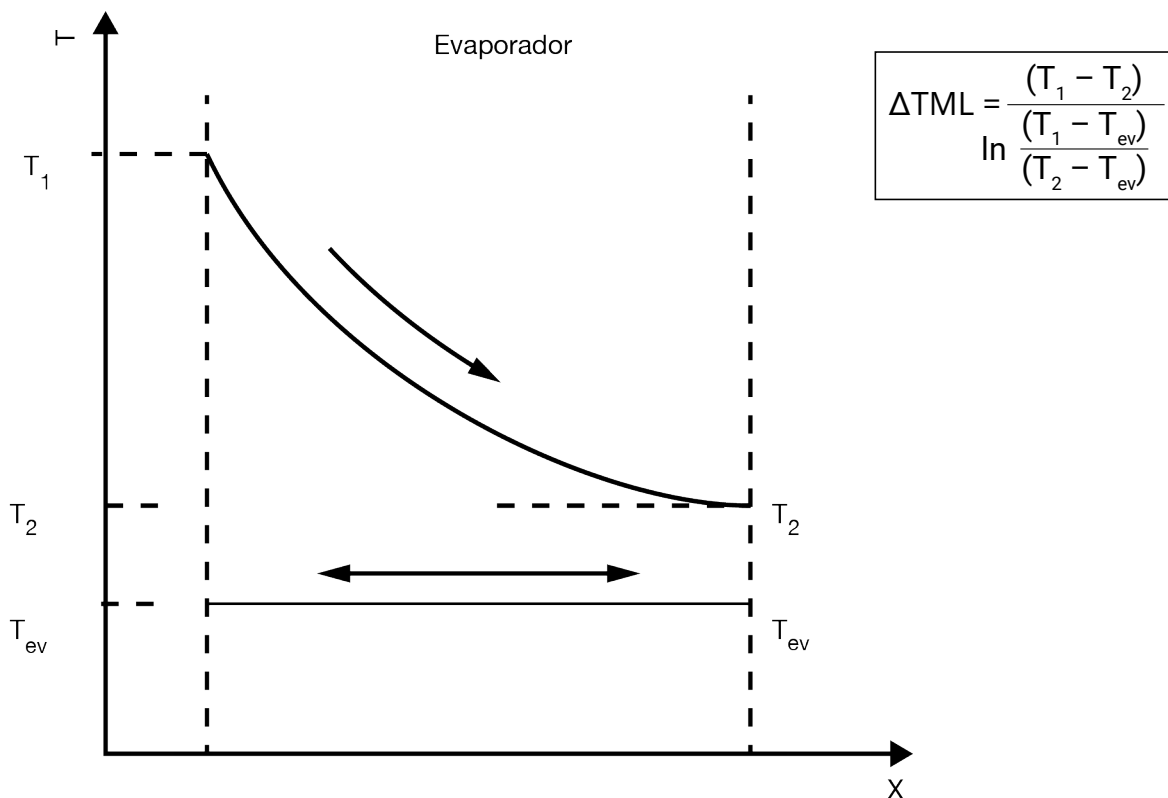
A seguir, um descritivo dos vários tipos de evaporadores e condensadores aplicados em *Chillers* e suas características principais de operação.

4.1 EVAPORADORES

4.1.1 EVAPORADOR INUNDADO

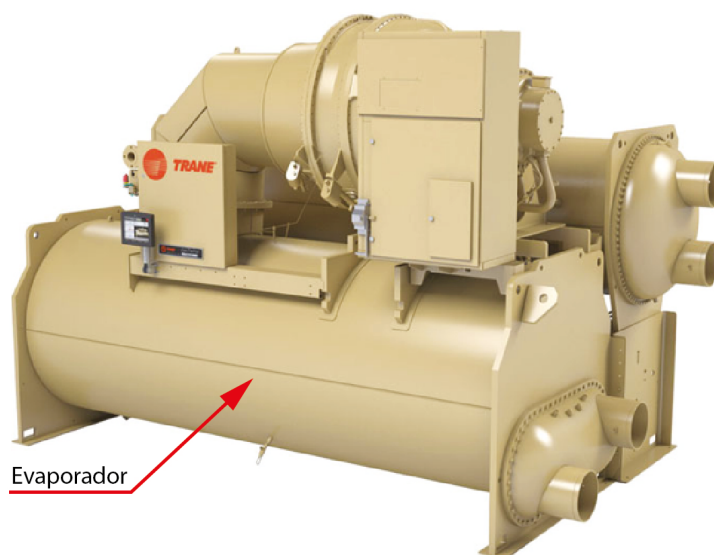
Nos evaporadores do tipo inundado, a temperatura de evaporação do fluido refrigerante permanece praticamente constante ao longo de todo trocador de calor (Figura 17). Isto permite que o *approach* na saída do evaporador (diferencial entre a temperatura de saída do líquido resfriado e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante – ver item 6.2) seja muito baixo. Em alguns *Chillers* o *approach* no evaporador pode ser menor que 0,2 °C. Isto resulta em melhoria considerável no desempenho (COP).

Figura 17 – Perfis típicos de temperaturas ao longo do trocador em um evaporador inundado e a equação do ΔTML



Fonte: Elaboração do autor.

Figura 18 – Evaporador *Shell-&Tube* inundado



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda.

Porém, os evaporadores inundados necessitam de um volume extra para separação de líquido, de modo a garantir que na saída do fluido refrigerante para a sucção do compressor haja apenas vapor saturado.

Na maioria dos evaporadores do tipo *Shell-&Tube* de um *Chiller*, o separador de líquido está incorporado ao casco do trocador, ou seja, o feixe de tubos ocupa a parte inferior do casco, com o fluido refrigerante líquido inundando o feixe de tubos, enquanto que, na parte superior do casco, há apenas o volume necessário para a separação das gotículas de líquido (com maior densidade, que retornam por gravidade para a “piscina” de líquido) das moléculas de vapor, que seguem para a sucção do compressor.

Para a separação de líquido é necessário que haja baixa velocidade no fluxo de fluido refrigerante vapor que segue para a saída do evaporador, para evitar o arraste de líquido até a conexão de saída do evaporador. Além disso, deve haver uma altura mínima entre o nível da piscina de fluido refrigerante líquido e a conexão de saída do evaporador, de modo a evitar que “explosões” de gotículas escapem pela conexão de saída.

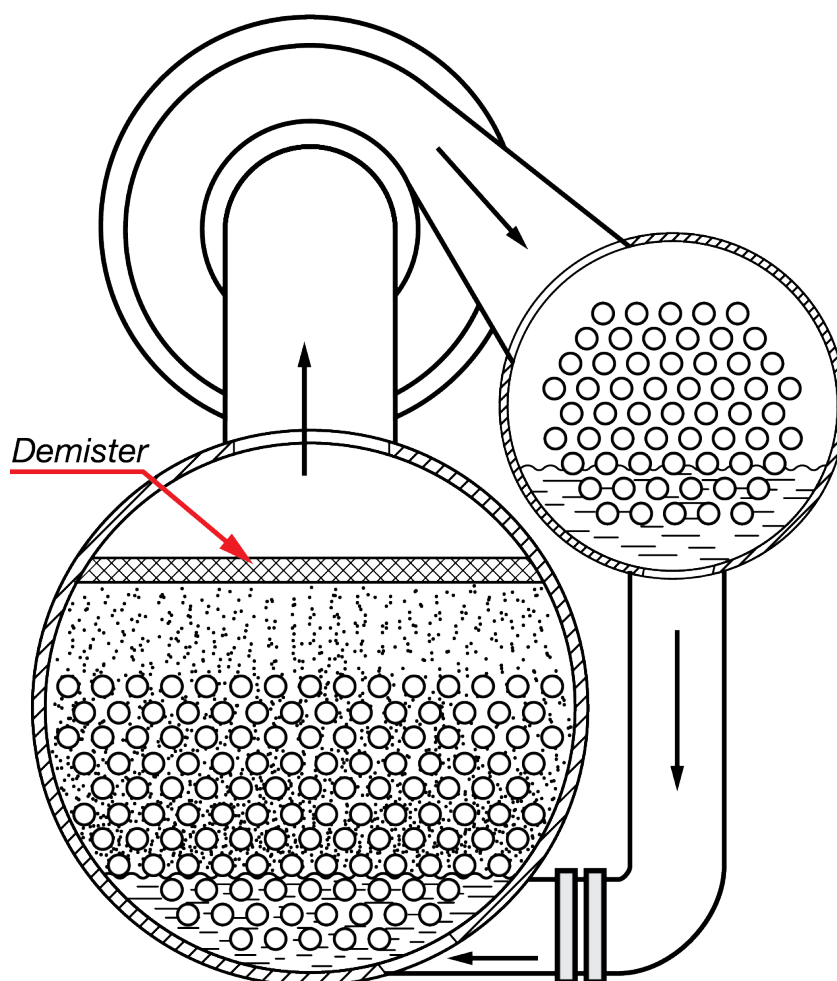
Para melhorar a retenção das gotículas de líquido e diminuir o volume do separador de líquido, pode ser utilizado um elemento eliminador de gotas (*demister* – Figuras 19 e 20) que, como resultado

negativo, provoca um aumento da perda de pressão no fluxo do vapor para a sucção do compressor. Para alguns tipos de fluidos refrigerantes operando nas condições típicas de resfriamento de água gelada, a perda de pressão é mínima.

Os evaporadores do tipo placas (*“Plate Heat Exchangers”* – PHEs), por suas características construtivas, necessitam de um separador de líquido, que é montado no topo da estrutura do PHE e interligado através de tubos, conforme indicado na Figura 21.

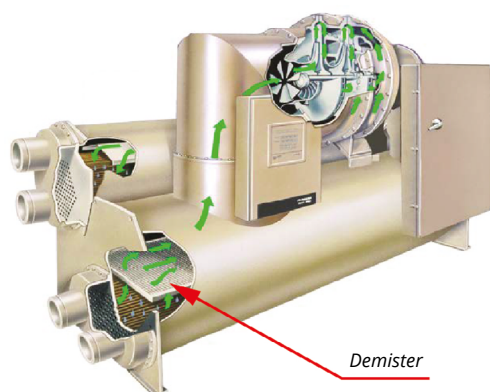
Outra característica dos EPHEs é que a evaporação se dá por fluxo ascendente, o que resulta em uma pequena perda de pressão no trocador. Por isso, o separador deve ser instalado a uma altura mínima acima do topo do EPHE, para que haja uma coluna de líquido desde o fundo do separador até a entrada do fluido refrigerante na conexão inferior do trocador (o que gera um aumento de pressão e temperatura de evaporação na entrada do fluido refrigerante no trocador). Esta coluna cria um efeito de termo sifão e garante a circulação do fluido refrigerante por entre as placas (a densidade do fluido evaporando é menor que a densidade do líquido na coluna). A altura entre o nível de líquido no separador e a conexão de entrada no fundo do trocador é calculada em função da perda de pressão no EPHE, para garantir a temperatura de evaporação no final (parte superior do trocador). Neste caso, utilizam-se fluxos

Figura 19 – Evaporador *Shell-&-Tube* inundado, com *demister* no separador de líquido



Fonte: Q&A Designers.

Figura 20 – Evaporador *Shell-&-Tube* inundado, com *demister* no separador de líquido



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda.

Figura 21 – Evaporador a placas (EPHE) inundado



Fonte: Johnson Controls BE Ltda.

concorrentes (mesmo sentido) para o fluido refrigerante e o fluido a ser resfriado, com ambos os fluidos entrando na parte inferior do trocador.

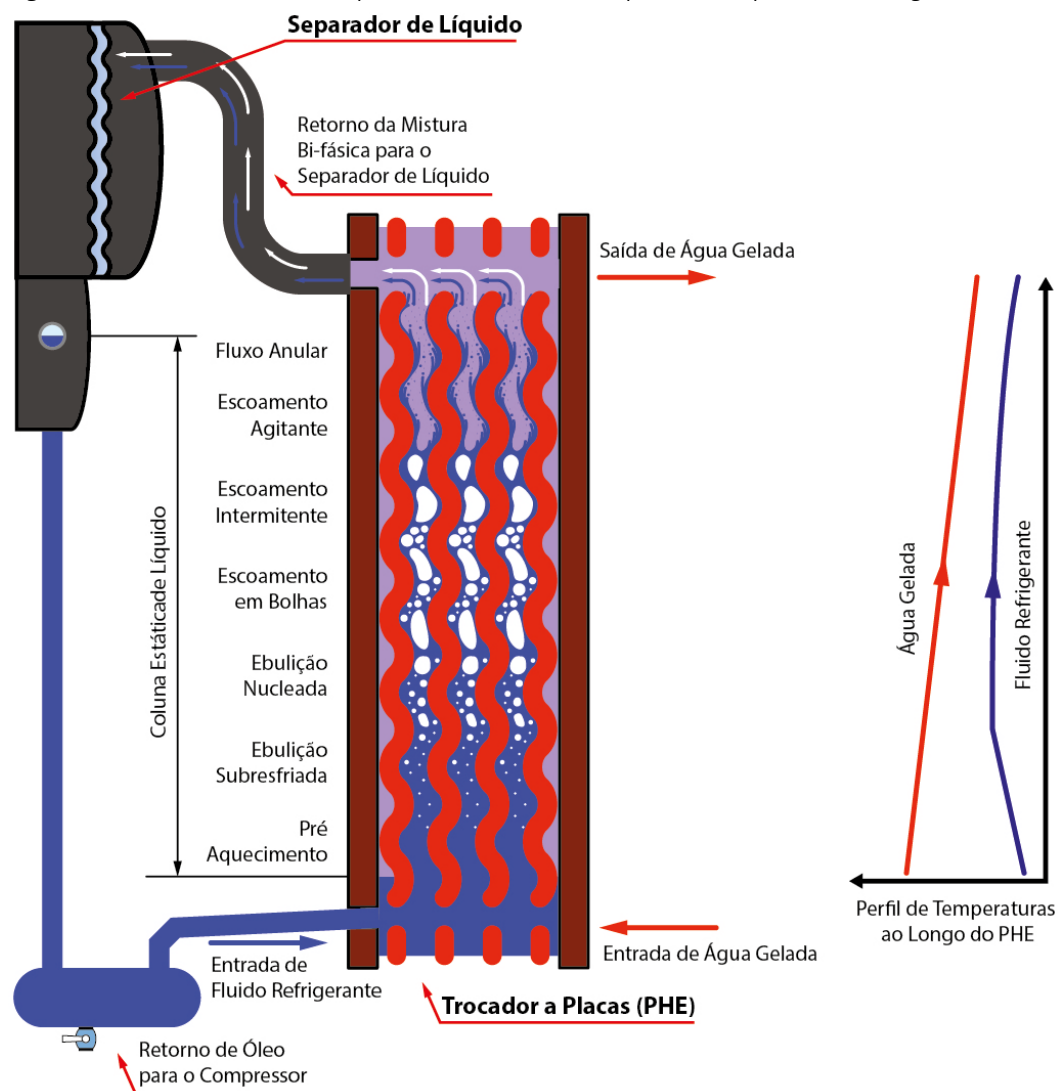
Com o separador de líquido acima da saída do EPHE, normalmente o título do vapor de fluido refrigerante varia de 0,70 a 0,85 nos trocadores com circulação natural por termo sifão. Em aplicações com circulação forçada através de bombas de fluido refrigerante líquido (em instalações industriais), o título na saída pode ser menor que 0,30.

A Figura 22 ilustra os detalhes do fluxo do fluido refrigerante em um EPHE.

Recentemente surgiu uma nova geração de evaporadores a placas que é do tipo *Shell-&-Plate*. Esses possuem as vantagens da alta eficácia e compacidade de um trocador a placas, porém com o feixe de placas montado no interior de um casco com o separador de líquido incorporado, como indicado na Figura 23, o que reduz ainda mais o volume total do conjunto formado por trocador e separador de líquido.

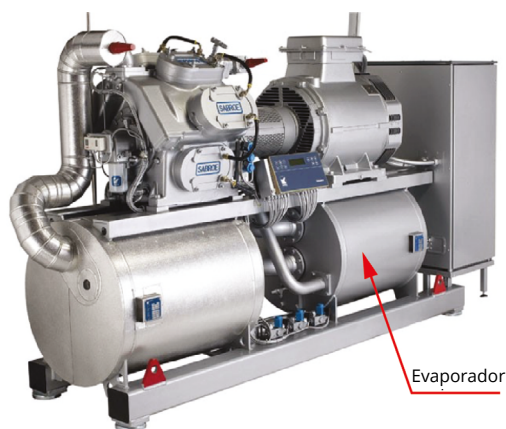
Uma limitação para a aplicação de evaporadores inundados ocorre quando se utiliza misturas (*blends*) zeotrópicas de fluidos refrigerantes (pertencente à série R-400 da classificação de fluidos refrigerantes

Figura 22 – Característica de um evaporador PHE inundado e os perfis de temperaturas ao longo do trocador



Fonte: STENHEDE, 2008.

Figura 23 – Evaporador *Shell-&-Tube* inundado



Fonte: Johnson Controls BE Ltda.

estabelecida pelo **ASHRAE Standard 34**), que são misturas de fluidos que nos processos de mudança de fase não se comportam como substância pura, ou seja, a temperatura inicial do processo de evaporação de cada um dos componentes (ponto de ebulição) será em função da pressão parcial de vapor de cada componente na mistura (resultante da fração molar). Assim, durante o processo de evaporação, há uma variação de temperatura – chamada de *glide* – que é a diferença de temperatura entre o final da evaporação (ponto de orvalho) do último componente da mistura a evaporar e o início da evaporação (ponto de ebulição) do primeiro componente da mistura a evaporar. No final do processo, para a evaporação completa do último componente da mistura, é necessário que os demais componentes já estejam na fase de vapor superaquecido, o que não é possível ocorrer em um evaporador inundado justamente porque no interior do evaporador o feixe de tubos está imerso em um banho de líquido (daí o nome inundado) e, enquanto houver líquido em uma mistura bifásica, não é possível haver vapor superaquecido.

Portanto, devido à característica da evaporação inundada, não é recomendada a aplicação desse tipo de evaporador em *Chillers* que utilizam *blends* zeotrópicos.

4.1.2 EVAPORADOR COM EXPANSÃO SECA

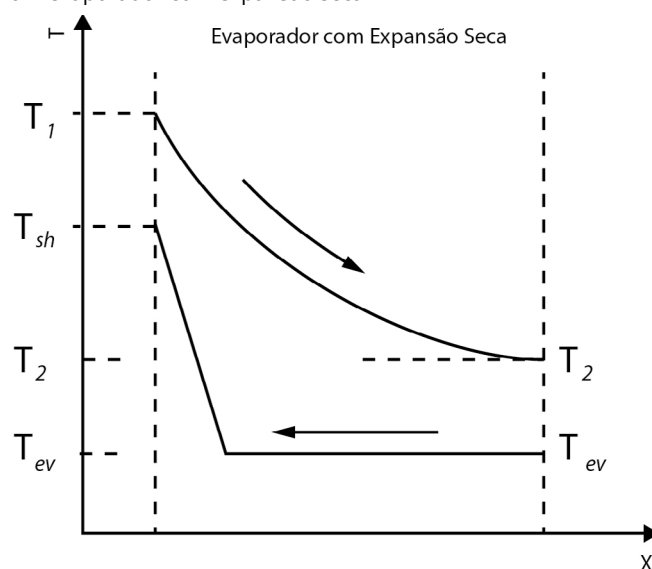
O evaporador com expansão seca não possui separador de líquido, o que pode resultar na diminuição do custo inicial de um *Chiller*. Porém, por causa do superaquecimento necessário para evitar um possível arraste de líquido para o compressor, o *approach* no evaporador tende a aumentar, o que resulta em COP menor no *Chiller*. A Figura 24 ilustra os perfis típicos das temperaturas ao longo do trocador de um evaporador com expansão seca.

Nos *Chillers* com evaporadores *Shell-&-Tube* de menor capacidade (até uma faixa de aproximadamente 800 kW para *Chillers* com água gelada), a opção com expansão seca pode resultar em um menor custo do equipamento. Porém, os evaporadores inundados proporcionam um COP de até 15% melhor.

Em evaporadores do tipo *Shell-&-Tube* com expansão seca, o fluido evapora circulando pelo interior dos tubos do trocador, enquanto que a água gelada (ou *brine*) é resfriada circulando no casco.

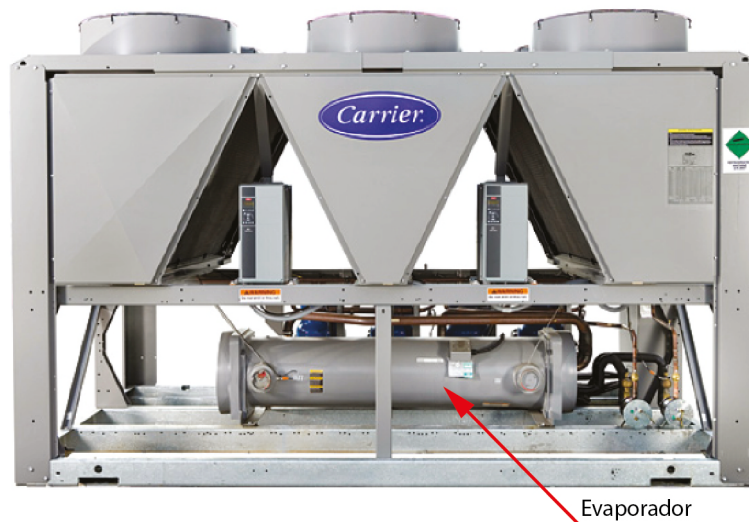
A Figura 25 ilustra um evaporador *Shell-&-Tube* com expansão seca em um *Chiller* com condensação a ar. Esta é a aplicação mais comum da aplicação de evaporadores com expansão seca.

Figura 24 – Perfis típicos de temperaturas ao longo do trocador em um evaporador com expansão seca



Fonte: Elaboração do autor.

Figura 25 – Evaporador *Shell-&Tube* com expansão seca (DX)



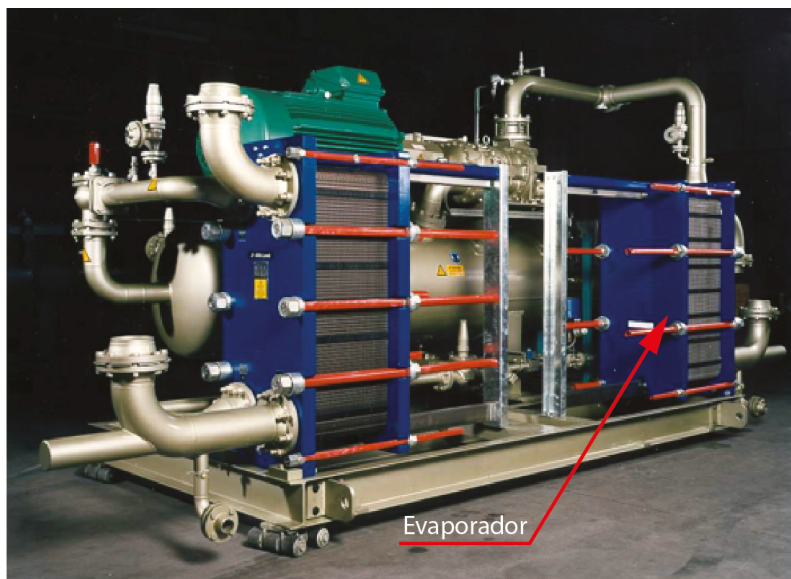
Fonte: Midea Carrier do Brasil Ltda.

A Figura 26 mostra um *Chiller* utilizando PHEs e evaporador com expansão seca. Apesar da eliminação do separador de líquido, a área de transferência de calor do EPHE é razoavelmente maior, o que normalmente torna mais elevado o custo total deste tipo de *Chiller* quando comparado com um *Chiller* com trocadores a placas e evaporador inundado com separador de líquido. Além disso, o COP típico de *Chillers* com PHEs com ex-

pansão seca também é menor que um *Chiller* com evaporador inundado.

Na Tabela 1 são apresentados valores típicos de coeficiente global de transferência de calor para diversos fluidos refrigerantes, nos tipos de evaporadores mais comuns aplicados em *Chillers* para resfriamento de água gelada, considerando as condições de operação padrão do **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.

Figura 26 – Evaporador a placas (EPHE) com expansão seca (DX)



Fonte: Mayekawa do Brasil Ltda.

Tabela 1 – Valores típicos de coeficiente global de transferência de calor em evaporadores para diversos fluidos refrigerantes

Evaporador	Shell-&-Tube	PHE	Shell-&-Plate	Shell-&-Tube
Tipo de Evaporação	Inundada	Inundada	Inundada	Expansão Seca
Fluido	Coeficiente Global de Transferência de Calor – W/m²K			
R-22	850 – 1.100	2.100 – 2.300	2.400 – 2.550	1.000 – 1.100
R-134a	800 – 1.000	2.100 – 2.300	2.300 – 2.400	900 – 1.000
R-404A	950 – 1.200	2.100 – 2.300	2.350 – 2.500	1.300 – 1.400
R-410A	1.050 – 1.300	2.200 – 2.400	2.650 – 2.800	1.500 – 1.600
R-290	900 – 1.100	2.100 – 2.300	2.000 – 2.200	1.100 – 1.200
R-1270	1.000 – 1.250	2.200 – 2.400	2.400 – 2.600	1.300 – 1.400
R-717	1.800 – 2.000	2.900 – 3.100	3.000 – 3.300	---

Fonte: Sabroe MatchMaster Program - COMP1 – ver 23.60A - 2015

Na Tabela 1 são apresentados valores típicos de coeficiente global de transferência de calor para diversos fluidos refrigerantes, nos tipos de evaporadores mais comuns aplicados em *Chillers* para resfriamento de água gelada, considerando as condições de operação padrão do **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.

Observação:

- ▶ O coeficiente global de transferência de calor se refere sempre ao lado do fluido refrigerante.
- ▶ Para cada tipo de evaporador, utilizou-se o mesmo equipamento, com a mesma capacidade, vazão de água gelada e temperaturas de entrada e saída, variando-se apenas o fluido refrigerante. Neste caso, houve variação de temperatura de evaporação para cada fluido.
- ▶ Nos evaporadores *Shell-&-Tube* com evaporação inundada, utilizou-se o mesmo trocador, com tubos de cobre aletados (*Wolverine Turbo-Chil*®) para todos os fluidos refrigerantes, exceto para a Amônia (R-717), que foi utilizado um trocador com tubos de aço carbono liso, porque a Amônia é incompatível com o cobre.
- ▶ Nos evaporadores *Shell-&-Tube* com expansão seca, utilizou-se tubos de cobre *Wolverine Microfin*®, com aletamento integral interno (*Microfin*) e externo (*Trufin*).

