

# **EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**

**INDUSTRIAL E COMERCIAL**

**MANUAL PRÁTICO**





## Créditos

Trabalho elaborado no âmbito do contrato realizado entre a ELETROBRÁS/PROCEL e o consórcio EFFICIENTIA/FUPAI

### **MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA**

---

Esplanada dos Ministérios Bloco "U" - CEP. 70.065-900 – Brasília – DF  
[www.mme.gov.br](http://www.mme.gov.br)

Ministra

**Dilma Rousseff**

### **ELETROBRÁS/PROCEL**

---

Av. Rio Branco, 53 - 20º andar - Centro - CEP 20090-004 - Rio de Janeiro – RJ  
[www.eletrobras.com/procel](http://www.eletrobras.com/procel) - [procel@eletrobras.com](mailto:procel@eletrobras.com)

Presidente

**Silas Rondeau Cavalcante Silva**

Diretor de Projetos Especiais e Desenvolvimento Tecnológico e Industrial e Secretário Executivo do PROCEL

**Aloísio Marcos Vasconcelos Novais**

Chefe de Departamento de Planejamento e Estudos de Conservação de Energia e Coordenador Geral do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética

**Renato Pereira Mahler**

Chefe da Divisão de Suporte Técnico de Conservação de Energia e Coordenador Técnico do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética

**Luiz Eduardo Menandro Vasconcellos**

Chefe da Divisão de Planejamento e Conservação de Energia

**Marcos de Queiroz Lima**

Chefe de Departamento de Projetos Especiais

**George Alves Soares**

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Setoriais de Eficiência Energética

**Fernando Pinto Dias Perrone**

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Especiais

**Solange Nogueira Puente Santos**

### **EQUIPE TÉCNICA**

---

Coordenador Geral

**Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro**

---

## **CONSÓRCIO EFFICIENTIA/FUPAI**

---

### **EFFICIENTIA**

Av. Afonso Pena, 1964 – 7º andar – Funcionários – CEP 30130-005 – Belo Horizonte – MG  
www.efficientia.com.br - efficientia@efficientia.com.br

Diretor Presidente da Efficientia

**Elmar de Oliveira Santana**

Coordenador Geral do Projeto

**Jaime A. Burgoa / Túlio Marcus Machado Alves**

Coordenador Operacional do Projeto

**Ricardo Cerqueira Moura**

Coordenador do Núcleo Gestor dos Guias Técnicos

**Marco Aurélio Guimarães Monteiro**

Coordenador do Núcleo Gestor Administrativo-Financeiro

**Cid dos Santos Scala**

### **FUPAI – Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria**

Rua Xavier Lisboa, 27 – Centro – CEP 37501-042 – Itajubá – MG  
www.fupai.com.br – fupai@fupai.com.br

Presidente da FUPAI

**Djalma Brighenti**

Coordenador Operacional do Projeto

**Jamil Haddad \***

**Luiz Augusto Horta Nogueira \***

Coordenadora do Núcleo Gestor Administrativo-Financeiro

**Heloisa Sonja Nogueira**

---

### **EQUIPE TÉCNICA**

---

Apoio Técnico

**Adriano Jack Machado Miranda**

**Maria Aparecida Morangon de Figueiredo**

**Micael Duarte França**

Fotografia

**Eugênio Pacelli**

---

### **AUTORES**

---

**Osvaldo José Venturini \***

**Marcelo José Pirani**

Co-autores: **Carlos Roberto Rocha**

**Marco Aurélio G. Monteiro**

\* Professores da Universidade Federal de Itajubá

## Apresentação

Criado em 1985, pelo Governo Federal, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) é coordenado pelo Ministério de Minas e Energia e implementado pela ELETROBRÁS. O objetivo principal do PROCEL é contribuir para a redução do consumo e da demanda de energia elétrica no país, por meio do combate ao desperdício desse valioso insumo.