4.2 CONDENSADORES

4.2.1 CONDENSADOR A ÁGUA

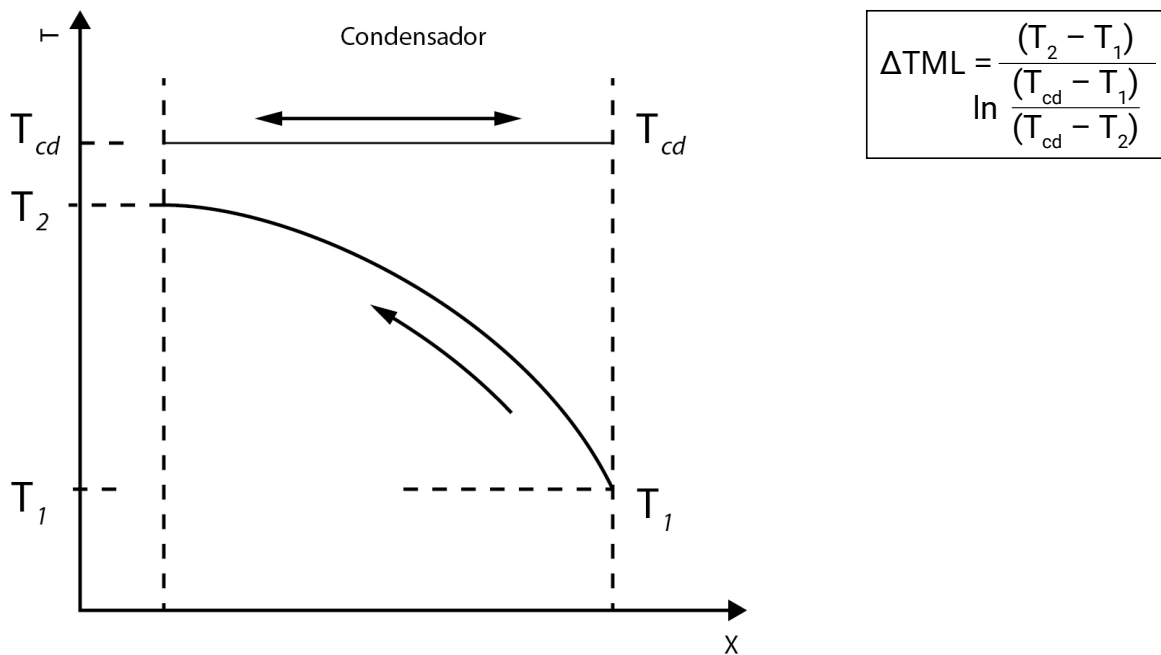
Os condensadores a água utilizam um circuito de água de resfriamento, que inclui um conjunto de bombas de recirculação e uma rede hidráulica. O fluxo de água quente, com o calor retirado dos condensadores, normalmente é resfriado em torres de resfriamento pelo ar externo, com a temperatura de bulbo úmido do ar sendo o nível primário de referência para resfriamento da água. A água resfriada segue das bacias das torres para a sucção das bombas, com recalque para a entrada dos condensadores dos *Chillers*.

Eventualmente se utiliza água de rio, de lago, água do mar, e até o solo em sistemas geotérmicos, o que pode aumentar a eficiência do sistema e praticamente eliminar o consumo de água (de reposição). Porém, há limitações para a viabilidade do uso destas fontes de resfriamento. No Brasil, as principais são as restrições das legislações ambientais.

Eventualmente se utilizam resfriadores de água a ar fechados ("*Dry Coolers*") ou torres de resfriamento de circuito fechado, com resfriamento evaporativo do lado do ar. Em climas muito frios se utilizam ainda soluções anticongelantes (tipicamente soluções de água e etileno glicol), porém não se aplicam no Brasil.

Os condensadores a água mais utilizados em *Chillers* são do tipo *Shell-&-Tube*, PHE e mais recentemente, os do tipo *Shell-&-Plate*.

Figura 27 – Perfis de temperaturas típicos ao longo do trocador em um condensador a água e a equação do ΔT_{ML}



Fonte: Elaboração do autor.

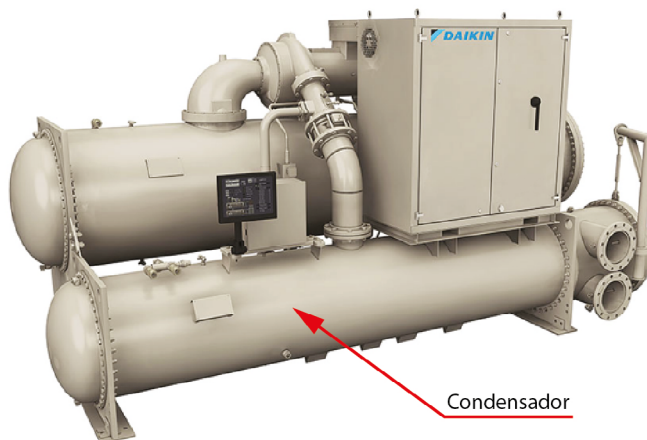
Em todos esses tipos de condensadores, o fluxo se dá por convecção natural, com filme descendente, com a entrada de vapor superaquecido do fluido refrigerante pela parte superior (no casco ou do feixe de placas no caso do PHE) e a saída do líquido na parte inferior. A Figura 27 ilustra o perfil típico de temperaturas ao longo de um condensador a água.

Normalmente há um pequeno sub-resfriamento na parte inferior do condensador, porém, para um sub-resfriamento efetivo, quando aplicável, utiliza-se um trocador de calor separado, com o fluxo de fluido refrigerante líquido após a saída do condensador. De outra forma, poderá haver um aumento do volume de líquido no fundo do condensador, o que pode resultar em aumento da temperatura de condensação e aumento da taxa de compressão no ciclo (diminuição no COP).

Os *Chillers* com condensação a água são mais eficientes que os *Chillers* com condensação a ar, mesmo considerando a potência absorvida nas bombas de água de resfriamento e nos ventiladores das torres de resfriamento. Em muitos

casos, mesmo considerando o custo final de operação, que inclui o consumo de água de reposição nas torres, ainda sim é menor que o custo operacional de um sistema com *Chillers* com condensação a ar. Mas durante um projeto, quando possível aplicar as duas alternativas, recomenda-se sempre a elaboração de uma análise rigorosa, considerando os custos

Figura 28 – Condensador *Shell-&-Tube*



Fonte: Daikin do Brasil Ltda.

no ciclo de vida (LCC), incluindo custos indiretos com manutenção dos equipamentos e do sistema, para a decisão final da aplicação de *Chillers* com condensação a água ou a ar.

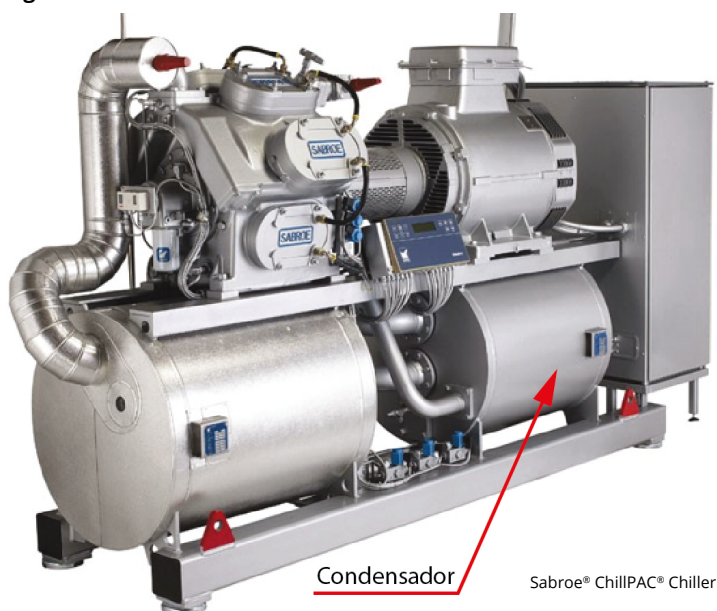
A Figura 28 ilustra um *Chiller* com condensador *Shell-&-Tube*, enquanto que a Figura 29 ilustra um *Chiller* com condensador a Placas (CPHE) e a Figura 30 um *Chiller* com condensador *Shell-&-Plate*.

Figura 29 – Condensador a placas (CPHE)



Fonte: Mayekawa do Brasil Ltda.

Figura 30 – Condensador *Shell-&-Plate*



Fonte: Johnson Controls BE Ltda.

4.2.2 CONDENSADOR A AR

Os condensadores a ar são expostos diretamente ao ar externo e o calor rejeitado é removido por meio de ventiladores, com a temperatura de bulbo seco do ar sendo o nível primário de referência para a condensação do fluido refrigerante.

Eventualmente se utilizam condensadores a ar com resfriamento adiabático complementar durante os períodos mais quentes, que é um sistema de aspersão de água diretamente sobre a superfície das serpentinas dos condensadores a ar. Nesta condição, a temperatura do ar diminui para próximo da temperatura de bulbo úmido.

Os condensadores a ar são compostos de um conjunto de serpentinas (normalmente em cobre) com aletamento externo. O fluido refrigerante condensa no interior nos tubos das serpentinas e um conjunto de ventiladores axiais, com alta velocidade, no topo dos *Chillers*, provoca o fluxo ascendente forçado do ar de resfriamento e a exaustão do ar após a remoção do calor rejeitado pelo ciclo de refrigeração.

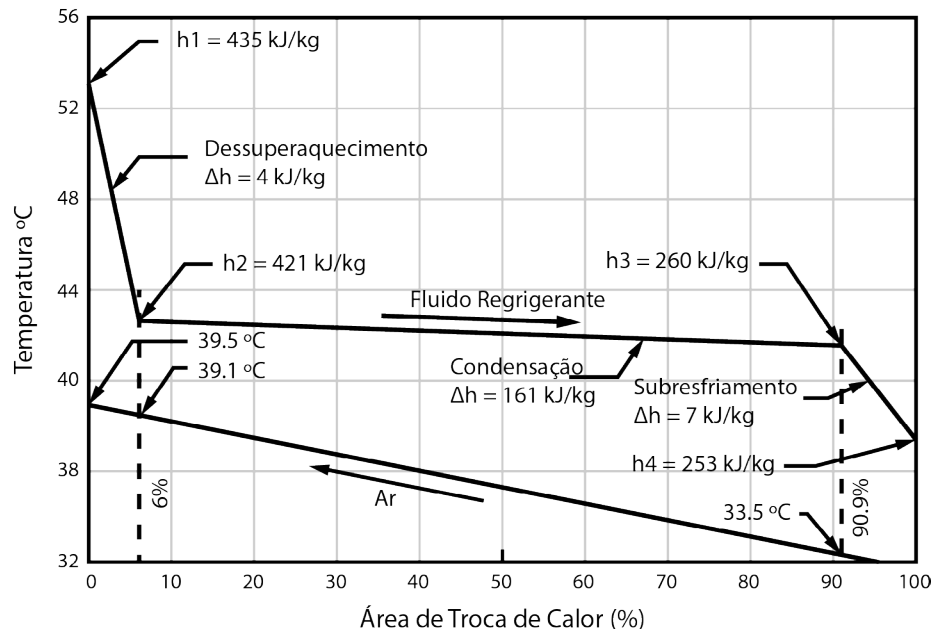
Figura 31 – Condensador *Shell-&-Tube*



Fonte: Daikin do Brasil Ltda.

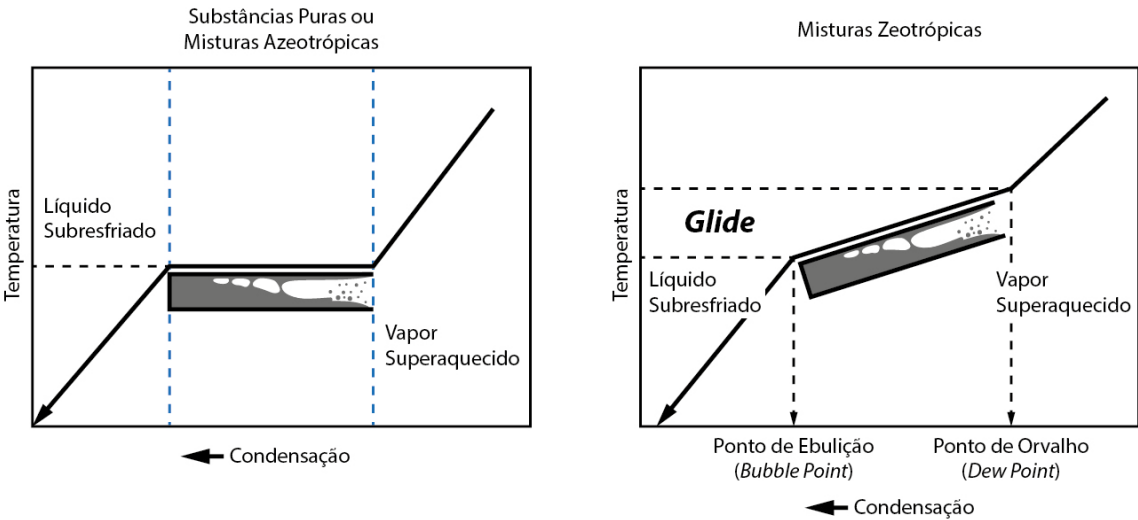
O fluxo do fluido refrigerante se dá por convecção natural, no interior dos tubos (em contracorrente com o fluxo de ar), com a entrada de vapor superaquecido pela parte superior e a saída do líquido na parte inferior das serpentinas. Devido a um maior diferencial de temperatura entre a entrada de ar e a temperatura de condensação, e a característica do fluxo do fluido

Figura 32 – Perfis reais de temperatura e variação de entalpia em um condensador a ar, utilizando R-134a



Fonte: ASHRAE, 2016.

Figura 33 – Comparação dos perfis de temperatura durante a condensação entre um fluido refrigerante do tipo substância pura e um blend zeotrópico em um condensador a ar



Fonte: Sabroe MatchMaster Program - Refrig – ver 23.60A - 2015.

refrigerante no interior dos tubos, é possível obter um sub-resfriamento maior (entre 3 °C e 6 °C, dependendo do fluido e das características do condensador).

A Figura 32 ilustra os perfis de temperatura ao longo do trocador de um condensador a ar, onde é possível verificar a perda de pressão no lado do fluido refrigerante no condensador, que é outro fator que pode prejudicar o desempenho do ciclo de refrigeração em *Chillers* com condensação a ar. Em alguns casos, pode atingir o equivalente a 3 °C na temperatura de condensação (dependendo do fluido refrigerante) e uma diminuição no COP de até 10%.

Quanto aos *blends* de fluidos refrigerantes zeotrópicos, aqueles que possuem maior “*glide*” produzem um impacto negativo ainda maior no desempenho do ciclo por causa do diferencial de temperatura durante a condensação, conforme ilustrado na Figura 33.

A Tabela 2 mostra uma comparação entre os valores de glide de alguns *blends* zeotrópicos utilizados em *Chillers*, considerando a temperatura de ponto de orvalho (*dew point*) de 43°C.

Tabela 2 – *Glide* de vários *blends* zeotrópicos em processo de condensação para a temperatura de ponto de orvalho de 43° C

Fluido	Pressão de Condensação	Ponto de Orvalho (<i>Dew Point</i>)	Temperatura Final (<i>Bubble Point</i>)	Glide
	kPa abs	°C	°C	°C
R-404A (HFC)	1.847	43,0	42,7	0,3
R-407C (HFC)	1.565		38,1	4,9
R-410A (HFC)	2.500		42,8	0,2
R-422D (HFC)	1.575		40,6	2,4
R-450A (HFO)	857		42,2	0,8
R-425B (HFO)	2.334		41,7	1,3
R-454B (HFO)	2.302		41,6	1,4

Fonte: Sabroe MatchMaster Program - Refrig – ver 23.60A - 2015.

Na Tabela 3 são apresentados valores típicos de coeficiente global de transferência de calor para diversos fluidos refrigerantes, nos tipos de condensadores mais comuns aplicados em *Chillers*, considerando as condições de operação padrão do **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.

Observação:

- ▶ Nos condensadores a água, o coeficiente global de transferência de calor se refere ao lado do fluido refrigerante. No condensador a ar o coeficiente global se refere ao lado do ar.
- ▶ Para cada tipo de condensador utilizou-se o mesmo equipamento, com a mesma capacidade, vazão de água gelada e temperaturas de entrada

e saída, variando-se apenas o fluido refrigerante. Neste caso, houve variação de temperatura de evaporação para cada fluido.

- ▶ Nos condensadores *Shell-&Tube*, utilizou-se o mesmo trocador, com tubos de cobre aletados (*Wolverine Turbo-Chil®*) para todos os fluidos refrigerantes, exceto para a Amônia (R-717), que foi utilizado um trocador com tubos de aço carbono liso.
- ▶ Nos condensadores a ar aparecem os resultados com serpentinas em tubos de cobre (*MF - Wolverine Microfin®*) e aletas de alumínio e condensadores em alumínio do tipo micro canais (MC). Para Amônia (R-717) foi utilizado apenas o tipo com micro canais, em alumínio.

Tabela 3 – Valores típicos de coeficiente global de transferência de calor em condensadores para diversos fluidos refrigerantes

Condensador	Shell-&Tube	PHE	Shell-&Plate	Shell-&Tube
Tipo de Condensação	a Água	a Água	a Água	a Ar
Fluido	Coeficiente Global de Transferência de Calor - W/m²K			
R-22	1.400 – 1.600	2.000 – 2.200	1.400 – 1.500	60 – 80 (MF) 100 – 120 (MC)
R-134a	1.500 – 1.700	2.200 – 2.400	1.500 – 1.600	
R-404A	1.300 – 1.450	2.100 – 2.300	1.300 – 1.400	
R-410A	1.600 – 1.700	2.500 – 2.700	1.700 – 1.800	
R-290	1.400 – 1.600	2.400 – 2.600	1.200 – 1.300	
R-1270	1.500 – 1.700	2.300 – 2.500	1.500 – 1.600	
R-717	2.000 – 2.200	4.200 – 4.400	2.600 – 2.700	160 – 200 (MC)

Fontes: Sabroe MatchMaster Program - COMP1 – ver 23.60A – 2015
Hrnjak, P., Microchannel Heat Exchangers as a Design Option for Charge Minimization on NH3 and HC Systems – 2002.



5 CONCEITOS DE EFICIÊNCIA LIGADOS AOS ASPECTOS DA REFRIGERAÇÃO

5.1 COP

O COP (do inglês *Coefficient Of Performance* – coeficiente de desempenho) de um *Chiller* com ciclo de compressão de vapor, em termos práticos, é a relação entre a capacidade de resfriamento do *Chiller* e a potência absorvida pelos motores dos seus componentes. O COP é uma relação de potência térmica sobre a potência motriz, e é aplicada no Sistema Internacional de Unidades (SI), com ambos os termos expressos em unidade de potência (normalmente em kW). O resultado é um número adimensional, porém, é comum expressar em kW/kW ou ainda em kWt/kWe para indicar a qualidade das potências na relação (térmica/ elétrica).

Para *Chillers* com condensação a água, a equação é a seguinte:

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}}$$

Para *Chillers* com condensação a ar convencionou-se incluir a potência dos motores dos ventiladores do condensador, porque os motores fazem parte da unidade (mesmo *skid*). A equação fica da seguinte forma:

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{(W_{cp} + W_{vent})}$$

Onde:

- ▶ Q_{ev} – Capacidade de resfriamento (em kW).
- ▶ W_{cp} – Potência absorvida no eixo do compressor, resultante do processo de Compressão (em kW).
- ▶ W_{vent} – Potência absorvida no eixo dos ventiladores do condensador a ar, resultante do processo de rejeição de calor para o ar (em kW).

O valor da capacidade é obtido da equação do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração (ver item

3.1.1) ou (mais comum) da equação do líquido de processo a ser resfriado, como indicado a seguir:

$$Q_{ev} = m_{liq} \cdot c_{p,liq} \cdot (t_{ent} - t_{sai})_{liq}$$

Nos *Chillers* com ciclo de absorção, a equação do COP indica a relação entre a capacidade de resfriamento e a potência (calor) de geração somada à potência de bombeamento da solução (ver itens 3.2.3 e 3.2.4):

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{(Q_{ger} + W_{bomba})}$$

Apesar de o COP ser o índice de verificação de eficiência energética de um *Chiller*, pode-se observar pelas três equações apresentadas que não se deve fazer comparação de eficiência energética de *Chillers* de diferentes tipos (conforme citado acima) utilizando apenas o COP.

Na comparação de COP entre *Chillers* com condensação a água e condensação a ar seria necessário incluir na equação do COP dos *Chillers* com condensação a água a potência absorvida pelo motor da bomba de água de resfriamento (BAC) e a potência absorvida do motor do ventilador da torre de resfriamento (quando houver). Assim, para uma comparação efetiva, a equação a ser utilizada nos *Chillers* com condensação a água seria a seguinte:

$$\text{COP}_{CD \text{ ÁGUA}} = \frac{Q_{ev}}{(W_{cp} + W_{BAC} + W_{ventTR})}$$

No entanto, os valores de potência do motor da BAC e do ventilador da torre de resfriamento dependerão das características do circuito de água de resfriamento, das condições do ar externo e da BAC e da torre a serem selecionados, elementos que não fazem parte do escopo do fabricante do *Chiller*.

Já a comparação de COP entre *Chillers* com ciclo de compressão a vapor, com acionamento elétrico e *Chillers* com ciclo de absorção, recomenda-se uma análise da matriz energética considerando a fonte

primária de geração de energia elétrica. Mas isto pode ser bem complicado. Na prática, não se deve comparar os COPs dos *Chillers* com acionamento elétrico e *Chillers* que utilizam outras fontes motrizes (mesmo para *Chillers* com ciclo de compressão a vapor), pois o resumo final da análise da eficiência energética está ligado diretamente aos gastos com o consumo de energia. Como o custo da energia elétrica (e todo modelo tarifário) é totalmente diferente dos custos das outras fontes de energia para acionamento de um *Chiller*, de nada adianta comparar apenas os valores de COP.

Para ilustrar, o **IESNA/ANSI/ASHRAE Standard 90.1 2013** estabelece que o COP mínimo requerido para um *Chiller* com compressor centrífugo, com condensação a água, com capacidade igual ou superior a 2110 kW, é de 6,280 (*Path A*), enquanto que para um *Chiller* com ciclo de absorção, de simples efeito, com condensação a água, o COP mínimo é de **0,700**. Neste caso, apesar do COP do *Chiller* com compressor centrífugo ser quase nove vezes mais eficiente que o COP do *Chiller* com ciclo de absorção, se a fonte de calor do *Chiller* com ciclo de absorção for o rejeito de calor de outro processo (ex. gases de exaustão de turbina ou gerador, ou condensado de processos de aquecimento que utilizam vapor d'água), com custo próximo a zero, ainda assim, o *Chiller* com ciclo de absorção pode ser a melhor solução para aquela aplicação devido aos custos operacionais reduzidos.

Portanto, o COP, apesar de ser um item muito importante na análise de custos operacionais de *Chillers*, não é possível apenas comparar os valores numéricos quando se trata de *Chillers* com características muito distintas. No item 1.3 do volume III, é apresentado um estudo comparativo de custos operacionais de diferentes tipos de *Chillers*.

Outros índices muito utilizados para a eficiência energética na aplicação de *Chillers* são baseados no Sistema I-P de Unidades (sistema americano).

Para *Chillers* com condensação a água, utiliza-se a relação kW/ton, dada pela seguinte equação:

$$\text{kW/ton} = \frac{W_{cp}}{Q_{ev}}$$

Onde:

- ▶ **W_{cp}** – Potência absorvida no eixo do compressor, resultante do processo de Compressão (em kW).

- ▶ **Q_{ev}** – Capacidade de resfriamento (em ton).

Observação:

- ▶ Neste caso, além de utilizar uma unidade de medida do Sistema I-P para a capacidade de resfriamento, a relação kW/ton é inversa à relação utilizada na definição do COP.
- ▶ A notação correta para a unidade de medida “toneladas de refrigeração” é **ton** (conforme definido na notação do Sistema I-P) e não **TR** ou **tr**, que é a notação mais comum aplicada para essa grandeza no Brasil.
- ▶ A unidade de medida **ton** é originária do conceito sobre a quantidade de calor necessária para fundir (mudança de estado sólido para líquido) uma tonelada “americana”, ou *short ton* (2000 pounds = 907.18 kg), de gelo, em um período de 24 horas.

Para *Chillers* com condensação a ar, utiliza-se a relação EER (do inglês, *Energy Efficiency Ratio* – relação de eficiência energética), dada pela seguinte equação.

$$\text{EER} = \frac{Q_{ev}}{(W_{cp} + W_{vent})}$$

Onde:

- ▶ **Q_{ev}** – Capacidade de resfriamento (em Btu/h).
- ▶ **W_{cp}** – Potência absorvida no eixo do compressor, resultante do processo de compressão (em W).
- ▶ **W_{vent}** – Potência absorvida no eixo dos ventiladores do condensador a ar, resultante do processo de rejeição de calor para o ar (em W).

Portanto, a unidade de medida para a relação EER é BTU/Wh.

Em aplicações de equipamentos como Bomba de Calor, em que a finalidade é o aquecimento de água (ou brine), a relação do COP é modificada, pois o objetivo final do equipamento é a utilização do ciclo para aquecimento, ou seja, o que interessa é o calor trocado no condensador. Neste caso, a rejeição de “frio” ocorre no evaporador. Portanto, em Bombas de Calor, a relação de COP no SI é a seguinte:

$$\text{COP} = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}}$$

Onde:

- ▶ Q_{cd} – Capacidade de aquecimento (em kW) – calor trocado no condensador.
- ▶ W_{cp} – Potência absorvida no eixo do compressor, resultante do processo de Compressão (em kW).

Pode-se verificar que, para um determinado modelo de equipamento, com o mesmo fluido refrigerante, operando no mesmo regime (mesmas temperaturas de evaporação e condensação do ciclo e mesmos valores de superaquecimento e sub-resfriamento), o COP do equipamento operando como Bomba de Calor será maior que o COP deste operando como *Chiller*.

Quando for possível aplicar o mesmo equipamento para processos distintos de resfriamento e aquecimento, porém de maneira simultânea (*Chiller* e Bomba de Calor), como por exemplo, em um centro de natação, onde o evaporador é utilizado no processo de resfriamento para a climatização dos ambientes e o condensador é utilizado para o processo de aquecimento da água da piscina, a equação do COP no SI será a seguinte:

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev} + Q_{cd}}{W_{cp}}$$

Onde:

- ▶ Q_{ev} – Capacidade de resfriamento (em kW) – calor trocado no evaporador.
- ▶ Q_{cd} – Capacidade de aquecimento (em kW) – calor trocado no condensador.
- ▶ W_{cp} – Potência absorvida no eixo do compressor, resultante do processo de Compressão (em kW).

Observação:

- ▶ Caso a parcela de aquecimento do processo não seja 100% do calor rejeitado no condensador (ex. *Chillers* com dois condensadores, um para o processo de aquecimento e o outro para o res-

tante do calor rejeitado, a ser resfriado com água de torre de resfriamento), para o cálculo do COP na equação anterior, o valor de Q_{cd} deve ser apenas o valor da parcela utilizada para o processo de aquecimento.

- ▶ Em Bombas de Calor que utilizam como fonte de “rejeição de frio” a água de resfriamento oriunda de outro processo (como por exemplo, da rejeição de calor de outro *Chiller*), para o cálculo do COP deve-se utilizar apenas a relação Q_{cd}/W_{cp} . O eventual impacto do resfriamento “gratuito” da água de resfriamento deverá ser aplicado na análise energética do outro processo. Por exemplo, caso se utilize a água de resfriamento após a saída das torres de resfriamento como fonte fria para a Bomba de Calor, o *Chiller* do outro processo terá o benefício de operar com a água de resfriamento na entrada do condensador em uma temperatura mais baixa, o que pode melhorar o seu COP. Caso se utilize a água de retorno dos *Chillers*, o COP da Bomba de Calor será melhor e a torre de resfriamento do processo do *Chiller* terá menor potência absorvida pelos motores dos ventiladores.

5.2 IPLV

O índice **IPLV** (do inglês, *Integrated Part Load Value* – valor integrado de carga parcial) é definido pelo **ANSI/AHRI Standard 550/590 (IP)** e **AHRI Standard 551/591 (SI)** como o valor que expressa a eficiência de um *Chiller*, considerando não apenas o seu desempenho em 100% de carga, mas a média ponderada considerando a sua operação em cargas parciais ao longo do ano. A equação do IPLV é expressa conforme a seguir:

$$\text{IPLV} = \frac{1}{\left[\frac{0,01}{A} + \frac{0,42}{B} + \frac{0,45}{C} + \frac{0,12}{D} \right]}$$

Onde:

- ▶ **A** – É o valor da eficiência energética do *Chiller* (expressa em kW/ton), operando em 100% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.
- ▶ **B** – É o valor da eficiência energética do *Chiller* (expressa em kW/ton), operando em 75% de

carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.

- ▶ **C** – É o valor da eficiência energética do *Chiller* (expressa em kW/ton), operando em 50% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.
- ▶ **D** – É o valor da eficiência energética do *Chiller* (expressa em kW/ton), operando em 25% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**.

A interpretação dos fatores de divisão aplicados aos valores de eficiência energética do *Chiller* em cada condição de carga é a seguinte:

- ▶ **0,01** – O *Chiller* opera em 100% de carga durante apenas 1% do tempo de operação ao longo do ano.
- ▶ **0,42** – O *Chiller* opera em 75% de carga durante 42% do tempo de operação ao longo do ano.

- ▶ **0,45** – O *Chiller* opera em 50% de carga durante 45% do tempo de operação ao longo do ano.

- ▶ **0,12** – O *Chiller* opera em 25% de carga durante 12% do tempo de operação ao longo do ano.

Os fatores foram obtidos a partir de um estudo baseado em dados climáticos da média ponderada das 29 cidades que totalizaram 80% (em capacidade) das vendas de *Chillers* nos EUA, no período de 1967 a 1992, considerando dois diferentes perfis de operação semanal (24/7 – 24 horas por dia durante sete dias por semana e 12/5 – doze horas por dia durante cinco dias por semana), cada um deles em operação com ou sem ciclo economizador para temperatura do ar externo abaixo de 55 °F (12,8 °C), totalizando quatro grupos.

As condições para o selecionamento do *Chiller* em cada condição de carga são diferentes e especificadas no **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**, conforme as Tabelas 4 e 5.

Tabela 4 – Condições do **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015** para selecionamento de *Chiller* com condensação a água

Evaporador					
Temperatura de Saída de Água Gelada	Todas as Condições	°F	44	°C	6,67
Vazão de Água Gelada		gpm/ton	2,4	L/s/kW	0,04305
Fator de Incrustação		h.ft².°F/Btu	0,0001	m².K/kW	0,0176
Condensador					
Temperatura de Entrada de Água de Resfriamento	100%	°F	85	°C	29,44
	75%	°F	75	°C	23,89
	50%	°F	65	°C	18,33
	25%	°F	65	°C	18,33
Vazão de Água de Resfriamento	Todas as Condições	gpm/ton	3,0	L/s/kW	0,05382
Fator de Incrustação		h.ft².°F/Btu	0,00025	m².K/kW	0,0440

Fonte: Elaboração do autor.

Tabela 5 – Condições do **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015** para selecionamento de *Chiller* com condensação a ar

Evaporador					
Temperatura de Saída de Água Gelada	Todas as Condições	°F	44	°C	6,67
Vazão de Água Gelada		gpm/ton	2,4	L/s/kW	0,04305
Fator de Incrustação		h.ft².°F/Btu	0,0001	m².K/kW	0,0176
Condensador					
Temperatura de Entrada de Ar (Bulbo Seco)	100%	°F	95	°C	35,00
	75%	°F	80	°C	26,67
	50%	°F	65	°C	18,33
	25%	°F	55	°C	12,78
Fator de Incrustação	Todas as Condições	h.ft².°F/Btu	0	m².K/kW	0

Fonte: Elaboração do autor.

Tomando como exemplo a Tabela 4 para *Chillers* com condensação a água, verifica-se que:

- ▶ O valor da eficiência energética a ser obtida com o *Chiller* operando em 100% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**, deverá utilizar a temperatura de água no condensador igual a 85 °F (29,44 °C) – temperatura máxima.
- ▶ O valor da eficiência energética a ser obtida com o *Chiller* operando em 75% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**, deverá utilizar a temperatura de água no condensador igual a 75 °F (23,89 °C).
- ▶ O valor da eficiência energética a ser obtida com o *Chiller* operando em 50% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**, deverá utilizar a temperatura de água no condensador igual a 65 °F (18,33 °C).
- ▶ O valor da eficiência energética a ser obtida com o *Chiller* operando em 25% de carga, nas condições definidas pelo **AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**, deverá utilizar a temperatura de água no condensador igual a 65 °F (18,33 °C).

Isto porque se considera que em cargas parciais, as condições do ar exterior serão mais amenas. Portanto, quanto menor a carga, mais baixas serão a temperatura de bulbo úmido do ar (referência para *Chillers* com condensação a água) e a temperatura de bulbo seco do ar (referência para *Chillers* com condensação a ar) ao longo do ano.

Os limites de 18,3 °C para a temperatura de entrada de água de resfriamento (condensação a água) e 12,8 °C para o ar externo (condensação a ar) seriam os limites mínimos de operação dos equipamentos.

Na prática, esses limites não são aplicáveis aos equipamentos. A maioria dos *Chillers* com compressores centrífugos permitem a operação com temperaturas de água de resfriamento bem mais baixas (dependendo do clima).

Por outro lado, muitos *Chillers* com evaporadores de expansão seca não permitem uma grande variação da pressão de condensação (por limitação da válvula de expansão). Em *Chillers* com compressores do tipo parafuso, recíproco ou *scroll*, com evaporadores inundados, pode haver ainda a limitação de

temperatura de condensação para evitar o arraste de óleo excessivo para o evaporador.

Nos dois casos, em *Chillers* com condensação a água, poderá haver um limite da temperatura de entrada de água de resfriamento superior a 18,3 °C. Em *Chillers* com condensação a ar, não é possível limitar a temperatura do ar externo. Neste caso, as limitações da pressão de condensação ocorrerão pela diminuição da vazão do ar de resfriamento dos condensadores (com o desligamento de ventiladores ou redução da frequência, quando estes utilizarem inversores de frequência).

Uma observação muito importante sobre o IPLV é que, atualmente, há duas normas:

- **ANSI/AHRI Standard 550/590 (I-P) 2015** – *Performance Rating of Water-Chilling and Heat*

Pump Water-Heating Packages using the Vapor Compression Cycle.

- **ANSI/AHRI Standard 551/591 (SI) 2015** – *Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages using the Vapor Compression Cycle.*

Aqui não se trata meramente de conversão de unidades (conforme indicado nas tabelas anteriores do Standard 550/590), pois os valores utilizados no Standard 551/591 são diferentes. As Tabelas 6 e 7 indicam os valores a serem aplicados para o IPLV.SI, em *Chiller* calculados com base no **AHRI Standard 551/591 (SI) 2015**.

Tabela 6 – Condições do **AHRI Standard 551/591 (SI) 2015** para selecionamento de *Chiller* com condensação a água

Evaporador			
Temperatura de Entrada de Água Gelada	100% de Carga	°C	12,0
Temperatura de Saída de Água Gelada	Todas as Condições	°C	7,0
Vazão de Água Gelada		L/s/kW	Fixa*
Fator de Incrustação		m².K/kW	0,0180
Condensador			
Temperatura de Entrada de Água de Resfriamento	100%	°C	30,0
	75%	°C	24,5
	50%	°C	19,0
	25%	°C	19,0
Temperatura de Saída de Água de Resfriamento	100% de Carga	°C	35,0
Vazão de Água de Resfriamento	Todas as Condições	L/s/kW	Fixa*
Fator de Incrustação		m².K/kW	0,0440

Fonte: Elaboração do autor.

Tabela 7 – Condições do **AHRI Standard 551/591 (SI) 2015** para selecionamento de *Chiller* com condensação a ar

Evaporador			
Temperatura de Entrada de Água Gelada	100% de Carga	°C	12,0
Temperatura de Saída de Água Gelada	Todas as Condições	°C	7,0
Vazão de Água Gelada		L/s/kW	Fixa*
Fator de Incrustação		m².K/kW	0,018
Condensador			
Temperatura de Entrada de Ar (Bulbo Seco)	100%	°C	35,0
	75%	°C	27,0
	50%	°C	19,0
	25%	°C	13,0
Fator de Incrustação	Todas as Condições	m².K/kW	0,0

Fonte: Elaboração do autor.

Comparando com as tabelas do **AHRI Standard 550/590 (I-P)** pode-se verificar pequenas diferenças, mas que resultam em valores de IPLV diferentes. Percebe-se ainda que no **AHRI Standard 551/591 (SI)**, é fixo o $\Delta T = 5,0$ °C na água gelada e na água de resfriamento para o cálculo da carga plena (100%). Neste caso, as vazões resultantes de água gelada e de água de resfriamento são mantidas constantes nos cálculos de cargas parciais. No caso do **AHRI Standard 550/590 (I-P)**, a relação vazão/capacidade (em gpm/ton) é que é mantida constante para todas as cargas. Isto também gera pequenas diferenças no resultado final do IPLV.

Portanto, a partir de 2015, de acordo com os AHRI Standards, os índices passaram a ser indicados da seguinte forma:

- ▶ **ANSI/AHRI Standard 550/590 (I-P) – IPLV.IP ou NPLV.IP**
- ▶ **ANSI/AHRI Standard 551/591 (SI) – IPLV.SI ou NPLV.SI**

Para o cálculo do IPLV.SI, considera-se os mesmos fatores de cargas parciais, porém, uma vez que o COP tem relação inversa ao kW/ton, a equação a ser utilizada será a seguinte:

$$\text{IPLV.SI} = 0,01 \cdot A + 0,42 \cdot B + 0,45 \cdot C + 0,12 \cdot D$$

A partir das versões distintas dessas normas, o **ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1** também passou a ter diferentes valores de requisitos mínimos de eficiência energética para os *Chillers*, entre a versão I-P e a versão SI. No item 1.3 do Volume II, são apresentadas algumas comparações de valores. No Brasil, é mais comum utilizar como referência para os projetos de ar condicionado as condições de operação do **ANSI/AHRI Standard 550/590 (I-P)**. Porém, a partir da versão 2017 do Programa Brasileiro de Etiquetagem para Edifícios – PBE Edifica, são utilizadas as condições de operação de referência do **ANSI/AHRI Standard 551/591 (SI)**. Neste manual, quando se

tratar de um caso genérico, adota-se apenas o **ANSI/AHRI Standard 550/590** por ser a versão original.

Algumas particularidades importantes sobre o **ANSI/AHRI Standard 550/590**:

- ▶ Essa norma se refere a testes em fábrica, em bancadas de testes certificadas pelo AHRI. Os resultados servem apenas para comparação genérica de equipamentos, como padrão de referência comparativo;
- ▶ Praticamente é impossível realizar em campo (na instalação) os testes dessa norma, pelos seguintes fatos:
 - ▷ A instalação em campo não é certificada pelo AHRI. Portanto, tais testes não seriam reconhecidos pelo AHRI;
 - ▷ É muito difícil obter as condições de teste no campo;

Para testes de campo recomenda-se utilizar o **ASHRAE Standard 30-1995**, que é utilizado pelo **ANSI/AHRI Standard 550/590** como metodologia de teste e o **ASHRAE Standard 184-2016**, que é específico para testes de *Chillers* em campo;

- ▶ O IPLV se refere apenas a um *Chiller*. Em uma instalação com vários *Chillers* a sua aplicabilidade seria muito diferente. Por exemplo, em uma instalação com quatro *Chillers*, a condição de 50% de carga não seria para os quatro *Chillers* operando em 50% de carga, mas sim dois *Chillers* operando em 100% de carga. Neste caso, não é possível fazer uma correlação simples, utilizando o valor de COP obtido para os *Chillers* com 100% de carga, pois a temperatura de entrada de água de resfriamento considerada no cálculo do IPLV foi de 29,4 °C e com carga parcial, esta temperatura será menor. Também não seria possível considerar o *Chiller* operando com 100% de carga e a temperatura de entrada de água de resfriamento a 18,3 °C, pois a norma não apresenta nenhuma base para este tipo de cálculo.

O **ANSI/AHRI Standard 550/590** se aplica a *Chillers* para resfriamento de água, Bombas de Calor

para aquecimento de água e *Chillers* com recuperadores de calor, todos esses utilizando apenas o ciclo de compressão a vapor. Para *Chillers* e Bombas de Calor com ciclo de absorção, deve ser aplicado o **ANSI/AHRI Standard 560-2000 – Absorption Water Chilling and Water Heating Packages**.

No website do AHRI – Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute – é possível fazer o download grátis de todos os AHRI Standards².

5.3 NPLV

O NPLV é referido pelos **AHRI Standard 550/590 (I-P)** e **AHRI Standard 551/591 (SI)** como o valor de carga parcial fora do padrão (do inglês, *Non-Standard Part Load Value*), ou seja, para condições de operação de projeto diferentes das apresentadas para o cálculo do IPLV, que são as condições padrão. No entanto, o NPLV ainda respeita alguns limites definidos por estas normas, com alguns exemplos conforme indicados na Tabela 8.

De acordo com o **AHRI Standard 550/590**, o índice NPLV não pode ser aplicado a *Chillers* com condensação a ar ou *Chillers* com condensadores evaporativos.

5.4 SPLV

Conforme pode ser verificado no item 5.2, o IPLV não representa nenhuma instalação real, pelas seguintes principais razões:

- ▶ O IPLV é a média de 29 cidades e a média de quatro perfis de operação de uma instalação. Por ser a média, não representa nenhuma cidade e nenhum perfil de operação;
- ▶ O IPLV se refere a apenas um *Chiller* em operação durante o ano inteiro. Instalações concebidas para operar com apenas um *Chiller* são raras;
- ▶ As condições de temperatura de água de resfriamento em carga parcial não representam o perfil de operação da maioria dos *Chillers* existentes no mercado.

A partir dessas limitações, surgiu o conceito do SPLV (do inglês, *System Part Load Value* – valor de

² Disponível em: <<http://www.ahrinet.org/search-standards.aspx>>. Acesso em: 02 jun. 2017.

carga parcial do sistema), que é a média ponderada da eficiência energética em cargas parciais de uma instalação real, com vários *Chillers*, com perfil de operação específico, em função das características do projeto e dos horários de funcionamento do sistema, em uma determinada localidade, com suas condições climáticas próprias ao longo do ano.

No SPLV é possível ainda incluir os demais equipamentos envolvidos, tais como bombas de água gelada e de água de resfriamento, ventiladores de torres de resfriamento e até ventiladores dos condicionadores de ar, o que permite executar uma análise mais abrangente da eficiência energética do sistema. Ainda pode ser incluído o impacto de algumas otimizações no projeto, como a aplicação de ciclo economizador, rodas entálpicas e as considerações específicas do sistema de controle e automação sobre o funcionamento do sistema de ar condicionado.

Com o aumento da complexidade da análise de desempenho de um sistema de ar condicionado, os melhores resultados são obtidos por meio de softwares de simulação do desempenho energético de todo edifício, porém é essencial a correta aplicação

das condições de operação e desempenho dos equipamentos ao longo do ano, principalmente para os *Chillers* por serem os equipamentos de maior consumo de energia em um edifício.

Porém, para uma análise de desempenho bem mais simples que a simulação energética do edifício e mais real que a mera aplicação do IPLV de um *Chiller* para todo sistema de água gelada, o SPLV pode ser o método mais efetivo para se obter resultados consistentes durante a fase de projeto e servir de referência para análise do desempenho real do sistema de água gelada por meio de um programa de monitoração e verificação de desempenho ao longo da operação.

Para o cálculo do SPLV, são necessárias as seguintes informações:

- ▶ Dados climáticos do local da instalação – já estão disponíveis os arquivos de dados climáticos de 411 cidades brasileiras, no website Climate.OneBuilding.org³;
- ▶ Perfil semanal de operação do sistema – horários de início e final de operação durante os dias da

Tabela 8 – Limites para utilização do NPLV estabelecidos nos **AHRI Standard 550/590 (I-P)** e **AHRI Standard 551/591 (SI)**

	AHRI Standard 550/590 I-P		AHRI Standard 551/591 SI	
Evaporador				
Temperatura de Saída de Água Gelada	°F	36 a 60	°C	2,20 a 15,60
DT de Água Gelada	°F	5 a 20	°C	2,80 a 15,60
Fator de Incrustação	h.ft².°F/Btu	0 a 0,001	m².°C/kW	0 a 0,180
Condensador - Água				
Temperatura de Entrada de Água de Resfriamento	°F	55 a 105	°C	12,80 a 40,60
Vazão de Água de Resfriamento	gpm/ton	1,0 a 6,0	°C	0,018 a 0,108
Fator de Incrustação	h.ft².°F/Btu	0 a 0,001	m².°C/kW	0 a 0,180

Fonte: Elaboração do autor.

³ Disponível em: http://climate.onebuilding.org/WMO_Region_3_South_America/BRA_Brazil/index.html. Acesso em: 02 jun. 2017.

semana e particularidades durante finais de semana e feriados;

- ▶ No caso de o sistema possuir ciclo economizador que resulte no desligamento do sistema de água gelada, deverão ser descontados do perfil de operação ao longo do ano os períodos de funcionamento com ciclo economizador;
- ▶ Carga térmica máxima do sistema;
- ▶ Quantidade de *Chillers* em operação;
- ▶ Capacidade unitária dos *Chillers*;
- ▶ Para sistemas com condensação a água será necessário definir as condições de operação das torres de resfriamento e o controle de *setpoint* de saída de água das bacias para a entrada dos condensadores dos *Chillers*.

- ▶ Quantidade máxima de Torres de Resfriamento em operação: 4;
- ▶ Circuito único com vazão variável de água gelada;
- ▶ Capacidade unitária dos *Chillers*: 1.903 kW (541 ton);
- ▶ Condições de operação dos *Chillers*: **AHRI Standard 550/590(I-P) 2015** – exceto temperatura de entrada de água de resfriamento;
- ▶ Temperatura de bulbo úmido do ar externo (T_{BU}) máxima de projeto: 23,2 °C;
- ▶ Controle de temperatura de água da torre: $T_{BU} + 4,0$ °C;
- ▶ Temperatura mínima de entrada de água nos condensadores do *Chillers*: 11,0 °C (obtida no catálogo do fabricante).

A seguir, um exemplo com os dados de um sistema de água gelada em um edifício de escritórios na cidade de São Paulo:

- ▶ Perfil semanal de operação do sistema: de segunda a sexta-feira, das 08h00min às 19h00min;
- ▶ Sistema opera com ciclo economizador para temperaturas de bulbo seco do ar externo abaixo de 17 °C;
- ▶ Carga térmica máxima do sistema: 7.221 kW (2.053 ton);
- ▶ Quantidade máxima de *Chillers* em operação: 4;

A Tabela 9 apresenta os resultados obtidos para o cálculo do $SPLV_{ex}$ ($SPLV$ do exemplo). Deve-se observar que teoricamente, na carga térmica máxima do edifício, os quatro *Chillers* devem operar com 95% da sua capacidade máxima. Portanto, a porcentagem de carga máxima da CAG será de 95% da capacidade total dos *Chillers*.

A Tabela 10 mostra uma comparação entre os valores obtidos para o cálculo do $SPLV$ do exemplo citado e os valores padrão do IPLV.IP. Pode-se verificar claramente que o perfil de distribuição de cargas anuais e as temperaturas de água de resfriamento são muito diferentes.

Tabela 9 – Valores dos índices a serem aplicados para o cálculo do $SPLV$ dos *Chillers* de um sistema de água gelada no exemplo citado

% Carga de CAG	Qtde de <i>Chillers</i>	Distribuição de Carga Anual		Temp. Entrada de Água de Resfriamento
%	---	kW.h/ano	%	(°C)
25	1	72.671	0,4	17,3
50	2	1.523.799	7,9	23,4
75	3	12.144.851	62,8	26,5
95	4	5.601.853	29,0	26,9

Fonte: Elaboração do autor.

Tabela 10 – Comparação entre os valores dos índices para o cálculo do SPLV do exemplo citado e os valores padrão do IPLV.IP

% Carga de CAG	Distribuição de Carga Anual (%)		Temp. Entrada de Água de Resfriamento (°C)	
	SPLV _{ex}	IPLV.IP	SPLV _{ex}	IPLV.IP
25	0,4	12,0	17,3	18,3
50	7,9	45,0	20,3	18,3
75	62,7	42,0	22,7	23,9
95	29,0	1,0	26,9	29,4 (100%)

Fonte: Elaboração do autor.

Tabela 11 – Comparação entre os valores de COP_{ex} e SPLV_{ex} em relação ao COP e IPLV.IP do **ANSI/AHRI Standard 550/590 (IP) 2015**

Exemplo Real (kW/kW)		ANSI/AHRI 550/590 (kW/kW)		Desvio (%)
COP _{ex} (95%)	6,419	COP (100%)	5,861	+9,5
SPLV _{ex}	7,042	IPLV.IP	8,792	-19,9

Fonte: Elaboração do autor.

A Tabela 11 apresenta os resultados do COP_{ex} e SPLV_{ex} calculados para a CAG com quatro *Chillers*, em comparação com os valores do COP e IPLV.IP do **AHRI Standard 550/590**, considerando que os *Chillers* selecionados são do tipo centrífugo e atendem exatamente os requisitos mínimos de eficiência energética do **ASHRAE Standard 90.1-2010 – Path B**.

Como se pode observar, pode haver diferenças consideráveis nos resultados, uma vez que o IPLV é um valor para um sistema fictício. Portanto, é importante considerar sempre a análise real do sistema de água gelada.

Na sequência da análise devem ser agregados os demais componentes do sistema de água gelada e até mesmo os ventiladores dos condicionadores de ar para se obter o SPLV de todo sistema de ar condicionado.

5.5 TEWI

Enquanto o valor do GWP (*Global Warming Potential*) indica o potencial de aquecimento global de um determinado fluido refrigerante, o TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) indica o impacto total equivalente de aquecimento global de um equipamento ou sistema de refrigeração, considerando o impacto direto do GWP do fluido refrigerante (em caso de vazamento para a atmosfera durante a operação e no final da vida útil do equipamento) e o impacto indireto relativo à emissão de gases que contribuem para o efeito estufa durante a operação do sistema, resultante da emissão relacionada ao consumo de energia do equipamento, pois na geração desta energia pode haver emissões de gases do efeito estufa para a atmosfera.

O TEWI é medido em unidade de massa (kg) de Dióxido de Carbono equivalente (CO₂eq) e calculado em duas partes:

- ▶ Impacto devido ao vazamento do fluido refrigerante durante a vida útil do sistema de refrigeração, incluindo as perdas irreversíveis na destinação final do fluido;
- ▶ Impacto devido às emissões de C_{O2eq} resultantes da queima de combustíveis fósseis durante a geração de energia para a operação do sistema de refrigeração ao longo de sua vida útil.

A seguir, a equação do TEWI:

$$TEWI = \text{Emissões Diretas de Vida Útil} + \text{Emissões Diretas Destinação Final} + \text{Emissões Indiretas}$$

Diagram illustrating the TEWI equation components:

- $GWP \cdot m \cdot L_{anual} \cdot n$ (Emissões Diretas de Vida Útil)
- $GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{rec})$ (Emissões Diretas Destinação Final)
- $E_{anual} \cdot \beta \cdot n$ (Emissões Indiretas)

Onde:

- ▶ **GWP** – Potencial de Aquecimento Global do fluido refrigerante relativo ao CO_2 ($GWP_{CO_2} = 1$), em um período de 100 anos.
- ▶ **m** – Carga total de fluido refrigerante no sistema (kg)
- ▶ **L_{anual}** – Taxa de vazamento anual (parcela da carga total – %/100)
- ▶ **n** – Vida útil do sistema (anos)
- ▶ **α_{rec}** – Fator de recuperação/ reciclagem do fluido (entre 0 e 1)
- ▶ **E_{anual}** – Consumo de energia anual do sistema (kWh)
- ▶ **β** – Fator de emissões indiretas (kg_{CO_2}/kWh)

Os principais tipos de emissões diretas do sistema de refrigeração são:

- ▶ Vazamentos graduais durante a operação normal do sistema;
- ▶ Vazamentos catastróficos durante a operação do sistema;
- ▶ Vazamentos durante os serviços de manutenção no sistema;
- ▶ Vazamentos no final da vida útil do sistema, incluindo a etapa de destinação final.

A taxa de vazamento anual é expressa em relação percentual da carga total de fluido refrigerante no sistema e exclui as emissões resultantes dos vazamentos no final da vida útil do sistema. A taxa de vazamento pode ser obtida em manuais de referência, variando consideravelmente para os diversos tipos de sistema de refrigeração existentes. A Tabela 12 mostra os valores típicos para *Chillers*.

Observação:

- ▶ *Chillers* de menor capacidade e com condensação ar propiciam maiores taxas de vazamento, devido às suas características construtivas;
- ▶ *Chillers* com fluidos de baixa pressão possuem as menores taxas de vazamento porque operam em pressões negativas ou muito próximas da pressão atmosférica;
- ▶ Os dados obtidos se referem a estudos realizados nos EUA (US-EPA e relatórios de fabricantes). Não foram encontrados dados sobre taxas de vazamento em *Chillers* no Brasil.