A ELETROBRÁS/PROCEL mantém estreito relacionamento com diversas organizações nacionais e internacionais cujos propósitos estejam alinhados com o citado objetivo. Dentre elas, cabe ressaltar o Banco Mundial (BIRD) e o Global Environment Facility (GEF), os quais têm se constituído em importantes agentes financiadores de projetos na área da eficiência energética.

Nesse contexto, o GEF, que concede suporte financeiro a atividades relacionadas com a mitigação de impactos ambientais, como o uso racional e eficiente da energia, doou recursos à ELETROBRÁS/PROCEL, por intermédio do BIRD, para o desenvolvimento de vários projetos. Dentre eles, destaca-se o projeto "Disseminação de Informações em Eficiência Energética", concebido e coordenado pela ELETROBRÁS/PROCEL e realizado pelo Consórcio Efficientia/Fupai, com o apoio do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD), que objetiva divulgar informações sobre tecnologias de uso eficiente de energia para os profissionais dos setores industrial, comercial, prédios públicos e saneamento, difundindo aspectos tecnológicos e operacionais que permitam reduzir o desperdício de energia elétrica.

O objetivo deste manual é instrumentalizar os interessados com informações úteis e práticas, capacitando-os para identificar oportunidades de redução de custos e de consumo de energia em seu sistema.



# Sumário

<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>9</b>
<b>Parte I - PLANO DE AÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>1 - CONHECIMENTO DO SISTEMA E DA INSTALAÇÃO ONDE ESTÁ INSERIDO.....</b>	<b>13</b>
1.1 - Caracterização de um sistema de refrigeração genérico .....	13
1.2 - Caracterização do sistema de refrigeração específico da sua empresa .....	16
<b>2 - IDENTIFICAÇÃO E SELEÇÃO DAS OPORTUNIDADES DE MELHORIAS .....</b>	<b>17</b>
2.1 - Oportunidades para melhorar um sistema de refrigeração genérico .....	17
2.2 - Oportunidades para melhorar um sistema de refrigeração específico .....	21
<b>3 - IMPLEMENTAÇÃO DAS AÇÕES DEFINIDAS .....</b>	<b>22</b>
3.1 - Implementação de melhorias em um sistema de refrigeração genérico .....	22
3.2 - Implementação das ações definidas no sistema específico da sua empresa .....	22
<b>4 - AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS E REINÍCIO DO CICLO DO PLANO DE AÇÕES .....</b>	<b>23</b>
<b>Parte II - OPORTUNIDADES PARA MELHORAR A EFICIÊNCIA .....</b>	<b>27</b>
<b>1 - IDENTIFICAÇÃO DAS OPORTUNIDADES NA GERAÇÃO DE FRIO .....</b>	<b>27</b>
1.1 - Identificação dos fatores que afetam a eficiência na geração de frio .....	27
1.2 - Áreas de oportunidade para melhorar a eficiência na geração de frio .....	33
1.2.1 - Aumento da temperatura de evaporação .....	33
1.2.2 - Diminuição da temperatura de condensação. ....	34
1.2.3 - Aumento do subresfriamento .....	38
1.2.4 - Diminuição do superaquecimento .....	40
1.2.5 - Variação da pressão de condensação .....	41
1.2.6 - Seleção adequada do compressor .....	43
1.2.7 - Operação de compressores em carga parcial .....	44
1.2.8 - Controle de rotação de compressores parafuso .....	46
1.2.9 - Purga de gases não condensáveis .....	46
1.2.10 - Controle de rotação dos ventiladores dos condensadores .....	46
1.2.11 - Instalação de separadores de óleo .....	47
1.2.12 - Resfriamento do óleo de compressores parafuso .....	47

1.2.13 - Intertravamento entre o ventilador da torre, a bomba e o compressor .....	48
1.2.14 - Tratamento químico da água .....	48
1.2.15 - Eliminação de vazamento de água no sistema de condensação .....	48
1.2.16 - Controle de rotação do ventilador da torre de resfriamento .....	48
1.2.17 - Uso de termostato para controle do ventilador da torre .....	49
<b>2 - IDENTIFICAÇÃO DAS OPORTUNIDADES NA DISTRIBUIÇÃO DO FRIO .....</b>	<b>50</b>
2.1 - Identificação dos fatores que afetam a eficiência na distribuição de frio .....	50
2.2 - Áreas de oportunidade para melhorar a eficiência na distribuição de frio .....	51
2.2.1 - Isolamento das tubulações .....	51
2.2.2 - Eliminação de vazamentos de fluido refrigerante .....	51
2.2.3 - Redução da queda de pressão na linha de sucção .....	52
2.2.4 - Redução da queda de pressão na linha de descarga .....	53
2.2.5 - Troca do filtro secador .....	54
<b>3 - IDENTIFICAÇÃO DAS OPORTUNIDADES NO USO FINAL DO FRIO .....</b>	<b>54</b>
3.1 - Identificação dos fatores que afetam a eficiência no uso final do frio .....	55
3.2 - Áreas de oportunidade para melhorar a eficiência no uso final do frio .....	56
3.2.1 - Redução do ganho de calor através das estruturas das câmaras frigoríficas .....	56
3.2.2 - Redução do ganho de calor por infiltração de ar .....	58
3.2.3 - Redução do calor dissipado pelos ventiladores dos evaporadores .....	60
3.2.4 - Diminuição da carga de iluminação .....	61
3.2.5 - Uso de sistemas anticondensação superficial .....	62
3.2.6 - Adequação da temperatura no ambiente refrigerado .....	63
3.2.7 - Redução das perdas devido à inexistência de termostato ou pressostato .....	64
3.2.8 - Adequação da forma de armazenagem de produtos nos espaços refrigerados .....	65
3.2.9 - Diminuição das fontes de calor nos espaços refrigerados ou próximas destes .....	65
3.2.10 - Otimização do degelo .....	66
<b>Parte III - FONTES DE CONSULTA .....</b>	<b>71</b>
<b>1 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>71</b>
<b>2 - LINKS ÚTEIS .....</b>	<b>72</b>
<b>3 - ÓRGÃOS E INSTITUIÇÕES .....</b>	<b>72</b>
<b>ANEXO - CONVERSÃO DE UNIDADES .....</b>	<b>75</b>

## Introdução

A utilização dos sistemas de refrigeração é indispensável e, como consequência, o uso da energia elétrica para acionamento dos motores e outros equipamentos associados a estes sistemas.

Sistemas de refrigeração podem produzir emissões de gases de efeito estufa, também. Assim, se não é possível evitar a degradação ambiental decorrente da exploração irracional dos recursos naturais, uma importante contribuição nesse contexto, consiste no uso racional da energia, se não pela consciência ambiental da necessidade de deixar para as futuras gerações um planeta em melhores condições de habitabilidade, ao menos pela possibilidade de reduzir os custos dos produtos ou serviços, que, em última análise, serão sempre pagos pela sociedade.

O frio é muito utilizado na indústria de alimentação e nos demais setores para a conservação de alimentos, entre outros usos. O conhecimento das técnicas de geração, distribuição e de seu uso possibilita a redução do consumo de energia e, consequentemente, de seu custo.

### Objetivo

Disponibilizar informações técnicas úteis e práticas aos profissionais de empresas que possuem sistemas de refrigeração, capacitando-os para identificar oportunidades de redução de custos e de consumo de energia em seu sistema.

### Público alvo

Técnicos, engenheiros e membros de Comissões Internas de Conservação de Energia (CICE) que trabalhem em empresas que possuam sistemas de refrigeração, consultores de engenharia e demais profissionais que trabalhem com esses sistemas.