Tabela 12 – Taxa de vazamento anual para *Chillers* de diversas faixas de capacidade e para *Chillers* com fluido refrigerante de baixa pressão

Tipos de <i>Chillers</i>	Taxa de Vazamento Anual (%)		
	Mín.	Típico	Máx.
Pequenas Capacidades (até 350 kW)	5,0	10,0	13,0
Condensação ar (acima de 350 kW)	5,0	7,0	11,0
Condensação a Água (acima de 700 kW)	0,5	2,0	5,0
<i>Chillers</i> com Fluidos de Baixa Pressão (ex. HCFC-123)	---	0,5	2,0

Fonte: AIRAH, 2012.

Tabela 13 – Valores de GWP para diversos fluidos refrigerantes, conforme os relatórios do IPCC

Fluido Refrigerante	GWP - 100 anos		
	AR2-1995	AR4-2007	AR5-2014
R-11 (CFC)	3.800	4.750	4.660
R-12 (CFC)	8.100	10.900	10.200
R-22 (HCFC)	1.500	1.810	1.760
R-123 (HCFC)	90	77	79
R-141b (HCFC)	600	725	782
R-142b (HCFC)	1.800	2.310	1.980
R-23 (HFC)	11.700	14.800	12.400
R-32 (HFC)	650	675	677
R-125 (HFC)	2.800	3.500	3.170
R-134a (HFC)	1.300	1.430	1.300
R-152 (HFC)	---	---	16
R-245ca (HFC)	560	---	716
R-1234ze (HFC)	---	---	4
R-1234yf (HFC)	---	---	6
R-1336 (HFC)	---	---	2
R-40 (Metano)	21	25	28
R-744 (CO ₂)	1	1	1

Fonte: IPCC Assessment Reports, 1995 (AR2)/ 2007 (AR4)/ 2014 (AR5)

Tabela 14 – Valores de GWP para fluidos refrigerantes não listados nos relatórios do IPCC

Fluido Refrigerante	GWP – 100 anos
R-170 (Etano)	6
R-290 (Propano)	3
R-600a (Isobutano)	3
R-1270 (Propileno)	2
R-717 (Amônia)	0
R-404A (HFC)	3.922
R-407C (HFC)	1.830
R-410A (HFC)	2.088
R-422D (HFC)	2.729
R-448A (HFC)	1.273
R-450A (HFC)	547
R-454A (HFC)	239
R-454B (HFC)	466
R-455A (HFC)	146
R-507 (HFC)	3.985
R-513A (HFC)	631
R-1233zd (HFC)	1

Fonte: THE EUROPEAN PARLIAMENT, 2014.

Os valores de GWP podem ser obtidos por meio dos relatórios de avaliação do IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*). A Tabela 13 indica os valores de GWP de alguns fluidos refrigerantes para um período de 100 anos, apresentados nos relatórios AR2-1995, AR4-2007 e AR5-2014. A Tabela 14 inclui ainda outros fluidos não listados nos relatórios do IPCC.

O IPCC possui um guia de referência com orientações de boas práticas para se obter eficiências de recuperação que variam de 70% a 95% da carga restante no sistema ao final da vida útil, dependendo das classes de equipamentos. Na prática, a taxa de recuperação do fluido refrigerante de um sistema com uma carga de refrigerante superior a 100 kg seria de 90 a 95% da carga restante e cerca de 70% para equipamentos com cargas menores. As perdas no final da vida do sistema equivalem a menos de 1% ao ano amortizado durante a vida útil do equipamento.

Recomenda-se utilizar a taxa de recuperação de 70% para sistemas com cargas de fluido refrigerante com até 100 kg e 95% para sistemas com cargas maiores.

O fator de emissões indiretas está relacionado à qualidade da produção de energia elétrica e quantidade de CO₂ equivalente por quantidade de energia gerada. O Brasil possui uma matriz energética muito limpa, quando comparado com a maioria dos países, devido à alta produção de energia oriunda de hidroelétricas. A Tabela 15 mostra o resumo da distribuição da geração de energia em 01/11/2016, conforme relatório do ONS (Operador Nacional do Sistema Elétrico).

Na tabela 16, é apresentado o fator médio anual de emissões de CO₂ equivalente por quantidade de energia gerada, disponibilizado pelo Ministério da Ciência e Tecnologia. Para efeito de comparação, a Tabela 17 mostra os fatores de emissão de alguns países.

Tabela 15 – Distribuição da geração de energia no Brasil em 01/11/2016

Produção	MW	%
Hidro Nacional	34.395	53,76
Itaipu Binacional	11.041	17,26
Termo Nuclear	1.988	3,11
Termo Convencional	11.180	17,48
Eólica	5.370	8,39
Total	63.974	100,0

Fonte: IPCC Assessment Reports, 1995 (AR2)/ 2007 (AR4)/ 2014 (AR5)

Tabela 16 – Fator médio anual de emissões de CO₂ equivalente no Brasil por energia gerada

Ano	Fator de Emissão Médio Anual (kgCO ₂ /kWh)
2006	0,0323
2007	0,0293
2008	0,0484
2009	0,0246
2010	0,0512
2011	0,0292
2012	0,0653
2013	0,0969
2014	0,1355
2015	0,1244
2016	0,0817
Média 2006-2016	0,0653

Fonte: BRASIL, 2017.

Tabela 17 – Fator médio anual de emissões de CO₂ equivalente por energia gerada de alguns países

País	Fator de Emissão Médio Anual (kgCO ₂ /kWh)
Alemanha	0,624
Dinamarca	0,461
Espanha	0,440
França	0,056
Itália	0,483
Holanda	0,435
Suécia	0,023
Reino Unido	0,543
EU (média)	0,460
EUA	0,660
China	0,770
Rússia	0,513

Fonte: Emission Factors for Sustainable Energy Action Plan (SEAP) - Covenant of Mayors for Climate & Energy – 2014

O consumo de energia anual pode ser obtido por meio de simulações de desempenho anual do *Chiller* utilizando valores de PLV (SPLV é o mais recomendado) ou em sistemas existentes, pelos registros anuais de consumo por equipamento.

A Tabela 18 apresenta os resultados de um estudo de cálculo de TEWI para alguns *Chillers*, utilizados para aplicações em sistemas de ar condicionado no Brasil.

Observações:

- ▶ Os valores do TEWI total calculado são resultantes do consumo de energia e da carga de fluido refrigerante e estes dois elementos dependem da capacidade do *Chiller* e da sua vida útil. Para possibilitar uma comparação entre os vários equipamentos e fluidos refrigerantes, na última coluna aparece o valor TEWI-1000 kW/20 anos,

Tabela 18 – TEWI de *Chillers* para aplicações de ar condicionado no Brasil

<i>Chiller</i>		Scroll – Condensação a Ar	Parafuso – Condensação a Ar	Parafuso – Condensação a Água	Centrífugo – Condensação a Água	Centrífugo – Condensação a Água	Parafuso – Condensação a Água	Centrífugo – Condensação a Ar
Fluido Refrigerante		R-22	R-407C	R-410A	R-134a	R-123	R-717	R-290
GWP (AR5)	100 anos	1.760	1.830	1.300	1.300	79	0	3
Carga de Refrigerante	kg	66	280	370	560	515	70	56
Taxa de Vazamento	%	10	7	2	2	0,5	2	7
Vida Útil	anos	10	15	20	25	25	25	15
Taxa de Recuperação	%	70	95	95	95	95	95	95
Capacidade	kW	223	1.046	1.407	2.645	2.479	1.597	413
IPLV	kW/kW	2,74	3,27	6,15	8,91	9,03	9,01	4,70
Capacidade	kWh	180.484	709.361	507.344	658.311	608.796	393.064	194.866
Fator de Emissão	kgCO ₂ /kWh	0,0653	0,0653	0,0653	0,0653	0,0653	0,0653	0,0653
Emissões Diretas	ton CO ₂ eq	267	267	743	216	6	0	0
Emissões indiretas	ton CO ₂ eq	236	926	663	860	795	513	254
TEWI	ton CO ₂ eq	503	1669	879	1187	801	513	255
TEWI 1000 kW/20 anos	ton CO ₂ eq	2255	1596	625	449	323	321	617

Fonte: Elaboração do autor.

que seria o TEWI, se todos os equipamentos possuísem a capacidade de 1.000 kW e tivessem a vida útil de 20 anos.

- ▶ No exemplo, foi aplicado o IPLV.IP por ser o índice disponível para todos os *Chillers* analisados.
- ▶ Pode-se verificar que, apesar do fator de emissões indiretas no Brasil ser muito baixo, a parcela

relativa às emissões diretas é significativa na análise do TEWI.

- ▶ Caso esses equipamentos estivessem nos EUA, a parcela de emissão indireta seria cerca de 10 vezes maior que os valores apresentados.



6 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DOS CHILLERS E AS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA

Os *Chillers* em um sistema de água gelada funcionam de maneira dinâmica, em condições de operação variáveis em função da carga térmica do edifício (ou processos) e das condições do ar exterior. Portanto, o desempenho do sistema e a eficiência energética dos *Chillers* são variáveis e, para se obter os melhores resultados do sistema, é importante conhecer algumas características essenciais da operação dos *Chillers* e os demais equipamentos. É fundamental que se desenvolva um projeto de automação e controle adequado, com elementos de controle que permitam a otimização do sistema de água gelada.

- ▶ Do dimensionamento do Circuito de Refrigeração
- ▶ Do tipo de Evaporação
 - ▷ Expansão Seca (Válvula de Expansão com Controle de Superaquecimento)
 - ▷ Evaporação Inundada
- ▶ Da manutenção do *Chiller*
 - ▷ Carga de Fluido refrigerante
 - ▷ Tratamento de Água
 - ▷ Limpeza dos Trocadores de Calor

6.1 DESEMPENHO DOS CHILLERS

Em um *Chiller*, a eficiência energética, desde o projeto e durante a sua vida útil operacional, depende:

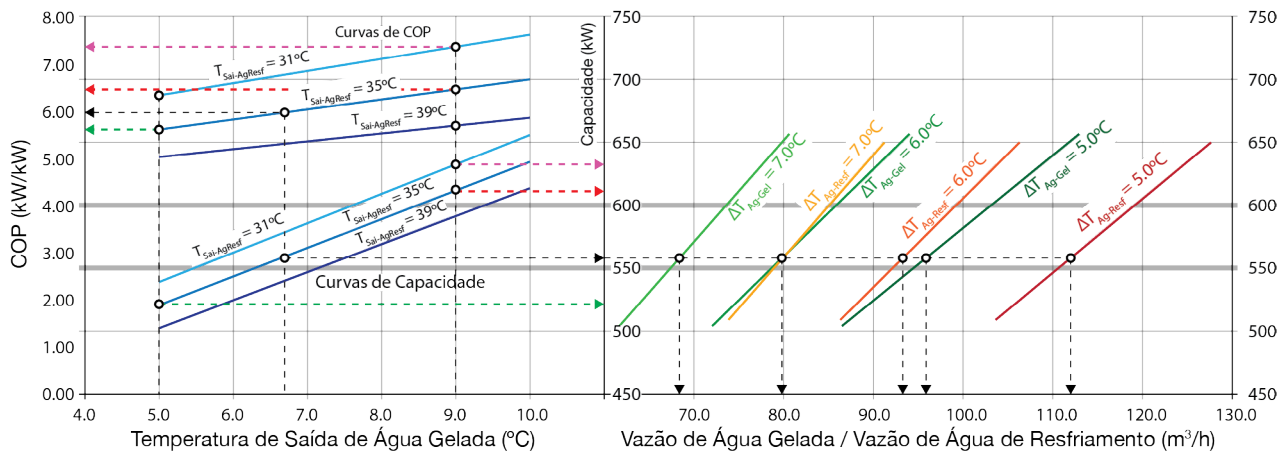
- ▶ Da característica dos componentes
 - ▷ Eficiência do Compressor
 - ▷ Eficácia dos Trocadores de Calor
- ▶ Da característica dos fluidos
 - ▷ Fluido refrigerante
 - ▷ Fluido Secundário
 - ▷ Fluido para Rejeição de Calor (Água, Ar)
- ▶ Das condições de operação
 - ▷ Temperaturas de Saída (Evaporador/ Condensador)
 - ▷ Condições do Ar Externo

Os itens relacionados ao projeto dependem da tecnologia desenvolvida pelo fabricante e da decisão de compra por um equipamento mais eficiente, o que normalmente implica em maior custo.

Já os aspectos operacionais dependem de um bom programa de manutenção e do entendimento do cliente sobre a importância de manter os *Chillers* operando em boas condições. Se não houver investimento para um bom programa de manutenção, haverá maior despesa com consumo de energia (e água eventualmente) e reparos.

A Figura 34 apresenta uma composição de dois gráficos para verificação da capacidade e COP de um *Chiller*. O desempenho final é resultado do desempenho do compressor operando com um determinado fluido refrigerante, que varia em função das condições de operação do circuito de água gelada (que influenciam no desempenho do evaporador) e do circuito de água de resfriamento (que influenciam no desempenho do condensador).

Figura 34 – Curvas de Capacidade e COP de um *Chiller* em função das variáveis do circuito de água gelada e do circuito de água de resfriamento



Fonte: Elaboração do autor.

A partir dos gráficos da Figura 34, é possível verificar alguns detalhes:

- ▶ A capacidade e o COP de um *Chiller* sofrem muito mais influência da temperatura de saída de água gelada e da temperatura de saída de água de resfriamento do que da vazão de água gelada e da vazão de água de resfriamento;
- ▶ Com o aumento da temperatura de saída de água gelada do *Chiller*, haverá um aumento de capacidade e um aumento do COP. Haverá, ainda, um aumento em menor proporção na potência absorvida. No gráfico, com a temperatura de saída de água de resfriamento constante em 35,0 °C e variando a temperatura de saída de água gelada de 5,0 °C (setas tracejadas em verde) para 9,0 °C (setas tracejadas em vermelho), há um aumento de 17,3% na capacidade e de 14,5% no COP, com um aumento de 2,5% na potência absorvida, conforme indicado na Tabela 19.
- ▶ Com o aumento da temperatura de saída de água de resfriamento do *Chiller*, haverá um aumento na potência absorvida e uma diminuição de capacidade (em menor proporção), que resultará na diminuição do COP. No gráfico, com a temperatura de saída de água gelada constante em 9,0 °C e variando a temperatura de saída de água de resfriamento de 31,0 °C (setas tracejadas em rosa) para 35,0 °C (setas tracejadas em vermelho), há uma diminuição de 3,2% na capacidade e de 14,4% no COP, com um aumento de 10,7% na potência absorvida, conforme indicado na Tabela 20.
- ▶ Mantendo a temperatura de saída de água gelada constante, a variação da vazão de água gelada (em uma boa faixa) não traz nenhum impacto na capacidade e COP do *Chiller*. Nesse caso, haverá apenas variação do diferencial de temperatura de água gelada, que, apesar de não trazer impacto no desempenho do *Chiller*, pode limitar o dimen-

Tabela 19 – Variação de capacidade, COP e potência absorvida de um *Chiller*, em função da variação da temperatura de saída de água gelada

Temperatura de Saída da Água de Resfriamento = 35,0 °C				Variação
Temperatura de Saída de Água Gelada	(°C)	5,0	9,0	+4.0°C
Capacidade	(kW)	521	612	+17.3%
COP	(kW/kW)	5,637	6,454	+14,5%
Potência Absorvida	(kW)	92,5	94,8	+2.5%

Fonte: Elaboração do autor.

Tabela 20 – Variação de capacidade, COP e potência absorvida em função da variação da temperatura de saída de água gelada

Temperatura de Saída da Água de Gelada = 9,0 °C				Variação
Temperatura de Saída de Água de Resfriamento	(°C)	31,0	35,0	+4,0°C
Capacidade	(kW)	632	612	-3,2%
COP	(kW/kW)	7,381	5,637	-14,4%
Potência Absorvida	(kW)	85,6	92,5	+10,7%

Fonte: Elaboração do autor.

sionamento dos condicionadores de ar ou no processo de resfriamento (ver item 6.2);

- Mantendo a temperatura de saída de água de resfriamento constante, a variação da vazão de água de resfriamento (em uma boa faixa) não traz nenhum impacto na capacidade e COP do *Chiller*. Nesse caso, haverá variação do diferencial de temperatura de água de resfriamento, que, apesar de não trazer impacto no desempenho do *Chiller*, pode limitar o dimensionamento da torre de resfriamento (ver item 6.3).

6.2 APPROACH

O termo *approach* (a melhor tradução do inglês seria aproximação) é muito empregado pelas equi-

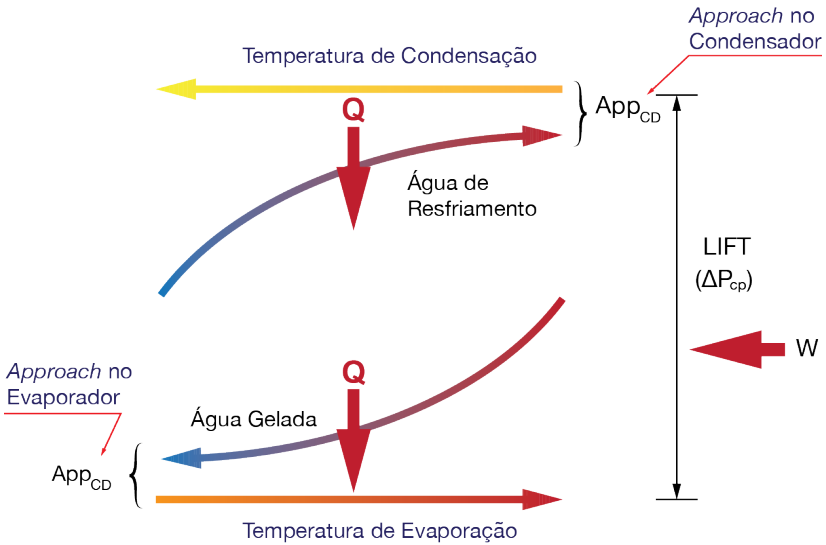
pes de operação na análise de desempenho dos trocadores de calor de um *Chiller*.

No evaporador, o *approach* indica o diferencial entre a temperatura de saída de água gelada e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante. No condensador, indica o diferencial entre a temperatura de condensação do fluido refrigerante e a temperatura de saída de água de resfriamento.

A Figura 35 ilustra o perfil de temperaturas ao longo do condensador e do evaporador de um *Chiller* e a indicação do *approach* em cada trocador. O termo *lift* (elevação) é definido como a diferença de pressão do fluido refrigerante entre a descarga e a sucção no compressor do *Chiller*.

Uma vez determinadas as condições de projeto de operação de um *Chiller*, principalmente a temperatura

Figura 35 – *Approach* no condensador e no evaporador de um *Chiller*



Fonte: DAIKIN, 2014.

de saída de água gelada e a temperatura de saída de água de resfriamento, pode-se concluir o seguinte:

- ▶ Quanto menor for o *approach* de projeto no evaporador:
 - ▷ Maior será a temperatura de evaporação;
 - ▷ Menor o *lift* do compressor;
 - ▷ Maior a densidade do vapor na sucção do compressor;
 - ▷ Maior a capacidade de resfriamento do *Chiller*;
 - ▷ Maior o COP do *Chiller*.
- ▶ Quanto menor for o *approach* de projeto no condensador:
 - ▷ Menor a temperatura de condensação;
 - ▷ Menor o *lift* do compressor;
 - ▷ Menor a potência absorvida no motor elétrico;
 - ▷ Maior o COP do *Chiller*.

Pode-se então concluir que quanto menor forem os *approaches*, menor será a potência absorvida no motor do compressor. No item 5.2 do Volume II são apresentadas algumas aplicações utilizando a análise do *approach* para avaliação preliminar de desempenho de *Chillers* e torres de resfriamento.

6.3 VAZÃO DE ÁGUA GELADA

Uma vez definido o *setpoint* de saída de água gelada de um *Chiller*, a vazão de água gelada tem um impacto mínimo no desempenho de um *Chiller*. Quanto menor a vazão de água gelada, menor a velocidade nos tubos e menor o coeficiente de transferência de calor do lado da água.

Contudo, o impacto no coeficiente global de transferência de calor no evaporador é menor. De fato, para uma determinada capacidade, com menor vazão haverá um aumento no diferencial de temperatura da água gelada, o que resultará em um aumento (mínimo) na eficácia global do evaporador do *Chiller*.

É importante observar que a diminuição ou aumento da vazão de água gelada dentro de uma boa faixa em relação à vazão de projeto (até +/-50% em alguns casos) não traz nenhum impacto no *approach* do evaporador.

A redução da vazão de água gelada resulta em menor consumo de energia na bomba de água gelada. Porém, o impacto operacional de redução de vazão de água gelada em um sistema existente pode afetar negativamente o desempenho dos *Fan Coils*, onde o aumento do diferencial de temperatura da água gelada (e não a diminuição da vazão) pode diminuir a eficácia das serpentinas de água gelada. Em um sistema novo, isso pode ser previamente dimensionado visando otimização geral do sistema. Em sistemas existentes, a diminuição de vazão pode trazer melhorias no desempenho, entretanto, será necessária uma análise prévia para verificação do impacto da diminuição da vazão nos condicionadores de ar existentes.

6.4 VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

Em *Chillers* com condensação a água, o *setpoint* a ser controlado é o da temperatura de entrada de água no condensador. Diferente da análise da Figura 34 (baseada na temperatura de saída de água de resfriamento – ver item 6.1), a diminuição da vazão de água de resfriamento (em relação ao valor de projeto) trará um impacto negativo no desempenho do *Chiller*, pois haverá um aumento na temperatura de saída e na temperatura de condensação. Isto resulta em maior *lift* no compressor e maior consumo de energia.

Porém, analisando rigorosamente o conjunto *Chiller* + Bomba (BAC) + Torre de Resfriamento, a diminuição da vazão poderá resultar em uma pequena redução no consumo de energia total destes equipamentos.

É importante observar que, também no caso do condensador, a diminuição de vazão de água de resfriamento dentro de uma faixa bem ampla (em alguns casos até 50% da vazão de projeto) traz um impacto mínimo na eficácia e no *approach* do condensador.

6.5 CONTROLE DA TEMPERATURA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

A temperatura de projeto de saída de água gelada dos *Chillers* é um valor para *setpoint* de controle. No entanto, a temperatura de projeto de entrada de

água de resfriamento nos *Chillers* (saída das torres – típica de 29,5 °C) **NÃO** é um valor para *setpoint* de controle, pois é a temperatura máxima admissível e serve para dimensionamento das torres e define as condições extremas de funcionamento dos *Chillers*.

Pode-se imaginar inicialmente que um *setpoint* de temperatura de água de resfriamento mais baixa requer mais tempo de funcionamento dos ventiladores das torres (ou maior frequência quando houver inversores).

Porém, a temperatura de água de resfriamento mais baixa reduz o *lift* e a potência dos *Chillers*, que é cerca de 20 vezes maior que a potência dos ventiladores das torres.

Portanto, o *setpoint* de controle da temperatura de água de resfriamento na entrada dos *Chillers* (saída das torres) deve ser ajustado para um valor mais baixo.

Para um determinado conjunto de *Chillers* e respectivas BACs e Torres de Resfriamento, aplicados a uma determinada localidade, há uma condição ótima de mínima temperatura de saída de água de resfriamento das torres para alimentação dos condensadores dos *Chillers*. Acima desta temperatura, haverá um maior consumo dos *Chillers*. Abaixo desta temperatura, a parcela de potência dos ventiladores das torres supera a redução do consumo de energia nos *Chillers*.

No entanto, há um limite estabelecido pelo fabricante do *Chiller*, que é a mínima temperatura de entrada de água de resfriamento recomendada, definida em função do modelo do equipamento:

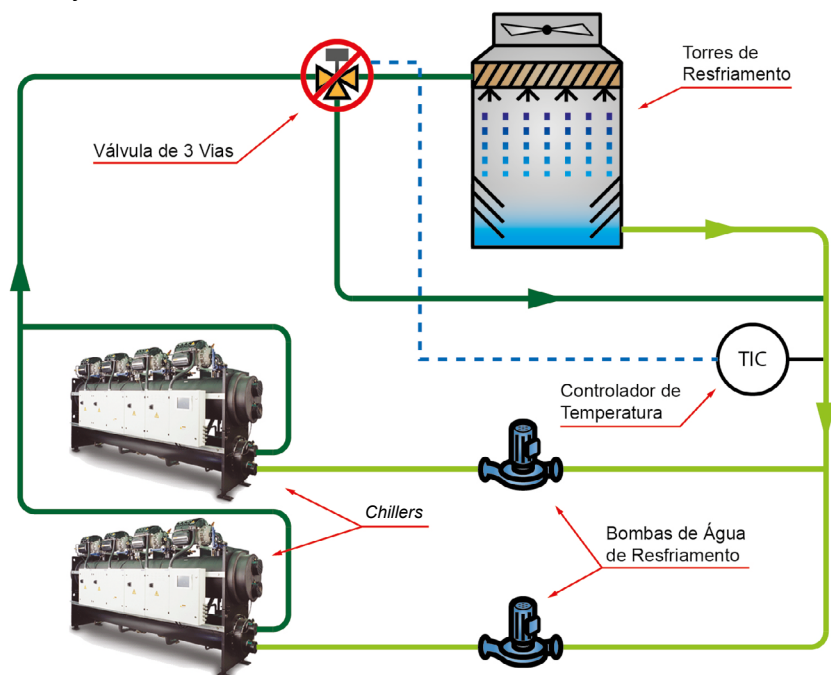
- ▶ *Chillers* centrífugos permitem temperaturas de entrada de água de resfriamento no condensador muito baixas (até 10 °C dependendo do modelo ▶ ver no manual do *Chiller*);

- ▶ *Chillers* parafuso ou *scroll*, principalmente os que utilizam válvula de expansão, não permitem grandes variações e devem ser cuidadosamente analisados. Nem sempre o manual desses *Chillers* possui esta informação. É muito importante confirmar esse dado com o fabricante para a correta operação do *Chiller* em conjunto com o controle da temperatura da água de resfriamento na saída das torres.

Quanto ao elemento de controle para manter a temperatura de água de resfriamento no valor de *setpoint* (baixo), recomenda-se não utilizar válvula de 3 vias.

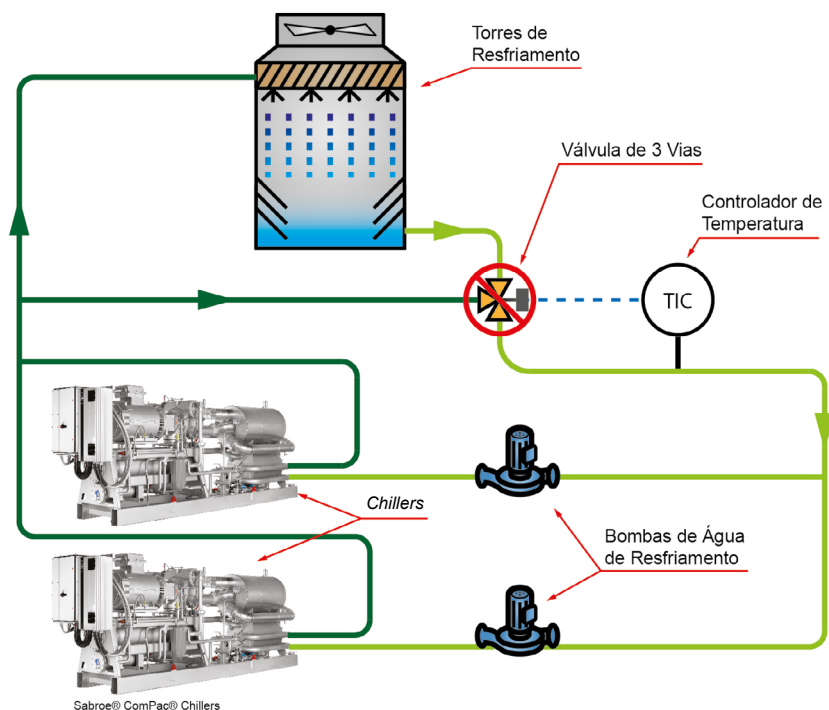
A Figura 36 indica uma válvula de 3 vias instalada próxima à entrada das torres, entretanto, essa posição não é recomendável. Considerando que o sistema é aberto, há grande possibilidade de presença de ar na linha de retorno próxima à entrada das torres e a pressão é praticamente a pressão atmosférica. Quando a via do *bypass* se abre, devido à queda de pressão na linha, haverá um fluxo de ar direto para a sucção das BACs.

Figura 36 – Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres – Arranjo não recomendado



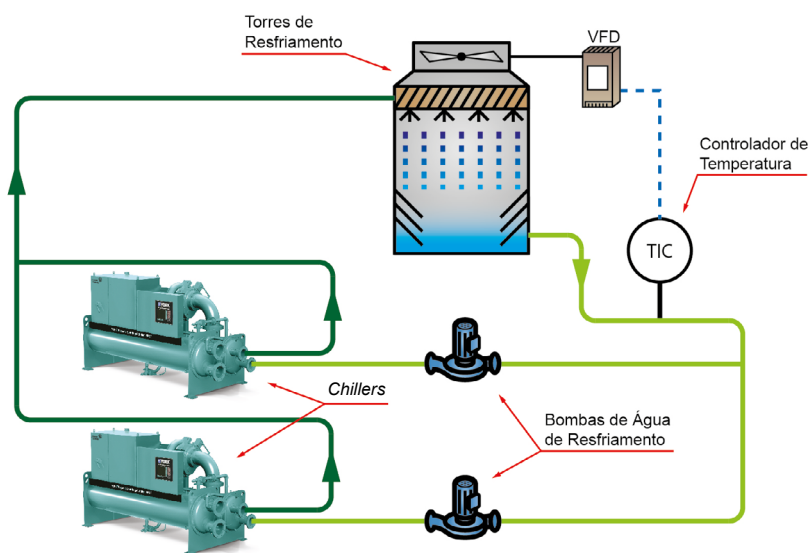
Fonte: Transcalor Ltda.

Figura 37 – Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres
– Arranjo não recomendado



Fonte: Johnson Controls BE Ltda.

Figura 38 – Solução recomendada – Instalar inversores de frequência nos motores dos ventiladores das torres de resfriamento para o controle da temperatura de saída de água das torres



Fonte: Johnson Controls BE Ltda.

O arranjo da Figura 37 (com a válvula de 3 vias instalada na saída da torre, com o *bypass* proveniente de um trecho da tubulação de retorno dos *Chillers*, com pressão mais elevada) também é inadequado, pois implica em uma perda de carga extra na sucção das BACs. Para possibilitar a instalação da válvula de 3 vias nessa posição, é necessário que haja uma altura mínima entre o nível das bacias das torres e a linha de sucção das BACs de pelo menos 3 m (recomenda-se uma altura de 7 m) a fim de evitar pressão negativa na sucção das BACs e fluxo de ar. Além disso, a válvula de 3 vias deve ser instalada no nível mais baixo, próximo à sucção das BACs.

Outro problema é que, com o passar do tempo, as válvulas de 3 vias podem perder estanqueidade no bloqueio do *bypass* e permitir passagem de fluxo de água quente durante o verão, aumentando a temperatura de alimentação para os *Chillers*, o que é um desperdício.

A melhor solução de controle de temperatura é apresentada na Figura 38, com o controlador de

temperatura atuando sobre inversores de frequência instalados nos motores dos ventiladores das torres para diminuir a vazão de ar, mantendo a vazão de água constante.

É muito comum ainda utilizar termostatos (ou mesmo sensores de temperatura) para um controle *On-Off* dos motores dos ventiladores. Esse tipo de controle também não afeta o fluxo de água de resfriamento. É comum, entretanto, provocar ciclos de parada-partida dos motores muito intensos (mais de 10 partidas por hora), o que resulta em diminuição da vida útil dos motores elétricos, de alguns componentes do painel e das correias ou dos redutores de rotação dos ventiladores. Com a diminuição sensível dos custos de investimento dos inversores, essa alternativa não chega a ser muito mais barata e implica em custos de manutenção bem mais elevados, sem contar que o tempo parado de uma torre de resfriamento avariada no verão pode aumentar a temperatura da água na entrada dos *Chillers* e o consumo de energia total do sistema.



7 VARIAÇÃO DA CARGA TÉRMICA E SEUS IMPACTOS NO SISTEMA DE ÁGUA GELADA

A capacidade atual de um *Chiller* em um determinado sistema é função direta da carga térmica a ser retirada do processo de resfriamento para o qual foi designado. A carga térmica atual do processo dependerá de todos os componentes envolvidos. Para um processo de conforto ambiental, a carga térmica a ser retirada do(s) ambiente(s) é função dos *setpoints* de temperatura e da umidade relativa desejados no ambiente climatizado.

Nesse caso, os principais elementos do sistema que interagem com a carga térmica do ambiente são:

- ▶ Sistema de distribuição de ar, operando com temperatura de insuflamento e vazão de ar necessárias para a retirada da carga térmica do ambiente (inclui a concepção da rede de distribuição de ar com elementos de ajuste controle adequados);
- ▶ Condicionadores de ar com capacidade suficiente para atender a temperatura de insuflamento e a vazão de ar do sistema de distribuição de ar (inclui a geometria das serpentinas de resfriamento e características dos ventiladores);
- ▶ Sistema de distribuição de água gelada, operando com temperatura de água gelada na alimentação dos condicionadores de ar e vazão de água gelada nos condicionadores de ar, necessárias para atender a capacidade dos condicionadores de ar (inclui a concepção da rede de distribuição de água gelada com elementos de ajuste controle adequados);
- ▶ Bombas de água gelada que alimentam os condicionadores de ar do sistema e os *Chillers* (inclui as características das bombas para atender a curva de vazão vs. perda de carga da instalação);
- ▶ *Chillers* com capacidade suficiente para atender a temperatura de água gelada na alimentação dos condicionadores de ar e vazão do sistema de distribuição de água gelada (inclui a geometria dos evaporadores e condensadores e características de dos compressores);
- ▶ Sistema de distribuição de água de resfriamento (em sistemas com condensação a água), operando com temperatura de água de resfriamento na alimentação dos *Chillers* e vazão de água de resfriamento nos *Chillers*, necessárias para a rejeição de calor do ciclo de refrigeração dos *Chillers* para o ar ambiente externo (inclui a concepção da rede de distribuição de água de resfriamento com elementos de ajuste controle adequados);
- ▶ Bombas de água de resfriamento que alimentam os *Chillers* (inclui as características das bombas para atender a curva de vazão vs. perda de carga da instalação);
- ▶ Torres de resfriamento com capacidade suficiente para atender a temperatura de água de resfriamento na alimentação dos *Chillers* e vazão do sistema de distribuição de água de resfriamento para os *Chillers* (inclui a geometria das torres e características dos ventiladores).

As Figuras 39 e 40 ilustram os componentes típicos de um sistema de ar condicionado com água gelada e de que forma os elementos de controle interagem, em função da variação da carga térmica, para manter o conforto térmico nos ambientes condicionados.

Figura 39 – Esquema simplificado de um sistema de ar condicionado completo com caixas do tipo VAV com controle de temperatura dedicado para cada ambiente (zona condicionada)

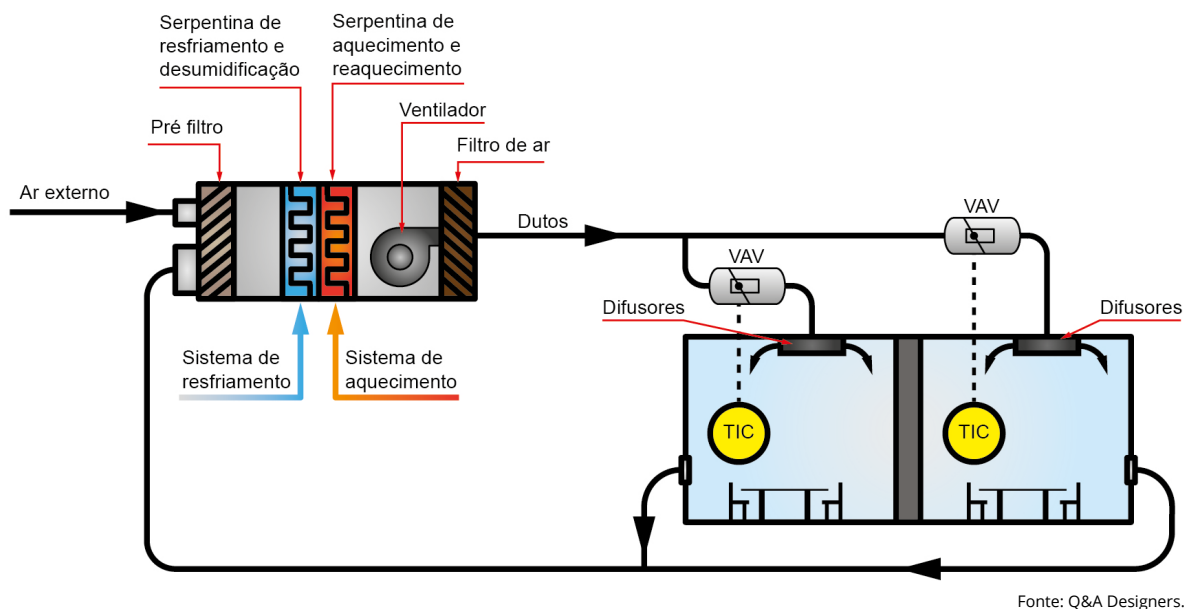
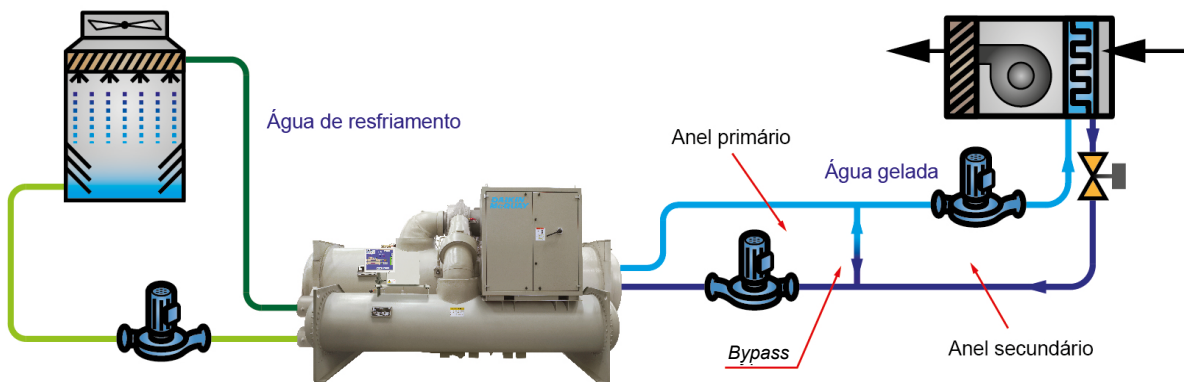


Figura 40 – Esquema simplificado de um sistema de água gelada



Qualquer alteração de uma das variáveis dos elementos do sistema que interagem com a carga térmica do ambiente pode implicar na variação da carga térmica. Caso a carga térmica atual for menor que a máxima, os elementos de controle de todo sistema interagirão para manter a temperatura e umidade relativa dentro dos níveis de conforto estabelecidos.

Porém, se uma ou mais variáveis se desviarem, de tal forma que os elementos de controle não consigam manter os requisitos de conforto, a carga térmica irá diminuir (com o aumento da temperatura

e/ou da umidade relativa no ambiente) e todo sistema será adequado para a nova condição, ainda que fora dos requisitos de conforto. A seguir, dois exemplos típicos:

- ▶ Se um ou mais condicionadores de ar estiverem com baixa vazão de ar (devido a filtros sujos, desbalanceamento na rede de dutos, problemas no ventilador ou configuração do controlador), quando a carga térmica tender ao valor de pico, haverá um aumento da temperatura e/ou da umidade relativa nos ambientes atendidos. O

resultado será o desconforto nos ambientes atendidos por estes condicionadores de ar, mas a carga térmica total será menor e os demais equipamentos do sistema (incluindo os *Chillers*) operarão com capacidade reduzida;

- ▶ Se um ou mais *Chillers* estiverem com baixo desempenho (devido aos problemas citados no item 6.2, por exemplo) de modo a não atender aos períodos de carga térmica elevada, quando isso ocorrer, haverá um aumento da tempera-

tura de saída de água gelada nos *Chillers* e na temperatura de alimentação de água gelada para os condicionadores de ar. O resultado será o desconforto em todos os ambientes com carga térmica elevada e a carga térmica total será menor. Nesse caso, os condicionadores de ar e as bombas de água gelada do circuito secundário tendem a operar com vazão máxima (de ar e de água gelada) para compensar a temperatura de água gelada elevada.



8 TIPOS DE SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

Os sistemas de água gelada são amplamente utilizados em processos de resfriamento, sejam destinados para aplicações de ar condicionado para conforto térmico ou para processos industriais que incluem resfriamento e desumidificação de ar, resfriamento de gases, líquidos, metais, vidros, plásticos, alimentos, controle de processos com reações exotérmicas entre outros.

Os sistemas de água gelada mais utilizados são os seguintes:

8.1 CIRCUITO ÚNICO DE ÁGUA GELADA COM VÁLVULAS DE 3 VIAS

Consiste em um circuito único de água gelada, com vazão total constante nos *Chillers* e *Fan-Coils*, e válvulas de 3 vias para controle de vazão de água gelada nos equipamentos usuários (condicionadores de ar ou trocadores de processos de resfriamento),

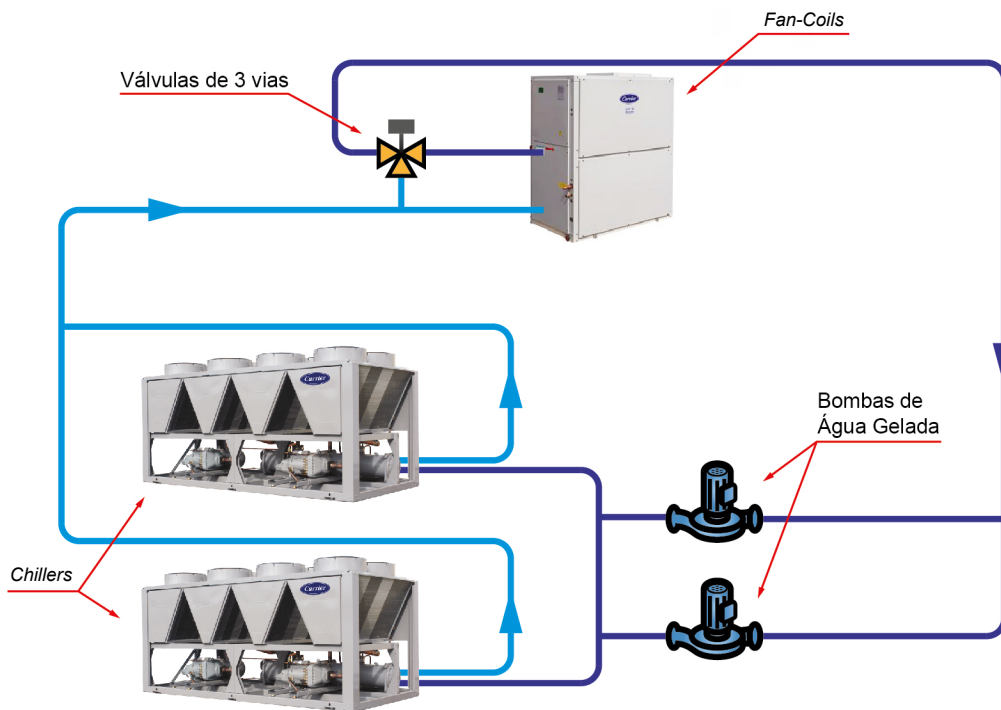
em função da carga térmica atual. Esse tipo de sistema possui apenas um conjunto de bombas de água gelada – BAGs – com vazão constante para atender os *Chillers* e equipamentos usuários.

Entre os sistemas que permitem o controle de capacidade em cada condicionador de ar, esse é o mais simples que existe e um dos mais baratos. Porém, é o sistema que trará o maior consumo de energia e que possui maiores limitações operacionais.

As principais características desse tipo de sistema são:

- **Sistema simples** – contém apenas um conjunto de bombas de água gelada e não possui controle de vazão de água gelada;
- **Controle mínimo** – apenas o controle de capacidade dos equipamentos usuários, em função da variação da carga térmica e o controle de capacidade de cada *Chiller*, como resposta à variação da carga térmica total dos usuários. A rigor, o sistema deve funcionar sempre com todos os *Chillers* e

Figura 41 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada e válvula de 3 vias



Fonte: Midea Carrier do Brasil Ltda.

bombas em operação. Conceitualmente, a vazão total de água gelada deve ser mantida durante toda operação para garantir a controlabilidade das válvulas de 3 vias. Portanto, todos os *Chillers* do sistema deveriam ser igualmente mantidos em operação. Conforme apresentado na Figura 41, não é possível desligar um dos *Chillers* quando a carga total for menor que 50% e manter o sistema funcionando com apenas um *Chiller* e uma BAG. Entretanto, na prática, é comum as equipes de operação forçarem a parada manual de um *Chiller* e uma BAG (para o exemplo citado), com impacto negativo no desempenho dos equipamentos usuários. Também não é raro a equipe de operação desligar um dos *Chillers* e manter as duas BAGs em operação, o que torna o sistema mais ineficiente ainda;

- ▶ **Maior consumo de energia no sistema de água gelada** – as BAGs operam sempre com vazão total e altura manométrica plena mesmo em cargas parciais, ou seja, com potência absorvida máxima constante. Com todos os *Chillers* operando sempre (ainda que em carga parcial), o consumo de energia será maior. Quando se utiliza *Chillers* com condensação a água, o mesmo problema ocorre com as BACs (bombas de água de resfriamento), que também permanecem continuamente em operação, com vazão constante;
- ▶ **Válvulas de 3 vias** – precisam ser dimensionadas de maneira adequada (com mais rigor que válvulas de 2 vias) para garantir melhor controlabilidade em toda faixa de operação dos equipamentos usuários. É extremamente importante evitar o superdimensionamento da carga térmica dos ambientes condicionados nesse tipo de sistema;
- ▶ **Síndrome de Baixo ΔT** – Esse efeito será melhor analisado no Volume II, item 5.3, porém, pode-se dizer que devido a problemas de projeto, instalação, operação e manutenção, o sistema de água gelada pode vir a operar, quando em cargas parciais, com vazão excessiva e baixo diferencial de temperatura de água gelada nos equipamentos usuários. A síndrome de baixo ΔT é inerente a este sistema e é das principais causas da sua baixa controlabilidade.

Com a redução de custos dos inversores de frequência, esse sistema se torna praticamente inviável. Eventualmente ainda é implantado quando na fase de projeto não há uma análise detalhada

de investimento inicial comparando-o com outras alternativas (ver itens 8.4 e 8.5), com igual ou menor custo inicial, mas com desempenho superior e total controlabilidade.

8.2 CIRCUITO ÚNICO DE ÁGUA GELADA COM VÁLVULAS DE 2 VIAS

Consiste em um circuito único de água gelada, com vazão total constante nos *Chillers* e válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada nos equipamentos usuários (condicionadores de ar ou trocadores de processos de resfriamento). Esse tipo de sistema possui uma tubulação de *bypass* de vazão água gelada, entre a tubulação principal de saída dos *Chillers* e a tubulação de retorno de água dos equipamentos usuários.

O *bypass* possui uma válvula de 2 vias, controlada pela pressão diferencial entre a tubulação de alimentação e retorno, para permitir o controle de vazão de água gelada (nas válvulas de 2 vias) dos equipamentos usuários, em função da carga térmica atual e garantir a vazão constante nos *Chillers*. Esse sistema possui apenas um conjunto de bombas de água gelada, com vazão constante para atender os *Chillers* e os usuários.

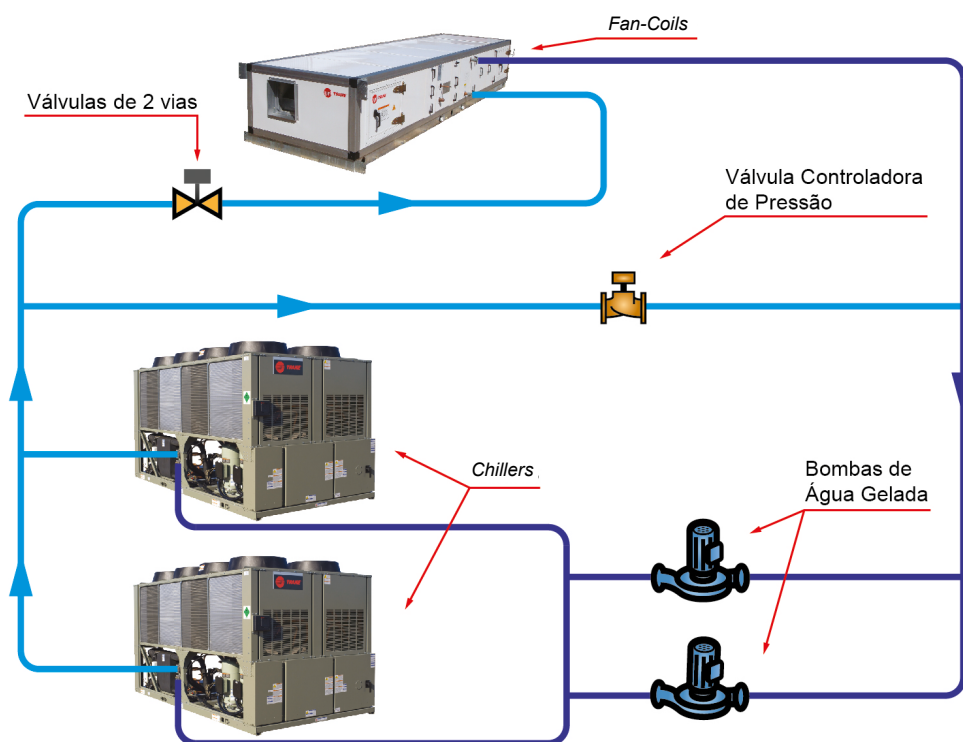
Esse tipo de sistema é uma evolução do sistema do item 8.1, e sua principal vantagem é a substituição das válvulas de 3 vias nos condicionadores por válvulas de 2 vias, o que permite uma melhor controlabilidade da vazão de água gelada nos equipamentos usuários (para atender a carga térmica atual).

No entanto, a vazão total nas BAGs ainda é mantida constante para qualquer condição de operação do sistema.

As principais características desse tipo de sistema são:

- ▶ **Controle mínimo** – melhor, entretanto, que o sistema do item 8.1 – além do controle de capacidade dos equipamentos usuários, e dos *Chillers*, é possível variar a quantidade de *Chillers* e BAGs em operação. Conforme exemplo da Figura 42, é possível desligar um dos *Chillers* e BAG quando a carga total for menor que 50% e manter o sistema funcionando com apenas um *Chiller* e uma BAG. Porém, não é raro a equipe de operação desligar um *Chiller*,

Figura 42 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada e válvula de 2 vias



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda com adaptações do autor.

mas manter as duas BAGs em operação, o que reduz a eficiência do sistema;

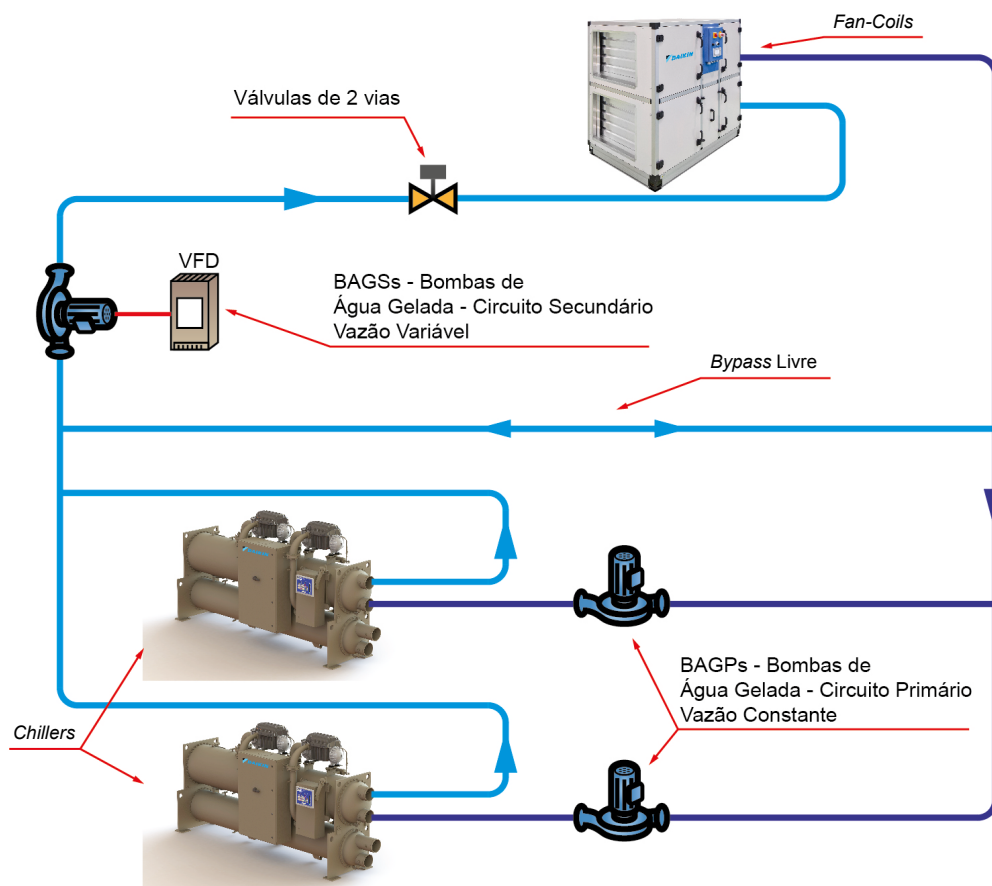
- ▶ **Consumo de energia elevado no sistema de água gelada** – apesar de ser melhor que o sistema do item 8.1, ainda apresenta um consumo de energia elevado, pois as BAGs operam sempre com vazão total e altura manométrica plena, mesmo em cargas parciais, ou seja, com potência absorvida máxima constante;
- ▶ **Válvula Pressostática no *bypass*** – precisa ser dimensionada de maneira adequada para garantir a controlabilidade em toda faixa de operação do sistema. É extremamente importante evitar o superdimensionamento da tubulação do *bypass*. Recomenda-se que a tubulação seja um ou até dois diâmetros menores que o diâmetro da tubulação de um *Chiller*;
- ▶ **Síndrome de Baixo ΔT** – é muito comum nesse tipo de sistema devido à má aplicação da válvula pressostática (muitas vezes é instalada apenas uma válvula borboleta com controle de 0 a 100% e de mesmo diâmetro da tubulação do *Chiller*).