### Orientações gerais

Este Manual faz parte de um conjunto de publicações editadas pela ELETROBRÁS / PROCEL. Apresenta, de forma sucinta, dicas para reduzir custos e consumo de energia. Simultaneamente, a Eletrobrás / Procel está editando uma publicação com conteúdo mais abrangente sobre este tema para servir de material de consulta e suporte para aqueles profissionais que desejarem se aprofundar mais no assunto.

As oportunidades de eficientização energética apontadas neste Manual são um extrato dos conceitos e fundamentos apresentados na referida publicação. Assim, ao apresentar as informações neste Manual, procuraremos referenciar ao texto original, caso o usuário queira mais informações sobre o assunto.

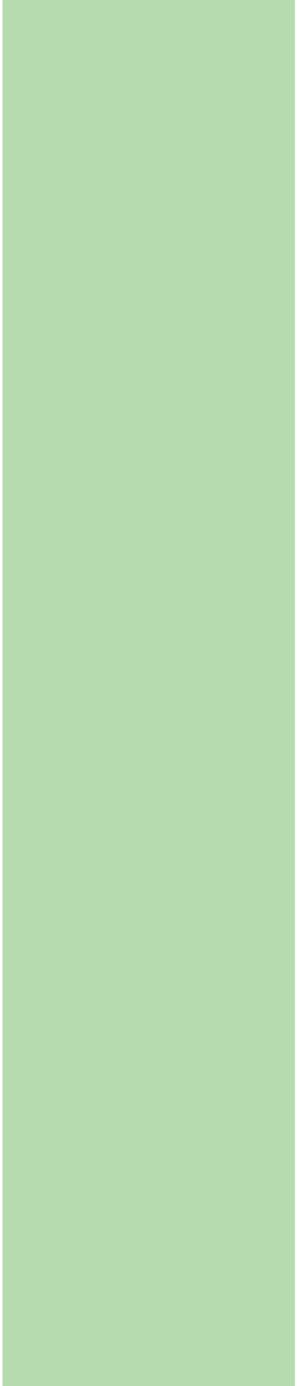
Procurando ofertar uma ferramenta de uso prático e útil, acompanha este Manual um CD contendo uma versão eletrônica deste Manual. O CD contém, ainda, programas, textos, planilhas e tabelas de auxílio que servem para complementar as informações e auxiliar no desenvolvimento de um programa de eficientização.

O Manual está dividido em três partes:

1. PLANO DE AÇÃO
2. OPORTUNIDADES PARA MELHORIA DE EFICIÊNCIA
3. FONTES DE CONSULTA

Naturalmente, o foco do Manual será a parte 2, oportunidades para melhorar a eficiência em sistemas de refrigeração industrial.

Para facilitar e agilizar a consulta a este Manual, no anexo, constam as grandezas, unidades de medida e fatores de conversão.



**PARTE I**  
**PLANO DE AÇÃO**



## PARTE I - PLANO DE AÇÃO

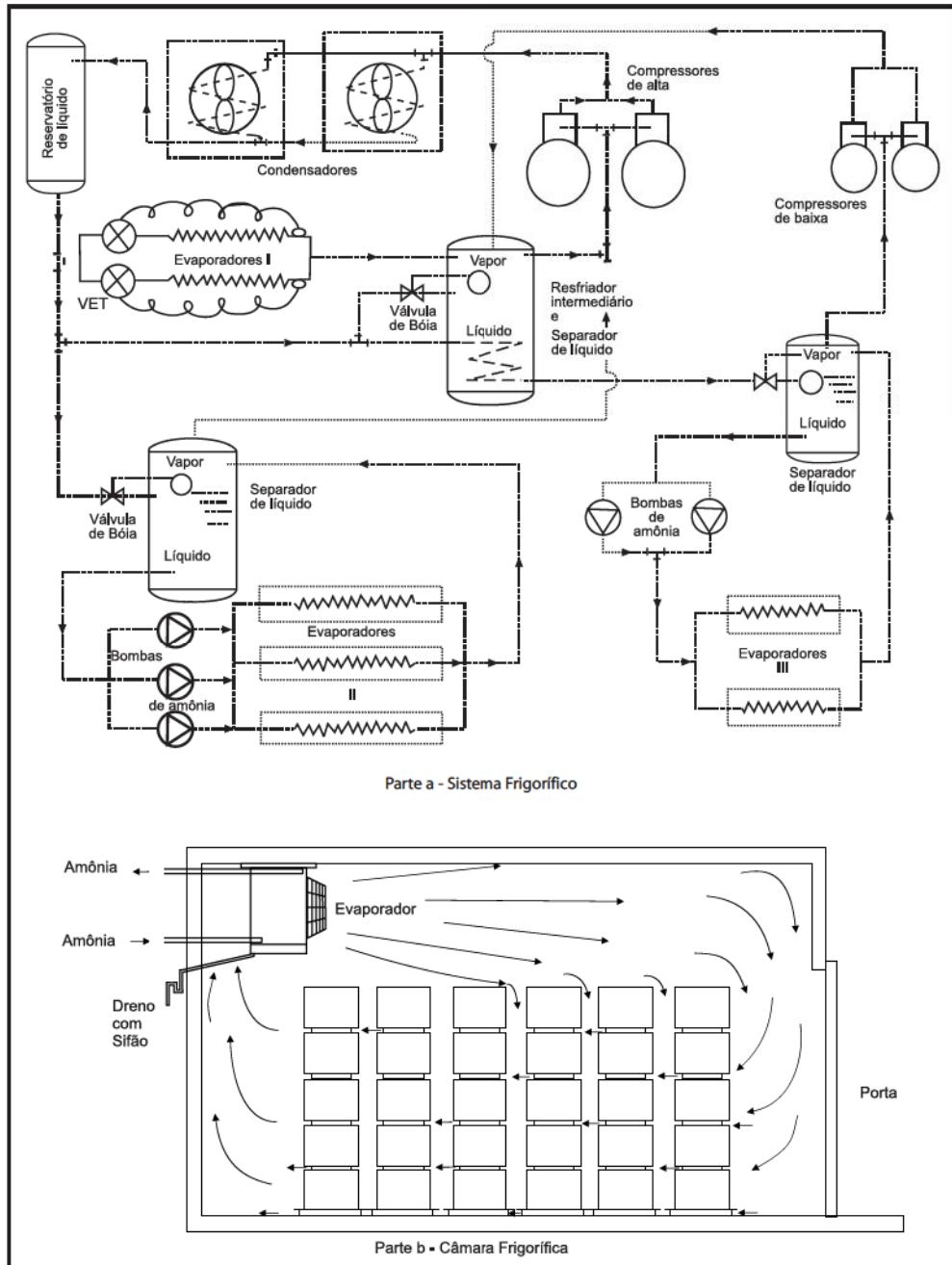
Para as empresas interessadas em melhorar a eficiência energética e o desempenho econômico de seu sistema de refrigeração, as etapas a seguir devem ser cumpridas.

### 1

#### CONHECIMENTO DO SISTEMA E DA INSTALAÇÃO ONDE ESTÁ INSERIDO.

##### 1.1 - Caracterização de um sistema de refrigeração genérico

A Figura I.1 apresenta um croqui de um sistema típico de refrigeração industrial multipressão, com dois estágios de compressão de vapor, cujo refrigerante é a amônia. A parte (a) mostra o esquema do sistema frigorífico, onde podem ser vistos os seus principais componentes: compressores, condensadores, evaporadores, válvulas de expansão, separadores de líquido, etc. A parte (b) mostra o corte de uma câmara frigorífica típica desta instalação.