Com a redução de custos dos inversores de frequência, esse sistema tem se tornado praticamente inviável quando comparado com outras alternativas (ver itens 8.4 e 8.5), com o mesmo custo inicial, mas com melhor desempenho e total controlabilidade.

8.3 CIRCUITO PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO DE ÁGUA GELADA

O sistema com circuito primário e secundário de água gelada é composto por um conjunto de bombas de água gelada do circuito primário, dimensionadas com vazão constante para atender aos *Chillers*, em circuito restrito à área da central de água gelada e um conjunto de bombas de água gelada do circuito secundário, dimensionadas com vazão variável (com inversores de frequência) com controle em função da vazão total dos equipamentos usuários para atender a carga térmica atual. Esse sistema possui uma tubulação de *bypass* entre os circuitos primário e secundário, porém, sem nenhum controle, que serve apenas para garantir o equilíbrio dos circuitos e mantê-los na mesma pressão de sucção.

Figura 43 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito primário e secundário de água gelada



Fonte: Daikin do Brasil Ltda com adaptações do autor.

As principais características desse tipo de sistema são:

- ▶ **Ótimo controle** – é muito importante que o TAB (atividades de Testes, Ajustes e Balanceamento – ver item 3.3.1 do Volume II) do sistema de água gelada seja bem executado (os outros sistemas também precisam, mas aqui é ainda mais importante). Também é necessário que as lógicas de controle sejam concebidas em conformidade com as características daquele sistema, visto que cada instalação possui suas particularidades. É muito comum verificar problemas de controle nesse tipo de sistema porque utilizam lógicas de controle padrão;
- ▶ **Menor consumo de energia no sistema de água gelada** – apesar de incluir um conjunto extra de bombas (BAGPs), com a aplicação de um sistema de controle adequado, este tipo de sistema pode ser bem mais eficiente que aqueles

apresentados nos itens 8.1 e 8.2, com consumo de energia anual até 30% menor;

- ▶ **Circuito Primário opera com variação discreta de vazão** – com um *Chiller* em operação, haverá uma BAGP em operação. Com dois *Chillers* em operação, haverá duas BAGPs em operação, e assim por diante. É altamente recomendável que a configuração do circuito primário seja com as BAGPs dedicadas aos *Chillers* (conforme ilustrado na Figura 43);
- ▶ **Circuito Secundário opera com vazão variável contínua** – a variação da vazão total de cada circuito secundário é em função da carga térmica atual do edifício (por exemplo), o que provocará a variação de vazão nas válvulas de 2 vias dos *Fan Coils*. A vazão total de cada circuito secundário é controlada, normalmente, pelo *setpoint* de um sensor de pressão diferencial, que deve ser instalado em um ponto remoto do circuito secundário

(junto ao *Fan Coil* mais distante ou junto a um *Fan Coil* crítico, conforme requerido pelo **ASHRAE Standard 90.1**), com tomadas de pressão nas prumadas de alimentação e retorno de água gelada. Assim, com o perfil de variação contínua de vazão no circuito secundário, normalmente a vazão total das BAGPs será diferente (preferencialmente maior) da vazão total das BAGSs do sistema;

- ▶ **Bypass livre** – com vazões diferentes, o *bypass* entre os circuitos é a tubulação de equilíbrio hidráulico e deve ser de fluxo livre. Por isso, pode haver fluxo nos dois sentidos do *bypass* e, apesar de indesejável, pode ocorrer até fluxo “negativo” (vazão total das BAGSs maior que a vazão total das BAGPs). Isso é importante para manter a mesma pressão de sucção nos dois circuitos e evitar que haja operação das bombas em série. Não se deve instalar válvula de controle ou balanceamento ou válvula de retenção. Válvula manual do tipo borboleta (utilizada apenas para manobras de manutenção) deve permanecer totalmente aberta e travada;
- ▶ **Síndrome de Baixo ΔT** – apesar da ótima controlabilidade desse sistema, caso o TAB não seja bem executado, o efeito da síndrome de baixo ΔT pode ser potencializado. Com o excesso de vazão nas BAGSs, haverá um fluxo negativo no *bypass*, que irá provocar um aumento na temperatura de alimentação de água gelada nos condicionadores de ar. Isso provocará maior abertura nas válvulas de 2 vias (para atender a carga térmica dos ambientes), com maior vazão no circuito secundário. Cria-se então um efeito cascata, onde o ponto de equilíbrio pode ocorrer com vazão total muito elevada no circuito secundário, o que prejudica em muito o desempenho do sistema. Quando isto ocorre, é muito comum se ligar mais um *Chiller* e BAGP, para aumentar a vazão total do circuito primário, mesmo que não seja necessário ligá-los pela demanda de capacidade total do sistema.

Em instalações de maior porte, esse é o tipo de sistema de água gelada mais utilizado nos projetos. Porém, com as alternativas apresentadas nos itens 8.4 e 8.5, além da redução do custo inicial da instalação, é possível se obter melhor desempenho e controlabilidade e evitar o efeito cascata em caso de síndrome de baixo ΔT .

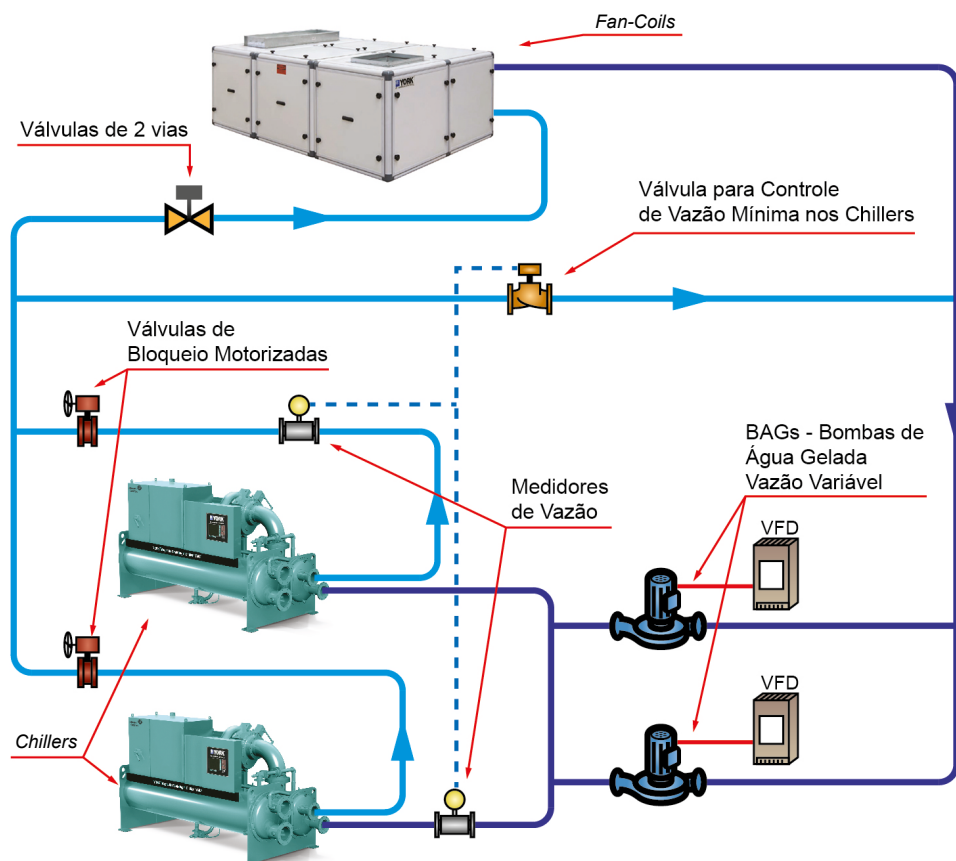
8.4 CIRCUITO PRIMÁRIO DE ÁGUA GELADA VARIÁVEL

Consiste em um circuito único de água gelada, com vazão variável em todo sistema, também chamado de circuito com primário variável. Esse tipo de sistema possui apenas um conjunto de bombas de água gelada, com vazão variável para atender aos *Chillers* em série com os equipamentos usuários. Nesse caso, o fluxo de recalque das bombas segue para os *Chillers* e depois aos usuários. Assim, diferente dos demais circuitos, a vazão atual nos *Chillers* é variável, igual à vazão total dos usuários, que possuem válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada. Esse tipo de sistema possui uma tubulação de *bypass* de vazão água gelada, entre a tubulação principal de saída dos *Chillers* e a tubulação de retorno dos usuários. O *bypass* possui uma válvula pressostática, mas com atuação limitada, apenas para evitar que os *Chillers* operem com vazão abaixo do limite mínimo especificado pelo fabricante.

As principais características desse tipo de sistema são:

- ▶ **Ótimo Controle** – é muito importante que o TAB do sistema de água gelada seja bem executado, mas é fundamental que as lógicas de controle sejam adequadas e a configuração dos ajustes e *setpoints* de controle (executadas pela equipe do TAB) sejam exaustivamente testadas. Com isso, a operação do sistema será excelente e de melhor resposta que os demais tipos de sistemas apresentados, quando houver apenas um circuito de distribuição de água gelada para os equipamentos usuários;
- ▶ **Menor consumo de energia no sistema de água gelada** – com a aplicação de um sistema de controle adequado, esse tipo de sistema é o que propicia o melhor desempenho, com consumo de energia anual até 40% menor que aqueles apresentados nos itens 8.1 e 8.2;
- ▶ **Circuito único (primário) opera com vazão variável contínua** – a variação da vazão total no sistema é em função da carga térmica atual do edifício que provocará a variação de vazão nas válvulas de 2 vias. A vazão total é controlada, normalmente, pelo *setpoint* de um sensor de pressão diferencial, que deve ser instalado em um ponto remoto do circuito, com tomadas de pressão nas tubulações principais de alimenta-

Figura 44 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito primário de água gelada com vazão variável



Fonte: Johnson Controls BE Ltda com adaptações do autor.

ção e retorno de água gelada. Assim, com o perfil de variação contínua de vazão no circuito de água gelada, os *Chillers* também operam com vazão variável;

- **Bypass de Vazão Mínima** – com função diferente dos demais sistemas apresentados, a tubulação de *bypass* possui uma válvula de controle que permanece quase sempre fechada, permitindo a variação da vazão total no sistema em função da variação da carga térmica. Os *Chillers*, porém, possuem uma limitação de vazão, ou seja, não é possível operar com vazão muito baixa (ex. abaixo de 20% ou 50% da vazão de projeto, dependendo do evaporador selecionado). Portanto, para evitar a operação do(s) *Chiller(s)* em funcionamento abaixo da vazão mínima (definida pelo fabricante para aquele modelo de equipamento), a válvula de controle do *bypass* de vazão mínima

é acionada de modo a garantir a vazão mínima do(s) *Chiller(s)* em funcionamento, ao mesmo tempo em que o controlador de vazão do sistema continua controlando a(s) BAG(s), para também atender a vazão necessária (menor) para a carga térmica atual do sistema. Essa condição pode acontecer quando o sistema opera com baixa carga térmica ou no momento de transição para a entrada do próximo *Chiller* na sequência de operação, devido ao aumento da carga térmica. A válvula de controle deve ser apropriada para uma ampla faixa de controle e dimensionada de maneira adequada, normalmente com diâmetro menor que a tubulação do *bypass*, que por sua vez deve ser dimensionada para a vazão mínima do *Chiller*. Não se deve utilizar válvula do tipo borboleta com controle de 0 a 100%;

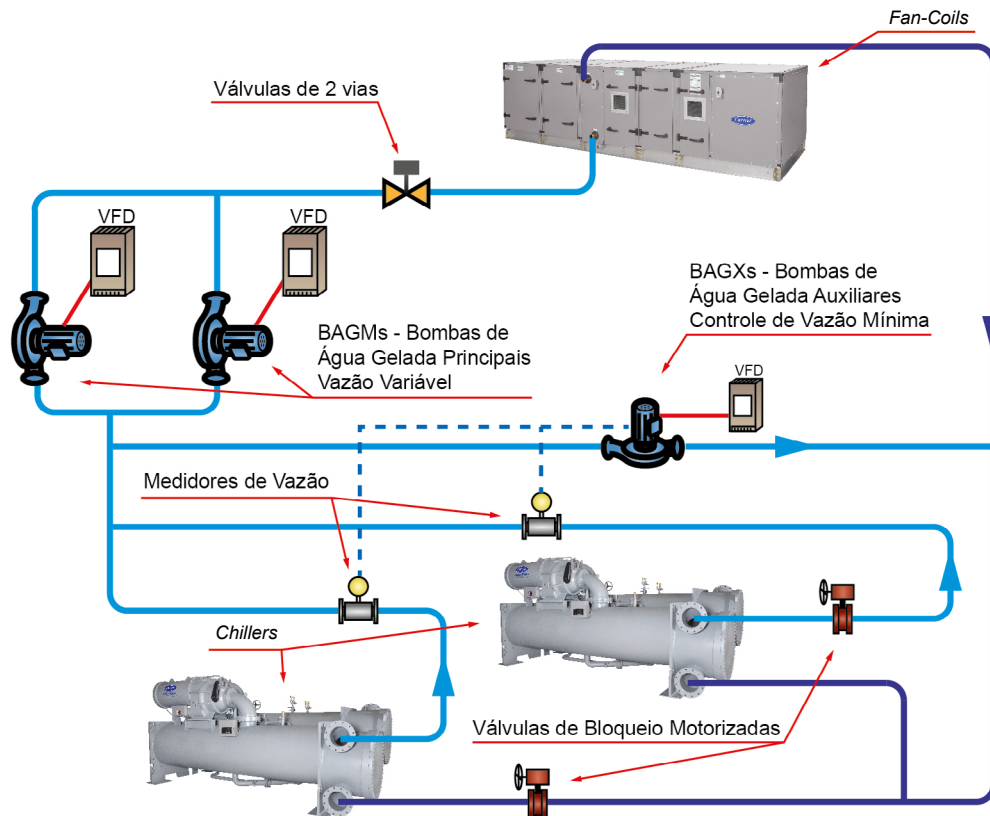
- **Controle de Vazão nos Chillers** – é fundamental que a lógica de controle do sistema seja configurada para atender aos requisitos de vazão mínima do fabricante dos *Chillers*. Portanto, é necessário instalar, no circuito de água gelada de cada *Chiller*, um medidor de vazão. Esses elementos irão garantir a vazão mínima (controlando a válvula do *bypass*) em cada *Chiller*;
- **Síndrome de Baixo ΔT** – esse sistema é o que sofre menor impacto e o que permite maior adequação (na configuração do controle) para remediar este efeito. A “cura”, porém, sempre será por meio de um programa de otimização integrado, que envolve operação e manutenção dos vários elementos do sistema (ver item 5.3.1, do Volume II).

8.5 CIRCUITO ÚNICO COM VAZÃO DE ÁGUA GELADA VARIÁVEL

Consiste em um circuito único de água gelada, com vazão variável em todo sistema, porém, com as bombas dimensionadas para atender aos equipamentos usuários em série com os *Chillers*. Ou seja, diferentemente do sistema anterior, os *Chillers* estão instalados antes da sucção das bombas de água gelada.

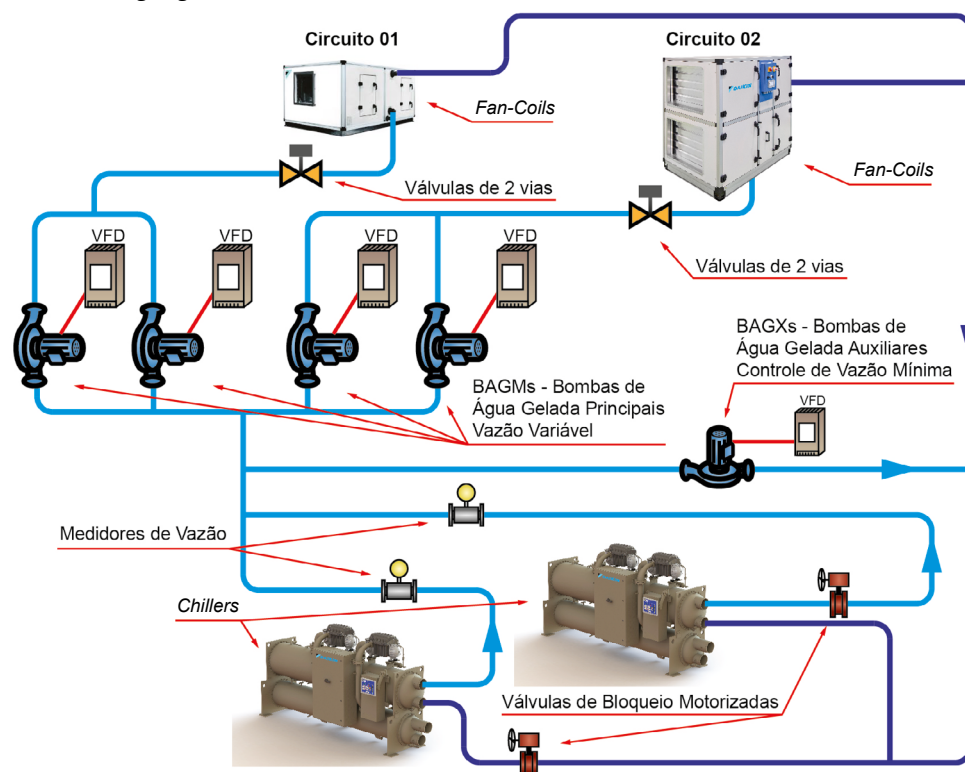
Outra diferença do sistema anterior é que o trecho de *bypass* (na sucção das bombas de água gelada principais) possui uma bomba auxiliar, que é acionada apenas para evitar a vazão mínima nos *Chillers* e operam com vazão variável. Os equipamentos usuários possuem válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada.

Figura 45 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada, com vazão variável e bombas auxiliares de vazão mínima



Fonte: Midea Carrier do Brasil Ltda

Figura 46 – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada, para dois circuitos de água gelada, com vazão variável e bombas auxiliares de vazão mínima



Fonte: Daikin do Brasil Ltda com adaptações do autor.

As principais características desse tipo de sistema são:

- ▶ **Ótimo Controle** – similar ao item 8.4, porém, com a grande vantagem de controle quando houver vários circuitos paralelos de distribuição de água gelada, conforme ilustrado na Figura 46. Esse tipo de sistema permite que seja instalado um conjunto de bombas para cada circuito, e cada um deles com controle de pressão diferencial (e vazão) independente. No retorno, todos os circuitos independentes se unem em um barrilete, e o fluxo total de água gelada segue para os *Chillers*. Nesse caso, a vazão atual nos *Chillers* também é variável, igual à vazão total dos circuitos de água gelada que atendem os equipamentos usuários;
- ▶ **Menor consumo de energia no sistema de água gelada** – Similar ao sistema do item 8.5, com resultados de consumo de energia anual até 40% menor do que os tipos de sistemas dos itens 8.1 e 8.2;

- ▶ **Bombas Auxiliares para Controle da Vazão Mínima** – para garantir a vazão mínima, a tubulação de *bypass* possui um conjunto de bombas auxiliares – BAGX – (uma operante e uma reserva). A BAGX permanece quase sempre desligada, permitindo a variação da vazão total no sistema em função da variação da carga térmica. Para evitar a operação do(s) *Chiller(s)* em funcionamento abaixo da vazão mínima, a BAGX é acionada de modo a garantir a vazão mínima do(s) *Chiller(s)* em funcionamento e ao mesmo tempo o controlador de vazão do sistema continua controlando a(s) BAGM(s) para atender a vazão necessária para a carga térmica atual do sistema.

Essa condição pode acontecer quando o sistema opera com baixa carga térmica ou no momento de transição para a entrada do próximo *Chiller* na sequência de operação, devido ao aumento da carga térmica. A aplicação de uma bomba permite a operação em ampla faixa de controle de vazão, desde 100% a 5% da vazão de projeto da BAGX;

- ▶ **Controle de Vazão nos Chillers** – é necessário instalar no circuito de água gelada de cada *Chiller* um medidor de vazão, que, por meio do controle de vazão na BAGX, garantirá a vazão mínima em cada *Chiller*;
- ▶ **Síndrome de Baixo ΔT** – esse tipo de sistema sofre menor impacto e permite maior adequação (na configuração do controle) para remediar esse efeito. A “cura”, porém, sempre será por meio de um programa de otimização integrado que envolve operação e manutenção dos vários elementos do sistema (ver item 5.3.1, do Volume II).

8.6 SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO

O sistema de água gelada pode operar em conjunto com um sistema de termoacumulação, que é constituído por um ou mais tanques com grandes volumes para a acumulação de energia térmica em baixa temperatura.

O processo de termoacumulação é realizado no interior dos tanques, onde um determinado volume de líquido é resfriado ou congelado e mantido a baixa temperatura até o momento da sua utilização.

Dentre as opções, a água é o líquido mais utilizado, seja através de resfriamento (apenas calor sensível) ou congelamento (calor sensível e latente). Outros fluídos são utilizados, mas são raros no Brasil. Os PCMs (do inglês, *phase change material*) aplicados em sistemas de termoacumulação, são líquidos que possuem calor latente de fusão elevado e temperatura de fusão normalmente acima de 10 °C, o que permite a redução do volume de armazenamento e a utilização de *Chillers* com água gelada (ao invés de solução com fluido anticongelante), resultando em um sistema mais eficiente. Os PCMs podem ser do tipo inorgânico (sais hidratados) ou orgânico (ácidos graxos e parafinas, entre outros).

Em sistemas de termoacumulação, durante os períodos de baixa carga térmica no sistema principal ou quando não há demanda (ex. período noturno em edifícios comerciais), os *Chillers* são ajustados para resfriar os tanques de termoacumulação.

A energia térmica acumulada será então utilizada durante o período de ponta da tarifa de energia elétrica (de maior custo), o que permite a redução

de funcionamento ou mesmo o desligamento dos *Chillers*. Durante a operação com termoacumulação, apenas as bombas de água gelada permanecem em funcionamento para circulação de água gelada entre os tanques e os equipamentos usuários, proporcionando em alguns casos a redução substancial da demanda contratada e do consumo de energia elétrica no período de ponta.

Eventualmente, alguns sistemas são dimensionados para completar a carga térmica necessária durante o período de pico de carga, durante o alto verão. Nesse caso, os tanques de termoacumulação possuem maior volume e os *Chillers* são dimensionados para uma menor capacidade. Essa proposta tende a diminuir a demanda contratada também no período de fora de ponta. No entanto, esse tipo de solução deve ser cuidadosamente analisada e é imprescindível a instalação de um *Chiller* reserva.

Os tipos de sistemas de termoacumulação mais comuns são os seguintes:

8.6.1 TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA

Esse é o melhor e mais eficiente sistema de água gelada disponível, que pode incluir na sua concepção algumas variações que melhorem ainda mais a eficiência e controlabilidade do sistema. O sistema mais utilizado é aquele que possui um tanque de grande volume, com fluxo estratificado, onde a velocidade da água no tanque é tão baixa que garante a separação entre a porção “gelada” e a porção “quente”, pela diferença de densidade.

O arranjo típico é o de duplo circuito, com as bombas primárias atendendo os *Chillers* e as bombas secundárias atendendo os equipamentos usuários. O tanque de termoacumulação é instalado na tubulação de *bypass* entre os dois circuitos e o fluxo para o tanque será em função da diferença de vazão entre o circuito primário e secundário.

Com o tanque totalmente cheio de “água quente” (estado “descarregado”), no período de parada de funcionamento do sistema de ar condicionado (ou dos processos de resfriamento), as BAGSs estarão desligadas. Assim, os *Chillers* e BAGPs em funcionamento naturalmente “carregam” o tanque com água gelada. Todo fluxo de água gelada que sai dos *Chillers* alimenta diretamente a parte inferior do tanque. No

retorno, o fluxo de “água quente” sai do anel superior (topo do tanque) e volta para a entrada dos *Chillers*.

No período de ponta da tarifa de energia elétrica, com os *Chillers* e BAGPs desligados, naturalmente as BAGSs em funcionamento succionam água gelada do inferior do tanque (com baixa temperatura – a mesma temperatura de saída dos *Chillers*). O fluxo de água gelada é enviado aos equipamentos usuários, e o retorno de água “quente” volta para o anel superior, que vai se aquecendo (“descarregando”) e se acumulando nos anéis subsequentes abaixo.