**Figura I.1 - Sistema típico de refrigeração industrial**

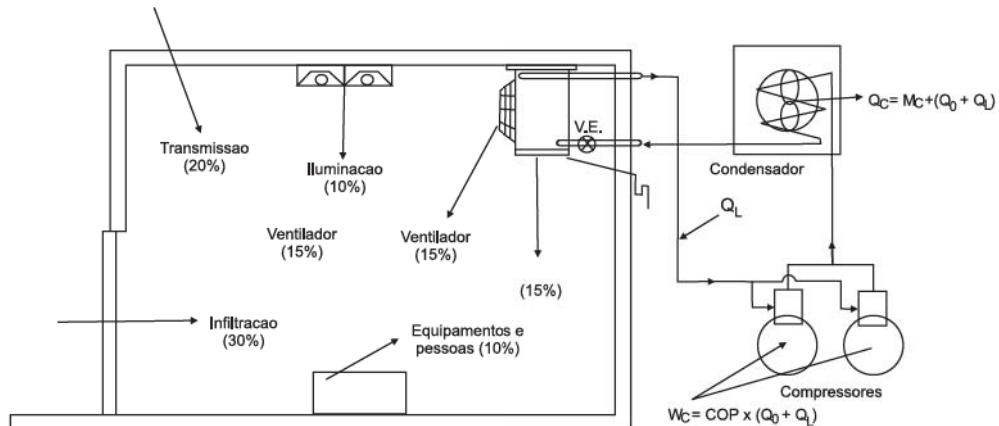
**Sistema de geração de frio** - Como pode ser observado na Figura I.1, os sistemas frigoríficos são dotados de equipamentos destinados à produção de um fluido à baixa temperatura, o qual será utilizado para remover calor dos produtos e/ou processos aos quais está associado. Assim, compreendem o sistema de geração de frio os equipamentos que, operando em conjunto, são responsáveis pela geração de um fluido à baixa temperatura. Dentre esses, podem ser citados os compressores, os condensadores, e os dispositivos de expansão; e, no caso de sistemas indiretos, os evaporadores destinados ao resfriamento de água, salmoura, propileno glicol, etc.

**Sistema de distribuição** - É responsável pelo transporte e distribuição do fluido à baixa temperatura produzido pelo sistema de geração de frio até os locais de sua utilização. A Figura I.1 mostra diferentes tubulações que distribuem o fluido refrigerante (no caso, a amônia) nas pressões e temperaturas exigidas pelos evaporadores, os quais estão instalados nos diferentes espaços refrigerados. Ao atingir os evaporadores (ou serpentinas), o fluido será responsável pelo retirada de calor do produto e/ou processo.

**Sistema de armazenagem (ou uso final)** - A utilização final do frio (fluido à baixa temperatura) ocorrerá nos espaços refrigerados (câmaras frigoríficas), onde os produtos são mantidos a baixas temperaturas ou tomando parte de diversos processos de produção. Assim, o ganho de calor, seja nas câmaras frigoríficas ou nos processos de produção, determinará a quantidade de fluido refrigerante necessária e a capacidade do sistema de geração de frio. Portanto, é óbvio que as fontes de calor existentes nos sistemas de armazenagem (uso final) devem sempre ser minimizadas, pois isto reduzirá a quantidade de fluido refrigerante necessário e, consequentemente, o consumo de energia.

### Balanço de energia

O conhecimento do balanço energético característico de um sistema frigorífico pode contribuir muito para a identificação das perdas que reduzem a eficiência do sistema. Também, fornece um ponto de partida para a identificação de oportunidades e de seleção e implementação de ações de melhorias da eficiência. A Figura I.2 mostra um balanço de energia característico, com os principais fluxos de calor e potência, de um sistema frigorífico para a conservação de produtos.



**Figura I.2 - Diagrama de balanço de energia para um sistema frigorífico típico**

Na Figura I.2, por se tratar de uma câmara para conservação de produtos, não se está considerando a carga térmica referente aos mesmos, já que eles devem entrar na câmara na temperatura da mesma. Se for considerada uma câmara para resfriamento ou congelamento, a carga resultante do produto deve ser considerada, pois constituirá uma grande parcela. Qualquer fluxo de calor em excesso, com relação aos mostrados acima, poderá significar um desperdício de energia, sendo necessário analisar o sistema em particular.

## 1.2 - Caracterização do sistema de refrigeração específico da sua empresa

Para caracterizar um sistema de refrigeração específico, sugerem-se os seguintes passos:

- Com base no leiaute da planta, indicar a localização dos componentes do sistema e as condições nominais ou de projeto (temperaturas, pressões, vazões).
- Criar um perfil dos "parâmetros operacionais" (vazão, temperatura, carga térmica, pressão) do sistema ao longo do dia, semana, mês e ano, o que for necessário para entender o funcionamento do sistema e verificar sazonalidades ou não.
- Levantar os dados reais (medidas). A partir da instrumentação existente ou de medições instantâneas, verificar os valores reais dos parâmetros operacionais. Levantar o regime de funcionamento, os picos de carga, o consumo e as capacidades totais e por período. Simultaneamente, deve-se contabilizar a produção ou o serviço que ocorreu no período de medição.

- d) Analisar os dados e estabelecer os valores de referência. Com as informações obtidas, estabelecer a linha de base ou condição de referência da situação presente da instalação. Criar índices relativos a produção ou consumo (por exemplo, TR/quantidade resfriada, kW/TR) e índices monetários (TR/valor da produção, R\$/TR). Calcular as eficiências. Esses valores e índices serão usados no futuro para comprovar, ou não, o acerto nas medidas de eficientização implantadas.

Os índices de referência (benchmarks) mais usuais nos sistemas de refrigeração industrial são os de eficiência energética COP ou EER, a relação kW/TR e, se possível, o consumo específico por produto (kWh/t). O COP representa a relação entre a capacidade frigorífica do sistema ( $Q_o$ ) e a potência consumida (W). A outra forma de indicar a eficiência de uma máquina frigorífica é a Razão de Eficiência Energética (EER), cujo nome se deriva do inglês "Energy Efficiency Rate", sendo mais utilizada para equipamentos autônomos, principalmente na indústria de ar condicionado. Por sua vez, a relação kW/TR, como a própria simbologia mostra, representa a relação entre a potência do sistema de refrigeração, em kW, e a sua capacidade frigorífica, em TR.

Outras formas de indicar a eficiência de sistemas de refrigeração são por meio do custo unitário da energia adquirida da concessionária (custo específico) e do índice que relaciona a energia consumida com a capacidade de refrigeração da instalação (consumo específico).

O primeiro, normalmente formulado como R\$/MWh (reais por megawatthora), tem por finalidade aferir com que eficiência a empresa/serviço está adquirindo energia.

O segundo costuma ser expresso como kWh/TR (quilowatt hora por tonelada de refrigeração), com o qual se mede o desempenho dos equipamentos de refrigeração do sistema em termos de rendimento, além da concepção do próprio sistema, uma vez que valores elevados desse indicador podem significar ganhos de calor excessivo em tubulações e presença de sujeira em condensadores, dentre outras possibilidades.

## 2

## IDENTIFICAÇÃO E SELEÇÃO DAS OPORTUNIDADES DE MELHORIAS

Quando se busca a melhoria da eficiência de um sistema de refrigeração específico, a principal etapa é a identificação das oportunidades.

### 2.1 - Oportunidades para melhorar um sistema de refrigeração genérico

Oportunidades para melhorar a eficiência em sistemas frigoríficos são comuns em muitos

sistemas de refrigeração industrial. Elas podem ser classificadas de acordo com a parte do sistema na qual são implementadas. Oportunidades comuns para melhorar a eficiência para as áreas de geração de frio, distribuição e uso final estão indicados nas Tabelas I.1 a I.3. Recomenda-se a leitura cuidadosa da Parte II deste Manual para a adequada compreensão das oportunidades listadas, bem como para a identificação de novas oportunidades para um sistema frigorífico específico.