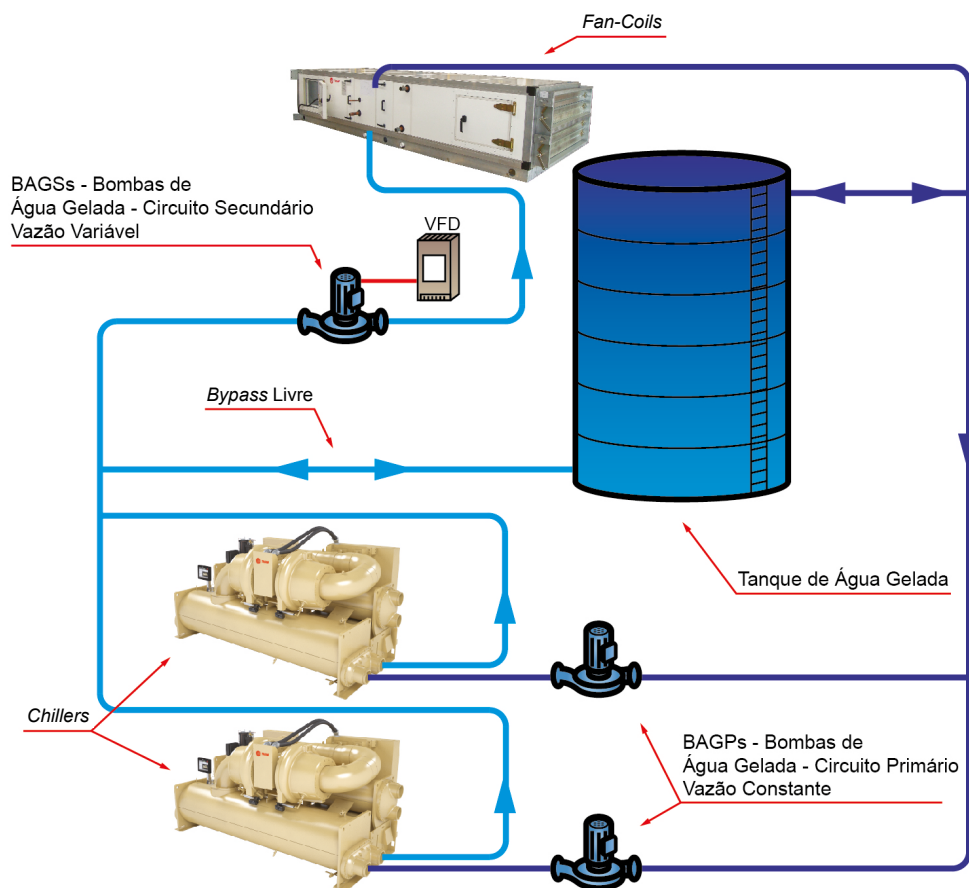
Com o tanque instalado na tubulação de *bypass* entre os circuitos primário e secundário, durante o período normal de funcionamento do sistema de resfriamento, se a vazão no circuito primário for maior que a do circuito secundário, então o excesso

de água gelada passa pelo tanque que vai acumulando água gelada e o retorno que sai do anel superior do tanque de termoacumulação se junta com a vazão de retorno do circuito secundário para a sucção das BAGPs.

Se a vazão no circuito secundário for maior que a vazão no circuito primário, a diferença de vazão sai da parte inferior do tanque, que se mistura com o fluxo do circuito primário da saída dos *Chillers* para a sucção das BAGSs. Nessa condição, o tanque volta a ser “descarregado”. O fluxo de retorno dos equipamentos usuários segue para as BAGPs, mas o excesso retorna para o anel superior do tanque de termoacumulação.

A Figura 47 apresenta um fluxograma esquemático de um sistema com termoacumulação de água gelada.

Figura 47 – Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário e termoacumulação de água gelada



Fotos: Ingersoll Rand do Brasil Ltda com adaptações do autor.

A única desvantagem desse sistema é que utiliza apenas o calor sensível da água (resfriamento e aquecimento da massa de água no interior do tanque), o que irá requerer um volume de água muito maior (cerca de sete vezes), quando comparado com o sistema de termoacumulação de gelo, que utiliza o calor latente da água (solidificação e fusão). Por essa razão, é mais difícil conceber sistemas de termoacumulação de água gelada em edifícios, uma vez que a altura do edifício irá impor uma pressão elevada no tanque. Existem algumas soluções para essa limitação, mas que não são aplicadas no Brasil.

O sistema com termoacumulação de água gelada com circuito primário e secundário apresenta as mesmas características do sistema do item 8.3. Portanto, serão adicionadas apenas algumas particularidades, conforme a seguir:

- ▶ **Ótimo Controle** – a partir do conhecimento do perfil operacional do sistema pela equipe de engenharia de operação, é possível otimizar o controle de sequência de operação dos *Chillers*.
- ▶ **Menor consumo de energia no sistema de água gelada** – esse sistema pode ser bem mais econômico, com resultados de consumo anual de até 50% menor que os sistemas dos itens 8.1 e 8.2. Em algumas aplicações, pode ser otimizado ao longo do ano e ajustado para que, em dias com temperaturas externas mais amenas, os *Chillers* operem apenas no período noturno carregando o tanque, com melhor COP (por causa da temperatura de água de resfriamento mais baixa). No período diurno, o tanque de termoacumulação atende plenamente o sistema. Isso reduz a operação dos *Chillers* em cargas muito reduzidas e/ou funcionamento intermitente por baixa carga.
- ▶ **Síndrome de Baixo ΔT** – O efeito da síndrome de baixo ΔT em um sistema de termoacumulação de água gelada pode ser um grave problema, pois com o excesso de vazão nas BAGSs haverá um “descarregamento” natural de água gelada do tanque, enquanto que os *Chillers* trabalham com carga reduzida. Isso pode provocar um descarregamento total do tanque até mesmo antes do início do horário de ponta, o que poderá resultar na necessidade de funcionamento dos *Chillers* no horário de ponta aumento considerável na conta de energia. Portanto, é essencial

que haja um sistema de automação bem configurado para que possa gerenciar e tomar decisões para evitar tais desvios.

8.6.2 TERMOACUMULAÇÃO DE GELO

Os sistemas com termoacumulação de gelo utilizam o calor latente de fusão da água como a fonte de armazenamento de energia térmica, o que reduz o volume dos tanques de termoacumulação, porém requer que os *Chillers* operem em condições diferentes, com temperaturas mais baixas (em torno de -6 °C) durante o período de termoacumulação (fabricação de gelo).

Os sistemas mais utilizados são os seguintes:

- ▶ **Ice Balls** – normalmente utilizam um ou dois tanques de grande volume, com centenas de milhares de *Ice Balls* (esferas herméticas, com cerca de 100 mm de diâmetro, contendo água destilada) soltas no seu interior. O volume dos tanques é preenchido tipicamente com solução anticongelante de água e etileno glicol a 25% em peso, que possui um ponto de início de congelamento a -11,5 °C e é o fluido que circula por todo sistema de água gelada.

No processo de produção de gelo, a solução de glicol circula em baixa temperatura (em torno de -6 °C) pelo tanque, congelando a água no interior das *Ice Balls*.

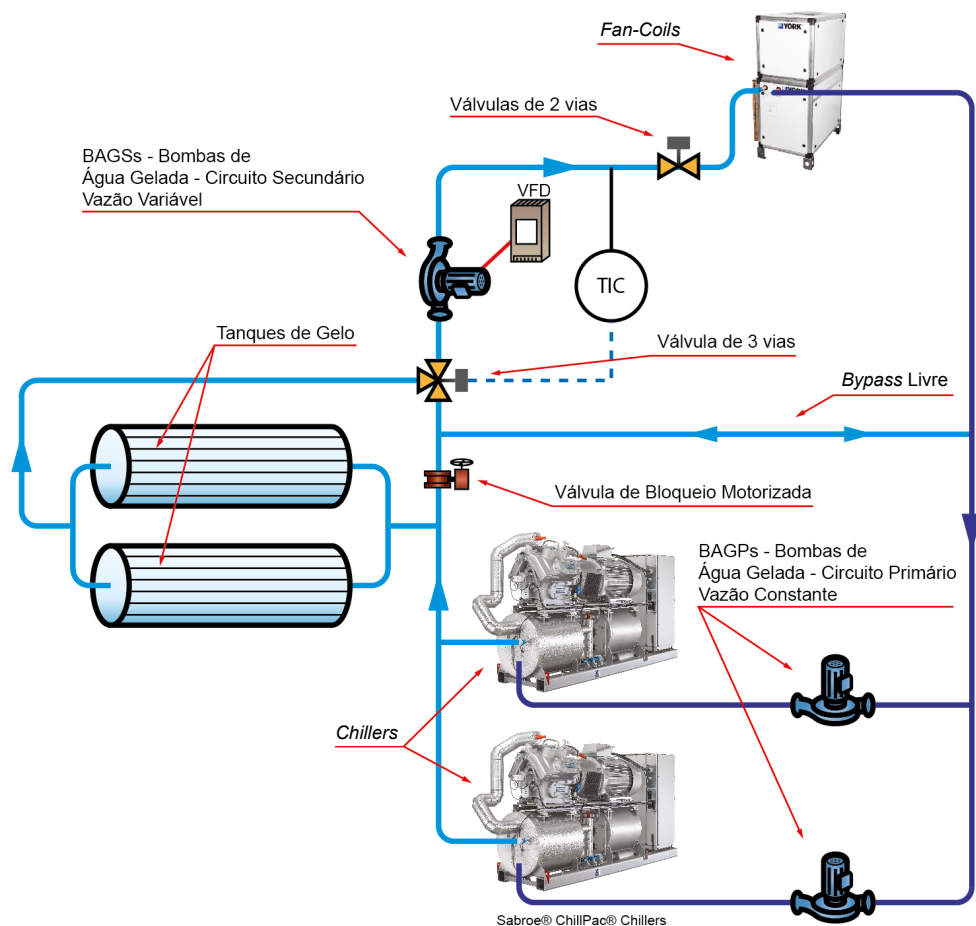
No processo de “queima” de gelo, a solução de glicol que retorna dos equipamentos usuários (em torno de +12 °C), circula pelo tanque fundindo o gelo no interior das *Ice Balls*.

- ▶ **Tanques com Serpentinhas** – Sistema desenvolvido pela Calmac (EUA), que utiliza dezenas de tanques de menor volume com serpentinhas flexíveis de polietileno, imersas em água (da rede de abastecimento). No interior das serpentinhas, circula solução de água e etileno glicol a 25% em peso, que é o fluido que circula por todo sistema de água gelada.

No processo de produção de gelo, a solução de glicol circula em baixa temperatura (em torno de -6 °C) no interior das serpentinhas imersas nos tanques, congelando a água no interior dos tanques.

No processo de “queima” de gelo, a solução de glicol que retorna dos equipamentos usuários

Figura 48 – Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário e termoacumulação de gelo



Fonte: Johnson Controls BE Ltda com adaptações do autor.

(em torno de $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$), circula no interior das serpentinas imersas nos tanques fundindo o gelo no interior dos tanques.

A Figura 48 apresenta um fluxograma esquemático de um sistema com termoacumulação de gelo. O arranjo é o de duplo circuito, com as bombas primárias atendendo os *Chillers* e os tanques de gelo, e as bombas secundárias atendendo os equipamentos usuários.

Em sistemas típicos de ar condicionado, os *Chillers* operam com duplo *setpoint* de controle de temperatura de saída da solução de glicol. No período normal de operação (Modo Ar Condicionado), os *Chillers* atendem o circuito secundário de água gelada do sistema de ar condicionado, com *setpoint*

da temperatura de saída de solução de glicol dos *Chillers* típico de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. No período noturno, os *Chillers* atendem os tanques de termoacumulação de gelo, durante o período de fabricação de gelo (Modo Fabricação de Gelo), com *setpoint* da temperatura de saída de solução de glicol dos *Chillers* em $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

As BAGPs atendem aos *Chillers* e os tanques de termoacumulação de gelo (em série com os *Chillers*) durante a fabricação (congelamento) e “queima” (fusão) de gelo.

Durante o período da tarifa de ponta (Modo Queima de Gelo), os *Chillers* são mantidos desligados e apenas as bombas de água gelada operam. As BAGSs continuam atendendo os condicionadores de ar e as BAGPs (com a solução de glicol circulando pelos *Chillers* desligados, sem nenhum resfriamento,

e em série) atendem aos tanques de gelo, descongelando o gelo dos tanques e resfriando a solução de glicol que retorna dos condicionadores de ar (variável entre 8 °C e 13 °C) até o valor do *setpoint* de solução de glicol que alimenta o circuito secundário para os condicionadores de ar (6 °C).



9 RETROFIT DE SISTEMAS OBSOLETOS

Após a completa eliminação do consumo de CFCs Em 2010, o Governo brasileiro vem atuando no gerenciamento do passivo de CFCs para sistemas existentes com o objetivo de reduzir vazamentos e realizar a destinação ambientalmente adequada dessas substâncias.

Atualmente encontra-se em execução o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs (PBH), com diversas ações voltadas para a redução do consumo e a eliminação de vazamentos de HCFCs, principalmente no setor de serviços, durante as atividades de instalação e manutenção de equipamentos de refrigeração e ar condicionado. Esse programa foi dividido em etapa de implementação. A etapa 1 do PBH, aprovada em julho de 2011, se comprometeu com a eliminação de 16,6% do consumo de HCFCs com base no consumo médio nos anos 2009-2010 (linha de base). A etapa 2 do PBH, aprovada em novembro de 2015, se comprometeu com a eliminação de 39,3% do consumo de HCFCs em 2020 e de 51,6% em 2021.

No âmbito do PBH, é executado o Projeto Demonstrativo para o Gerenciamento Integrado do Setor de *Chillers* (Projeto BRA/12/G77) com a finalidade de promover capacitação e disseminação de informações a respeito de sistemas de água gelada, para incentivar a substituição de equipamentos que utilizam CFCs e HCFCs e melhorar a eficiência energética.

No Brasil, os *Chillers* que ainda utilizam CFCs são raríssimos e a maioria deles funciona apenas como equipamento reserva. Já os *Chillers* que utilizam HCFCs representam uma parcela maior, cerca de 7% do parque total instalado, principalmente em aplicações industriais e em sistemas de menor capacidade, com condensação a ar. Porém, desde o início dos anos 2000 a utilização de *Chillers* com HCFCs em novos sistemas reduziu muito, principalmente com o aumento acentuado da oferta de *Chillers* com HFCs.

Os sistemas de água gelada com *Chillers* que utilizam fluido refrigerante contendo CFC ou HCFCs, além do problema potencial da destruição da camada de ozônio, são sistemas muito deficientes, devido às seguintes causas:

- ▶ Esses *Chillers* foram concebidos antes do período de desafio à eficiência energética, que

teve seu início nos anos 1990 e se intensificou com o estabelecimento do Protocolo de Quioto. Atualmente, os *Chillers* padrões disponíveis no mercado possuem índices de eficiência de pelo menos 30% superiores aos *Chillers* padrões fabricados naquela época, utilizando CFC ou HCFC;

- ▶ Os *Chillers* atuais possuem sistemas de controle otimizados, o que resulta em índices de desempenho em cargas parciais (IPLV, SPLV) muito melhores que os valores dos *Chillers* antigos;
- ▶ A vida útil desses *Chillers* já está no final. Isso implica em uma diminuição acentuada do desempenho (por diversas causas) e gastos contínuos com manutenção.

Alguns programas de eficiência energética e contratos de substituição de sistemas de água gelada, com pagamento baseado no retorno pela melhoria do desempenho, proporcionam soluções otimizadas com excelentes resultados e retorno de investimento muito atrativo.

Contudo, é importante observar que o *Chiller* é apenas um dos componentes do sistema de água gelada. Apesar de ser o principal elemento consumidor de energia, o desempenho do sistema (e dos próprios *Chillers*) depende muito dos demais componentes da instalação e, de uma maneira especial, do controle geral do sistema de água gelada.

Portanto, quanto à análise de um projeto para substituição de *Chillers* antigos, é essencial que todo o sistema de água gelada seja verificado, para que após a instalação dos *Chillers* novos, o sistema opere em condições otimizadas.

A Tabela 21 apresenta os requisitos mínimos de eficiência requerida dos principais tipos de *Chillers* estabelecidos pelo **ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1 – Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings** (norma padrão de requisitos mínimos de eficiência energética para equipamentos e componentes de sistemas prediais, utilizada como referência no RTQ-C do PBE Edifica), comparando a versão de 1989 (padrão utilizado nos anos 1990) com a versão 2013.

Tabela 21 – Requisitos mínimos de eficiência energética para vários tipos de *Chillers*, estabelecidos pelo **ASHRAE Standard 90.1** – comparação entre as versões 1989 e 2013

Tipo de <i>Chiller</i>	Faixa de Capacidade	Eficiência Mínima Requerida	
		ASHRAE 90.1 1989	ASHRAE 90.1 2013 PATH B
Condensação a Ar (<i>Scroll</i> ou Parafuso)	< 528	2,40 COP 2,40 IPVL	2,84 COP 4,63 IPVL
	> 528	2,60 COP 2,60 IPVL	2,87 COP 4,72 IPVL
Condensação a Água (<i>Scroll</i> ou Parafuso)	< 528	3,70 COP 3,80 IPVL	4,69 COP 7,18 IPVL
	> 528 e < 1.055	3,70 COP 3,80 IPVL	5,17 COP 7,99 IPVL
	> 1.055 e < 2.110	4,60 COP 4,70 IPVL	5,67 COP 8,58 IPVL
Condensação a Água (Centrífugo)	< 528	3,70 COP 3,80 IPVL	5,10 COP 7,99 IPVL
	> 528 e < 1.055	3,70 COP 3,80 IPVL	5,58 COP 8,79 IPVL
	> 1.055 e < 2.110	4,60 COP 4,70 IPVL	6,06 COP 9,26 IPVL
	> 2.110	4,60 COP 4,70 IPVL	6,06 COP 9,26 IPVL

Fonte: Elaboração do autor.

Observação:

- O COP e o índice IPLV (conforme descritos no item 5) utilizados na Tabela 21 foram calculados com os *Chillers* operando nas condições de operação padrão estabelecidas pelo **AHRI Standard 550/590** vigente, na ocasião de cada versão do **ASHRAE Standard 90.1**.

Na comparação dos requisitos entre as duas versões, verifica-se que, em 25 anos, houve um aumento médio superior a 25% nos requisitos de eficiência mínima com o equipamento a 100%, e um aumento médio superior a 70% dos requisitos de eficiência mínima com o equipamento operando em carga parcial.

No entanto, as oportunidades no restante do sistema de água gelada também são muitas e, apesar da parcela extra de economia ser menor em relação à economia total de um projeto que contempla apenas a substituição dos *Chillers*, os investimentos extras para a otimização de todo sistema de água gelada são muito menores, com um retorno de in-

vestimento em um prazo menor do que apenas a substituição dos *Chillers*.

A Tabela 22 mostra os resultados de economia de energia de um projeto de substituição de *Chillers* de uma instalação existente com HCFC-22, com capacidade total de 4.571 kW (1.300 ton), e o mesmo projeto contemplando também a otimização da Central de Água Gelada – CAG.

No caso do projeto que incluiu a otimização da CAG, o investimento extra foi de apenas 13% (87% do investimento total foi para a substituição dos *Chillers*) e o resultado final da redução do consumo de energia anual estimado foi de 42,5% em relação ao sistema existente, uma redução extra de 28% em relação ao projeto que contemplava apenas a substituição dos *Chillers*.

O Gráfico 1 indica o potencial de redução de potência total do sistema a partir da CAG inicial, com as opções de substituição dos *Chillers* apenas e substituição dos *Chillers*, incluindo a otimização da CAG.

O projeto de otimização incluiu a eliminação das Bombas do Circuito Primário de Água Gelada (BAGPs)

e as alterações necessárias para a transformação do sistema com circuito primário e secundário para circuito único variável, mantendo as Bombas do Circuito Secundário de Água Gelada (BAGSs) como Bombas Principais do Circuito Único de Água Gelada (BAGMs).

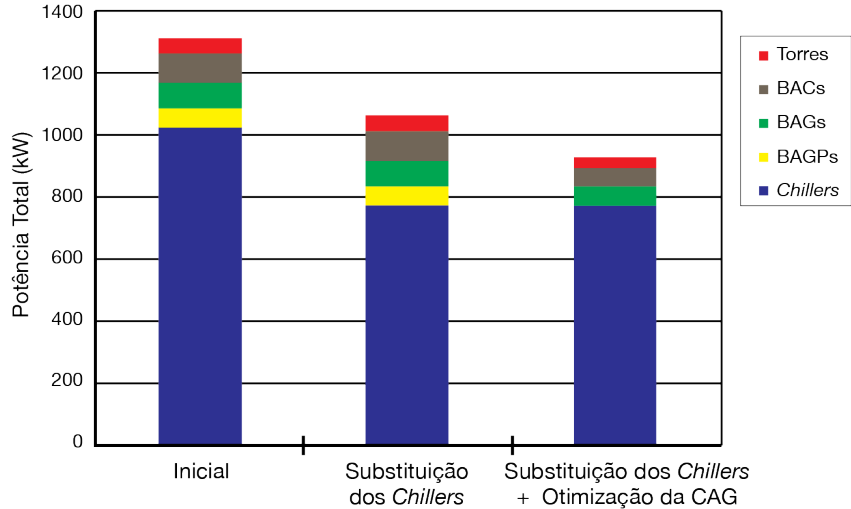
Também foram otimizadas as Bombas de Água de Resfriamento (BACs) e substituídos os enchimentos e ventiladores das Torres de Resfriamento aumentando a eficácia das Torres. Finalmente, um novo sistema de automação foi implantado.

Tabela 22 – Comparação dos resultados de economia de energia entre um projeto de substituição de *Chillers* e o mesmo projeto incluindo a otimização da CAG

Condição	Substituição dos <i>Chillers</i>			Substituição dos <i>Chillers</i> + Otimização da CAG	
	Potência	Potência	Redução (sobre inicial)	Potência	Redução (sobre inicial)
	kW	kW	%	kW	%
<i>Chillers</i>	1.027	773	-24,7	773	-24,7
BAGPs	65	65	0,0	0	-100
BAGSs	83	83	0,0	65	-21,7
BACs	95	95	0,0	59	-37,9
Torres (Ventiladores)	49	49	0,0	33	-32,7
Potência Total	1.319	1.065	-19,3	930	-29,5
	MWh	MWh	%	MWh	%
Consumo de Energia	3.087	2.492	-19,3	1.775	-42,5

Fonte: Elaboração do autor.

Gráfico 1 – Comparativo de potência total entre o sistema inicial e as opções de substituição



Fonte: Elaboração do autor.



10 SISTEMAS DE ÁGUA GELADA EFICIENTES SEM CFC OU HCFC – BENEFÍCIOS AMBIENTAIS

Um novo desafio que se apresenta para a substituição dos HCFCs, principalmente em sistemas com expansão direta, refere-se à redução da utilização dos HFCs, que, apesar de não serem danosos, à camada de ozônio, a maioria deles contribuem sensivelmente para o efeito estufa.

Com os recentes desafios na busca de fluidos frigoríficos com baixo GWP (potencial de aquecimento global menor que 300 ou menor que 150 em algumas propostas de redução), as melhores alternativas exigem restrições de uso. Algumas apresentam índices de toxicidade elevadas (ex. Amônia), e outras são inflamáveis (hidrocarbonetos e os sintéticos HFOs, que são HFCs não saturados).

O Gráfico 2 indica algumas alternativas para substituição de HFCs e do HCFC-22, com indicação dos valores de GWP e a classificação do fluido quanto aos aspectos de segurança, conforme o **ANSI/ASHRAE Standard 34-2013**.

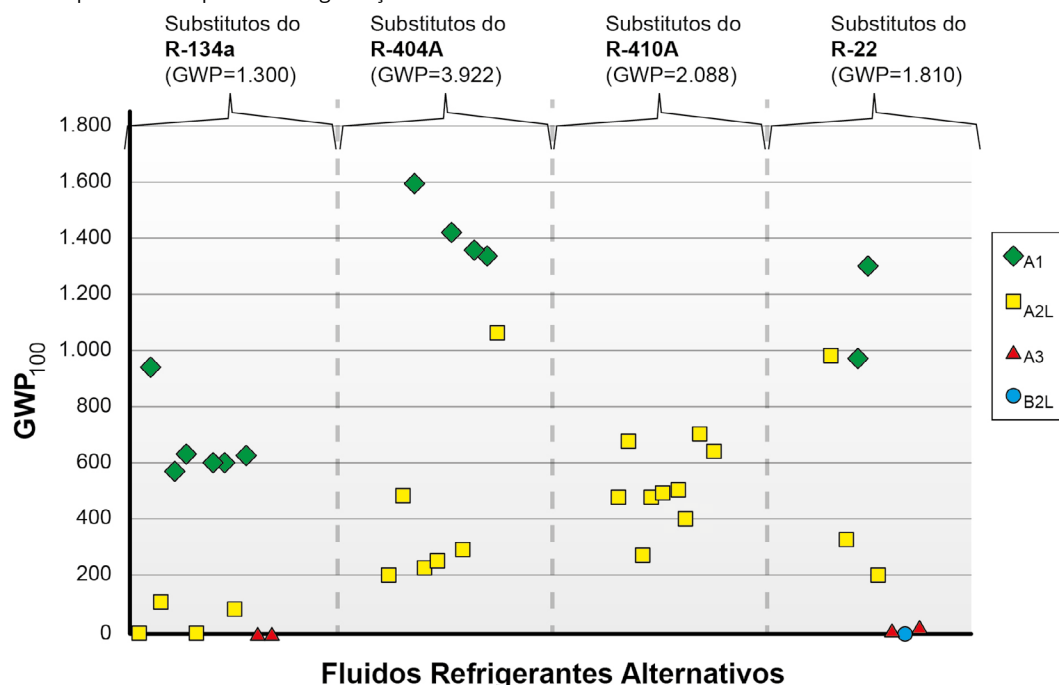
O Gráfico 2 indica a classificação dos fluidos quanto à segurança da seguinte forma:

- ▶ **A1** – Baixa toxicidade e não inflamável;
- ▶ **A2L** – Baixa toxicidade e inflamabilidade com baixa velocidade de propagação de chama;
- ▶ **B2L** – Alta toxicidade e inflamabilidade com baixa velocidade de propagação de chama;
- ▶ **A3** – Baixa toxicidade e inflamabilidade com alta velocidade de propagação de chama.

Ainda não há uma solução final, mas já é consenso geral no desenvolvimento de novas tecnologias que, independentemente de quais sejam os novos fluidos, a carga total do fluido frigorífica no sistema deverá ser muito reduzida.

Os sistemas de água gelada apresentam a menor carga de fluido refrigerante em relação à capacidade

Gráfico 2 – Alternativas para substituição do HCFC R-22 e de HFCs, com os valores de GWP e a classificação do fluido quanto aos aspectos de segurança



Fonte: Q&A Designers.

total (fluido restrito apenas à central de água gelada). Além disso, já estão disponíveis *Chillers* com cargas da ordem de 10 a 15 vezes menores que *Chillers* convencionais e 50 vezes menores que sistemas de expansão direta.

Esse é um requisito pouco observado no Brasil, mas que deverá se intensificar nos próximos anos, durante a busca por novas soluções com fluidos de baixo GWP.

A maioria dos fabricantes de *Chillers* dispõe de linhas comerciais com fluidos frigoríficos de baixo GWP para diversos tipos de equipamentos, destinados principalmente ao mercado europeu, onde os requisitos de legislações demandam a aplicação de fluidos com esta característica. A Tabela 23 indica algumas opções de fluidos para os vários tipos de equipamentos.

Tabela 23 – Opções de fluidos refrigerantes para diversos tipos de *Chillers*

Tipo de Compressor	Tipo de Condensação	Fluido Atual	Novo Fluido	GWP	Classificação de Segurança
Scroll – Hermético/ Parafuso – Semi-hermético	a Ar/ Água	R-22 R-134a R-407C	R-290 (Propano)	3	A3
			R-1234yf (HFO)	4	A2L
			R-1234ze (HFO)	6	A2L
			R-444B (Blend)	296	A2L
	a Água	R-410A	R-446A (Blend)	461	A3
Parafuso – Aberto	a Ar/ Água	R-22 R-134a	R-290 (Propano)	3	A3
		R-22 R-134a	R-717 (Amônia)	0	B2L
	a Água	R-410A	R-446A (Blend)	461	A3
Centrífugo Baixa Pressão	a Água	R-123	R-1233zd(E) (HFO)	<1	A1
Centrífugo Média Pressão	a Água	R-134a	R-1234yf (HFO)	4	A2L
			R-1234ze (HFO)	6	A2L

Fonte: Elaboração do autor.



11 GLOSSÁRIO

- ▶ **Approach** – a melhor tradução do inglês seria aproximação. No evaporador de um *Chiller*, o *approach* indica o diferencial entre a temperatura de saída de água gelada e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante. No condensador, indica o diferencial entre a temperatura de condensação do fluido refrigerante e a temperatura de saída de água de resfriamento. O *approach* pode ser aplicado para qualquer trocador de calor incluindo torres de resfriamento e condicionadores de ar. Ver item 6.2 do Volume I e item 5.2 do Volume II.
- ▶ **BAC** – sigla para bomba do circuito de água de resfriamento que atende um *Chiller* com condensação a água e sua respectiva torre de resfriamento de um sistema de água gelada. Ver itens 6.4 e 6.5 do Volume I.
- ▶ **BAGM** – sigla para bomba do circuito principal de água gelada dimensionada para atender aos equipamentos usuários em série com os *Chillers* em um sistema de água gelada do tipo circuito único com vazão de água gelada variável. Ver item 8.5 do Volume I.
- ▶ **BAGP** – sigla para bomba do circuito primário de água gelada que atende um *Chiller* de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário de água gelada. Ver item 8.3 do Volume I.
- ▶ **BAGS** – sigla para bomba do circuito secundário de água gelada que atende os equipamentos usuários (condicionadores de ar e demais trocadores de calor) de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário de água gelada. Ver item 8.3 do Volume I.
- ▶ **BAGX** – sigla para bomba auxiliar para garantir a vazão mínima de água gelada requerida em um ou mais *Chillers* de um sistema de água gelada do tipo circuito único com vazão de água gelada variável. Ver item 8.5 do Volume I.
- ▶ **Blends** – termo em inglês que significa misturas. São misturas de dois ou mais fluidos refrigerantes que tem como o objetivo melhorar algumas das características dos componentes que eventualmente pudessem limitar o seu uso em determinadas aplicações. Dentre as características a serem melhoradas, as principais são: níveis de toxicidade, índices de inflamabilidade, COP do ciclo, pressões de operação, ODP, GWP e miscibilidade com o óleo lubrificante. Muitos *blends* foram desenvolvidos como fluidos de *drop-in*, ou seja, fluidos com características operacionais similares (mesma faixa de operação e índices de COP) que podem ser utilizados para substituição direta de um fluido que deve ser eliminado (CFC, HCFC ou HFC) de um sistema de refrigeração existente, mas que não exija grandes intervenções ou adequações nos equipamentos e seus componentes. Normalmente envolve apenas a troca do óleo lubrificante e elementos de vedação. Os *blends* podem ser misturas zeotrópicas ou azeotrópicas. Ver itens 4.1.1 e 4.2.2 e Figura 33 do Volume I.
- ▶ **Blends Azeotrópicos** – são misturas de fluidos refrigerantes que se comportam como substância pura durante os processos de mudança de fase (evaporação ou condensação). A principal característica é a temperatura constante durante o processo de mudança de fase à pressão constante. Ver itens 4.1.1 e 4.2.2 e Figura 33 do Volume I.
- ▶ **Blends Zeotrópicos** – são misturas de fluidos refrigerantes que não se comportam como substância pura durante os processos de mudança de fase (evaporação ou condensação). No processo de evaporação, a temperatura inicial (ponto de ebulição) de cada um dos componentes da mistura será em função da pressão parcial de vapor de cada componente (resultante da fração molar). Assim, durante o processo de evaporação há uma variação de temperatura – chamada de *glide* – que é a diferença de temperatura entre o final da evaporação (ponto de orvalho) do último componente da mistura a evaporar e o início da evaporação (ponto de ebulição) do primeiro componente da mistura a evaporar. No final do processo, para a evaporação completa do último componente da mistura é necessário que os demais componentes já estejam na fase de vapor superaquecido. No processo de condensação o comportamento é o inverso. Ver itens 4.1.1 e 4.2.2 e Figura 33 do Volume I.
- ▶ **BMS ou BAS** – siglas do inglês para *Building Management System* ou *Building Automation System*,

refere-se ao sistema de automação predial ou o sistema de supervisão predial incluindo o sistema de automação que controla e monitora a operação de um sistema de ar condicionado.

- ▶ **BoD** – sigla do inglês para *Bases of Design* – Bases do Projeto – documento da equipe de projeto que reflete o OPR e tem como objetivo atender e cumprir os itens descritos no documento de OPR previamente elaborado, incluindo os requisitos, as necessidades, limitações, diretrizes e mesmo os desejos do cliente para os vários aspectos relevantes do projeto. Ver item 3.2.1 do Volume II.
- ▶ **Brine** – termo em inglês que significa salmoura. Fluido secundário alternativo à água gelada, utilizado normalmente em sistemas com temperatura de saída do *Chiller* muito próximas ou abaixo de 0.0°C. Os *brines* podem ser do tipo substâncias puras (óleos sintéticos) ou soluções aquosas. No passado, os *brines* eram realmente salmouras, misturas que utilizavam água e cloreto de sódio ou cloreto de cálcio, mas por serem muitos corrosivos não são mais utilizados. Os *brines* mais comuns em sistemas de água gelada são soluções aquosas com etileno glicol, propileno glicol, etanol, formato de potássio ou acetato de potássio.
- ▶ **Bubble point** – termo em inglês que significa ponto de ebulição. Durante o processo de aquecimento de um determinado fluido refrigerante (ou um *blend*) na fase líquida, à pressão constante, é a temperatura na qual surge a primeira bolha de vapor. É o ponto inicial do processo de evaporação do fluido refrigerante. Ver itens 4.1.1 e 4.2.2 e Figura 33 do Volume I.
- ▶ **CAG** – sigla para Central de Água Gelada. Sala de máquinas principal de um sistema de água gelada onde estão instalados os *Chillers*, bombas e painéis elétricos dos equipamentos. Em sistemas com condensação a água, as torres de resfriamento são instaladas em área ao ar livre adjacente ou remota. Em sistemas com condensação a ar, normalmente a CAG é locada em área ao ar livre.
- ▶ **Caixa de VAC** – caixa de volume de ar constante ou sem controle de vazão, apenas com função On/Off, ou seja 100% aberta ou totalmente fechada (0%). Instalada em uma rede de dutos para distribuição de ar em um ambiente ou zona térmica que não possua controle de temperatura.

ra. Trata-se de uma alternativa mais barata, mas que normalmente resulta em desconforto para os usuários da zona térmica atendida. Ver item 4.1.5 do Volume III.

- ▶ **Caixa de VAV** – caixa de volume de ar variável, ou com controle contínuo de vazão de ar instalada em uma rede de dutos para distribuição de ar controlada aos elementos de difusão de um ambiente ou uma determinada zona térmica. O controle de vazão de ar na caixa de VAV é realizado por um sensor de temperatura do ar ambiente instalado na zona térmica atendida. Ver item 4.1.5 do Volume III.
- ▶ **CFR** – documento com os requisitos atuais do sistema (do inglês *Current Facility Requirements*) – é um dos principais documentos de todo o processo de retrocomissionamento, onde todos os requisitos atuais do sistema são estabelecidos. Ver item 3.1.1 do Volume III.
- ▶ **clo** – unidade de medida no SI para o **índice de vestimenta** de uma pessoa e relaciona a resistência térmica média à troca de calor do corpo humano com o ambiente, causada pela vestimenta do usuário – 1 clo = 0,155 m²K/W. Ver item 1.2.1 do Volume II.
- ▶ **COP** – sigla do inglês para *Coefficient Of Performance* – coeficiente de desempenho. O COP de um *Chiller* com ciclo de compressão de vapor, em termos práticos é a relação entre a capacidade de resfriamento do *Chiller* e a potência absorvida pelos motores dos seus componentes. Nos *Chillers* com ciclo de absorção, a equação do COP indica a relação entre a capacidade de resfriamento e a potência (calor) de geração somada à potência de bombeamento da solução. Ver item 5.1 do Volume I.
- ▶ **Cx** – sigla para o termo comissionamento. Ver item 3.0 do Volume II.
- ▶ **Demister** – é um dispositivo instalado em um separador de líquido (por exemplo, de um evaporador de um *Chiller*) para aumentar a remoção de gotículas de líquido arrastadas (ou a retenção de gotículas de líquido) em um fluxo de vapor. Pode ser uma malha com elemento coalescente ou qualquer outra estrutura destinada a agregar a névoa em gotículas e garantir separação do fluxo de vapor. Nos separadores de líquido dos evaporadores dos *Chillers*, a função principal do

demister é evitar o arraste de líquido refrigerante para a sucção do compressor. A aplicação do *demister* reduz o tamanho do separador de líquido. Ver item 4.1.1 do Volume I – Figuras 19 e 20.

- ▶ **Dew point** – termo em inglês que significa ponto de orvalho. Durante o processo de resfriamento de um determinado fluido refrigerante (ou um *blend*) na fase de vapor superaquecido, à pressão constante, é a temperatura na qual surge a primeira bolha de líquido. É o ponto inicial do processo de condensação do fluido refrigerante. Ver itens 4.1.1 e 4.2.2 e Figura 33 do Volume I.
- ▶ **Economizer ou Economizador** – é um componente adicional aplicado ao ciclo para aumentar a capacidade de um sistema de refrigeração (ver item 3.1.5 do Volume I). O economizador pode ser de dois tipos:
 - ▶ **Economizador Aberto** – trata-se de um conjunto de um dispositivo de expansão com um vaso separador de líquido, instalados após o processo de condensação. O dispositivo de expansão diminui a pressão de todo fluxo de fluido refrigerante líquido do ciclo até um valor intermediário provocando a geração de vapor e a diminuição da temperatura do fluido. No separador de líquido, a fase vapor segue para um ponto intermediário do processo de compressão (vários compressores permitem esta admissão de vapor no meio da compressão), enquanto que a fase líquida (em uma temperatura menor que a temperatura de condensação) segue para o dispositivo de expansão principal e para o evaporador. Neste processo, a entalpia do líquido que sai do economizador é bem menor que a entalpia do líquido da saída do condensador. Assim, o efeito de refrigeração no ciclo é maior, sem diminuição da vazão em massa do fluido refrigerante na sucção do compressor. O aumento de vazão em massa ocorre somente no ponto intermediário da compressão, com a injeção do fluxo de vapor proveniente do economizador.
 - ▶ **Economizador Fechado** – nesse caso é aplicado um trocador de calor adicional para intensificar o processo de sub-resfriamento do líquido antes do dispositivo de expansão principal. Para promover o sub-resfriamento extra no trocador de calor, uma parte do fluxo de líquido é desviada para um dispositivo de expansão auxiliar, onde é reduzida a uma pressão e temperatura intermediária. Após a expansão, a parcela de fluxo é evaporada no outro lado do trocador de calor e o vapor segue para um ponto intermediário do processo de compressão. A entalpia do líquido sub-resfriado na saída do economizador é bem menor que a entalpia do líquido da saída do condensador. Assim, o efeito de refrigeração no ciclo é maior, sem diminuição da vazão em massa do fluido refrigerante na sucção do compressor. O aumento de vazão em massa ocorre somente no ponto intermediário da compressão, com a injeção do fluxo de vapor proveniente do economizador. Ver Figura 10 do item 3.1.5 do Volume I.
- ▶ **Fan Coil** – condicionador de ar constituído de uma serpentina de resfriamento de ar que utiliza água gelada como meio de resfriamento e um ventilador para circulação do ar na serpentina e distribuição para a área a ser condicionada, que pode ser por meio de uma rede de dutos ou diretamente na área através de um *plenum*. Os elementos de controle podem ser desde um termostato no ambiente até uma malha mais complexa envolvendo controle de vazão de água gelada, vazão de ar, temperatura de insuflação e umidade do ar.
- ▶ **Glide** – o termo em inglês indica uma inclinação suave em um processo. Ocorre em misturas zeotrópicas de fluidos refrigerantes. No processo de evaporação, é a diferença de temperatura entre o final da evaporação (ponto de orvalho) do último componente da mistura a evaporar e o início da evaporação (ponto de ebulição) do primeiro componente da mistura a evaporar. No processo de condensação, é a diferença de temperatura entre o início da condensação (ponto de orvalho) do primeiro componente da mistura a condensar e o final da condensação (ponto de ebulição) do último componente da mistura a condensar. Ver itens 4.1.1 e 4.2.2 e Figura 33 do Volume I.
- ▶ **IEQ** – sigla do inglês para *Indoor Environmental Quality* – Qualidade do Ambiente Interno, abrangendo as condições dentro de um edifício tais como qualidade de ar, conforto térmico, iluminação, ergonomia, segurança, acessibilidade, e seus efeitos sobre os ocupantes ou residentes. As estratégias para abordar o IEQ incluem aquelas

que protegem a saúde humana, melhoram a qualidade de vida e reduzem o estresse e lesões potenciais. Melhor qualidade do ambiente interno melhora a vida dos ocupantes do edifício. Normalmente se mantém a sigla do inglês IEQ, pois em português ficaria QAI, sigla já aplicada para Qualidade do Ar Interior.

- ▶ **Impeller** – é o elemento rotativo ou rotor de um compressor centrífugo. Em português, o termo, raramente utilizado, é impulsor.
- ▶ **Incondensáveis** – são componentes gasosos adicionais a um determinado fluido refrigerante no circuito de refrigeração (normalmente indesejáveis), que se agregam ao fluido em sua fase vapor e são comprimidos, mas que não se condensam e ficam retidos na parte superior do condensador ou do recipiente de líquido. O gás incondensável mais comum é o ar, que pode ter penetrado no circuito de refrigeração por ocasião de um serviço de manutenção que exigiu a abertura do circuito de refrigeração, mas que ao final não se executou um processo de vácuo adequado. Pode ser também Nitrogênio utilizado para quebrar o vácuo.
- ▶ **IPLV** – o índice IPLV (do inglês, *Integrated Part Load Value* – valor integrado de carga parcial) é definido pelo **ANSI/AHRI Standard 550/590 (IP) e AHRI Standard 551/591 (SI)** como o valor que expressa a eficiência de um *Chiller*, considerando não apenas o seu desempenho em 100% de carga, mas a média ponderada considerando a sua operação em cargas parciais ao longo do ano em condições de operação fixas pré determinadas. O IPLV é utilizado para testes em fábrica apenas. Ver item 5.2 do Volume I.
- ▶ **Lift** – termo em inglês definido como a diferença de pressão do fluido refrigerante entre a descarga e a sucção no compressor do *Chiller*. Refere-se à elevação da pressão no compressor. Ver Figura 35 do item 6.2 do Volume I
- ▶ **met** – unidade de medida no SI para o **nível de atividade física das pessoas** que determina a taxa de metabolismo dos usuários num ambiente – 1 met = 58,2 W/m². Admitindo a superfície média de 1,8 m² para o corpo de um adulto, 1 met equivale a aproximadamente 105 W. Ver item 1.2.1 do Volume II.
- ▶ **NPVL** – referido pelos **AHRI Standard 550/590 (I-P) e AHRI Standard 551/591 (SI)** como o valor

de carga parcial fora do padrão (do inglês, *Non-Standard Part Load Value*), ou seja, para condições de operação de projeto diferentes das apresentadas para o cálculo do IPLV, que são as condições padrão. O NPLV é utilizado para testes em fábrica apenas. Ver item 5.3 do Volume I.

- ▶ **OPR** – documento de requisitos de projeto do proprietário (do inglês, *Owner's Project Requirements*). O OPR é o principal documento de todo o projeto, uma espécie de carta magna, onde todos os requisitos do proprietário (que podem incluir os requisitos dos usuários e demais participantes do edifício ocupado) são estabelecidos, e que servirá de base para o desenvolvimento de todo o projeto. Ver item 3.1 do Volume II.
- ▶ **OCx** – sigla para o termo comissionamento contínuo (do inglês *Ongoing Commissioning*). Ver item 3.5 do Volume III.
- ▶ **PMOC** – Plano de Manutenção, Operação e Controle – plano de operação e manutenção normalmente limitado aos condicionadores de ar e à sala de máquinas onde estão instalados, com o objetivo de atender os requisitos de qualidade do ar de interiores. Deveria ser aplicado a todos os equipamentos e instalações de um sistema de ar condicionado, com objetivo de atender os requisitos de conforto, qualidade do ar e eficiência energética.
- ▶ **PMV** – sigla do inglês para *Predict Mean Vote* – Voto Médio Previsto – que prevê o valor médio dos votos de um grande grupo de pessoas na escala de sensibilidade térmica de sete pontos, que pode variar de -3,0 (muito frio) a +3,0 (muito quente), com o ponto ideal igual a 0,0 (sensação neutra) e os limites de tolerância para o conforto térmico entre -0,5 e +0,5. Ver item 1.2.1 do Volume II.
- ▶ **PPD** – sigla do inglês para *Predicted Percentage of Dissatisfied* – Percentual Previsto de Insatisfeitos – que estabelece uma previsão quantitativa da porcentagem de usuários insatisfeitos termicamente, determinadas pelo PMV, com um mínimo de 5,0% (nunca será possível agradar a todos) e o limite de tolerância de 10,0%. Ver item 1.2.1 do Volume II.
- ▶ **RCx** – sigla para o termo retrocomissionamento. Ver item 3.0 do Volume III.

- ▶ **Roda entálpica** – trocador de calor com elemento rotativo aplicado em sistemas de ar condicionado como recuperador de energia, com a função de pré-resfriar o ar externo quando estiver mais quente e úmido que o ar de expurgo rejeitado de um ambiente condicionado. Ou seja, ao invés de descartar para a atmosfera o ar de expurgo de um ambiente condicionado (normalmente com temperatura de bulbo seco entre 22 °C e 25 °C e com umidade relativa entre 45% e 65%), o fluxo de expurgo passa pela roda entálpica (por exemplo, em fluxo cruzado) para resfriamento inicial do ar externo, que passa pelo lado oposto entrando com condição entálpica superior. Pode ser utilizada também no inverno quando aplicada em sistemas de aquecimento. Ver Figura 11 do item 2.3 do Volume II.
- ▶ **SPVL** – O SPLV (sigla do inglês, *System Part Load Value* – valor de carga parcial do sistema), refere-se à média ponderada da eficiência energética em cargas parciais de uma instalação real, com vários *Chillers*, com perfil de operação específico, em função das características do projeto e dos horários de funcionamento do sistema, em uma determinada localidade, com suas condições climáticas próprias ao longo do ano. Ver item 5.4 do Volume I.
- ▶ **T_{BS}** – Sigla para Temperatura de Bulbo Seco do ar. Refere-se à temperatura do ar indicada em um termômetro com o bulbo seco ou sensor com a ponta da haste seca. Quando não houver nenhuma indicação específica, a temperatura do ar é a temperatura de bulbo seco.
- ▶ **T_{BU}** – Sigla para Temperatura de Bulbo Úmido do ar. Refere-se à temperatura do ar indicada em um termômetro com o bulbo suavemente molhado, com uma mecha envolvendo o bulbo, que é mantida úmida (por capilaridade) porque a parte de baixo da mecha fica mergulhada em um recipiente com água destilada. Outro detalhe importante é a necessidade de haver uma velocidade mínima do ar que passa pelo bulbo úmido do termômetro. A temperatura de bulbo úmido do ar é menor que a temperatura de bulbo seco, exceto na condição de 100% de umidade relativa,

que neste caso é referida como a temperatura de ponto de orvalho (*dew point*) da água no ar, ou seja a temperatura na qual a quantidade de água presente no ar (umidade absoluta atual) satura e começa a condensar.

A temperatura de bulbo úmido está relacionada com a entalpia do ar úmido e carece de um instrumento específico, normalmente apenas disponível em multimedidores de grandezas físicas do ar ou estações meteorológicas. A maioria dos sensores existentes mede o ponto de orvalho ou T_{BS} e UR. Como o cálculo da T_{BU} é complexo a partir das medições apenas da T_{BS} e UR, os resultados são por aproximação nem sempre são precisos.

- ▶ **VFD** – sigla do termo em inglês para *Variable Frequency Drive*. Refere-se ao inversor de frequência do motor elétrico de um equipamento. Em sistemas de ar condicionado, os inversores de frequência podem ser aplicados aos motores dos *Chillers*, bombas, ventiladores das torres de resfriamento e ventiladores dos condicionadores de ar e demais ventiladores e exaustores do sistema. Outra sigla também utilizada é VSD, do termo em inglês *Variable Speed Drive*.
- ▶ **VRF** – sigla do termo em inglês para *Variable Refrigerant Flow* – fluxo variável de fluido refrigerante – sistema de ar condicionado com expansão direta do fluido refrigerante para o resfriamento do ar, constituído de uma ou mais unidades condensadoras que operam em paralelo, porém com controle único integrado e um conjunto de várias unidades evaporadoras para atender diferentes zonas térmicas de um ambiente climatizado. Cada evaporadora possui uma válvula de controle contínuo de vazão de fluido refrigerante que é controlada por um sensor instalado na zona térmica atendida.
- ▶ **UR** – Sigla para Umidade Relativa do ar. Refere-se à relação entre a quantidade de água existente no ar (umidade absoluta) e a quantidade máxima que poderia haver na mesma T_{BS} (ponto de saturação). Expressa em porcentagem (%).



12 REFERÊNCIAS

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401/2008 – Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários – Partes 1, 2 e 3**. Rio de Janeiro, 2008.

AHRI. AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. **Absorption Water Chilling and Water Heating Packages**. Standard 560 2000. Arlington, 2000.

_____. **Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle**. Standard 551/591 (SI) 2015. Arlington, 2015.

_____. **Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle**. Standard 550/590 (IP) 2015. Arlington, 2015.

AIRAH. AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEATING. **Best Practice Guideline – Methods of Calculating TEWI 2012**. The Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating. Melbourne, 2012.

ASHRAE. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook – Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 2013.

_____. **ASHRAE Handbook – HVAC Applications**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 2015.

_____. **ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment**, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2016.

_____. **Method of Testing Liquid-Chilling Packages**. Standard 30-1995. ANSI/ASHRAE. Atlanta, 1995.

_____. **Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**. Standard 90.1-2013. ANSI/ASHRAE/IESNA. Atlanta, 2013.

_____. **Measurement, Testing, Adjusting and Balancing of Building HVAC Systems**. ASHRAE Standard 111-2008. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2008.

BRASIL. Ministério da Ciência e Tecnologia. **Fatores Médios de Emissão de CO₂**. Brasília, 2017. Disponível em: <<http://www.mct.gov.br/index.php/content/view/321144.html>>. Acesso em: 05 maio 2017.

CARRIER CORPORATION. **T-16JL/R-0710-01(E)-CHK – Lithium Bromide Absorption Chiller**. Carrier Corporation, 2005.

DAIKIN INDUSTRIES. **AG 31-002 – Application Guide – Centrifugal Chiller Fundamentals**. Daikin Applied, 2015.

_____. **AG 31-003 – Chiller Application Guide - Fundamentals of Water and Air Cooled Chillers**. Daikin Applied, 2014.

DURKIN, T. H. **Evolving Design of Chiller Plants**. ASHRAE Journal v. 47, n. 11, pág. 40-50. Atlanta, nov. 2005.

_____. **Emission Factors for Sustainable Energy Action Plan (SEAP)**. Covenant of Mayors for Climate & Energy, Technical Annex. 2014.

_____. **Global Warming Potential Values**. Greenhouse Gas Protocol. 2015.

HUSTON, Mark H. **A Brief History of Centrifugal Chillers**. ASHRAE Journal v. 47 n. 12, pág. 20-29. Atlanta, dez. 2005.

HRNJAK, P. **Microchannel Heat Exchangers as a Design Option for Charge Minimization on NH3 and HC Systems**. Proceedings of IIR Conference Zero Leak minimal Charge, pág. 111-118. Estocolmo, 2002.

KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES. **Triple Effect Absorption Chiller-Heater**. Kawasaki Heavy Industries, 2010.

STENHEDE, C. **Technical Reference Manual for Plate Heat Exchangers in Refrigeration & Air conditioning Applications**. Alfa Laval AB, 5ª ed., nov. 2008.

SOUTHERN CALIFORNIA GAS COMPANY. **Absorption Chillers - Advanced Design Guideline Series**. New Buildings Institute, nov. 1998.

TAYLOR, S. T. **Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems**. ASHRAE Journal v. 44 n. 2, pág. 25-29, fev. 2002.

THE EUROPEAN PARLIAMENT. **Regulation (EU) No 517/2014 On Fluorinated Greenhouse Gases**

and Repealing Regulation (EC) No 842/2006, Annex II. Abr. 2014.

The Physical Science Basis – Anthropogenic and Natural Radiative Forcing. Appendix 8.A: Lifetimes, Radiative Efficiencies and Metric Values. IPCC Fifth Assessment Report 2014 (AR5) – Climate Change. 2013.

TRANE. **TRG-TRC010-EN – Air Conditioning Clinic - Centrifugal Water Chillers.** Trane Heating

and Air Conditioning Services & Systems, Ingersoll Rand, 2012.

_____. **TRG-TRC011-EN – Air Conditioning Clinic - Absorption Water Chillers.** Trane Heating and Air Conditioning Services & Systems, Ingersoll Rand, 2012

_____. **TRG-TRC012-EN – Air Conditioning Clinic - Helical-Rotary Water Chillers.** Trane Heating and Air Conditioning Services & Systems, Ingersoll Rand, 2012.



13 CRÉDITOS DAS IMAGENS

Figura	Créditos
Figuras 1, 2, 11, 25, 41 e 45	Midea Carrier do Brasil Ltda
Figuras 8, 28, 31, 40, 43 e 46	Daikin do Brasil Ltda
Figuras 3, 14, 18, 20, 28, 42 e 47	Trane – Ingersoll Rand do Brasil Ltda
Figura 16	Kawasaki Heavy Industries Ltda
Figuras 21, 23, 30, 37, 38, 44 e 48	Johnson Controls BE Ltda
Figura 22	Alfa Laval AB
Figuras 26 e 29	Mayekawa do Brasil Ltda
Figura 36	Transcalor Ltda
Arte das Figuras	Q&A Designers



Empoderando vidas.
Fortalecendo nações.

MINISTÉRIO DO
MEIO AMBIENTE