**Tabela I.1** - Oportunidades para melhorar a eficiência na geração de frio

continua

OPORTUNIDADES	DESCRÍÇÃO
Facilitar a circulação de ar através dos evaporadores.	Melhora a transferência de calor, possibilitando o aumento da temperatura de evaporação.
Remover ou ajustar para valores mínimos os reguladores de pressão.	Permite que o sistema opere com as maiores pressões de evaporação possíveis.
Instalar separadores de óleo e dimensionar corretamente as linhas de sucção.	Melhora a transferência de calor, possibilitando o aumento da temperatura de evaporação e a redução da temperatura de condensação.
Manter as superfícies de transferência de calor limpas.	Melhora a transferência de calor nos evaporadores e condensadores.
Não instalar condensadores em locais sujeitos a radiação solar direta ou próximos de fontes de calor.	Diminui a temperatura de condensação.
Facilitar a circulação de ar através dos condensadores.	Melhora a transferência de calor e reduz a temperatura de condensação
Adotar tratamento químico da água de condensação.	Melhora a transferência de calor, evitando a formação de incrustações nas superfícies de troca térmica.
Promover a remoção periódica de ar e gases não condensáveis do interior do sistema.	Reduz a pressão de condensação.
Adotar válvulas de expansão eletrônicas.	Possibilita a redução da pressão de condensação e o superaquecimento do refrigerante, melhorando a troca de calor no evaporador.

conclusão	
OPORTUNIDADES	Descrição
Instalar superfície adicional de transferência de calor no condensador ou na sua saída.	Aumenta o sub-resfriamento do refrigerante que entra na válvula de expansão e, conseqüentemente, reduz a vazão mássica de refrigerante que é conduzida aos evaporadores.
Sempre que possível, utilizar condensadores evaporativos.	Reduz a pressão de condensação e, conseqüentemente, o consumo de energia do sistema frigorífico.
Evitar que a instalação opere em condições de carga parcial.	Compressores operando próximos das condições nominais são mais eficientes, portanto devem ser selecionados adequadamente.
Utilizar compressores parafuso com controle de rotação.	Reduc o consumo do equipamento em condições de carga parcial
Utilizar controle de rotação nos ventiladores dos condensadores e torre de resfriamento.	Reduc o consumo de energia destes ventiladores quando a pressão de condensação atinge seus valores mínimos.
Promover o intertravamento entre ventilador da torre, compressor e bomba.	Reduc o consumo de energia evitando que o sistema de condensação opere sem que o sistema necessite de frio.
Eliminar vazamentos do sistema de condensação.	Minimiza as perdas de água tratada.

**Tabela I.2** - Oportunidades para melhorar a eficiência na distribuição

OPORTUNIDADES	Descrição
Utilizar isolamento eficiente em tubulações e tanques.	Reduc o ganho de calor nas linhas que transportam fluído refrigerante (ou outro fluído) à baixa temperatura.
Eliminar o vazamento de fluído refrigerante.	Minimiza as perdas destes fluidos e mantém o sistema operando nos níveis adequados de pressão de evaporação.
Dimensioanar corretamente as linhas de sucção.	Evita perdas de carga excessivas e reduz a pressão de evaporação.
Dimensioanar corretamente as linhas de descarga.	Evita perdas de carga excessivas e reduz a relação de pressão sob a qual o compressor deve operar.
Troc ar periodicamente os filtros secadores.	Reduc a perda de pressão no sistema.

**Tabela I.3** - Oportunidades de melhoria da eficiência no uso final

OPORTUNIDADES	DESCRÍÇÃO
Promover o correto isolamento das câmaras e equipamentos refrigerados, valorizando as barreiras de evap.	Reduz o ganho de calor por transmissão através das estruturas da câmara e/ou dos equipamentos.
Reparar e eliminar todos os vazamentos de ar nas câmaras frigoríficas.	Reduz o ganho de calor por infiltração de ar e os ciclos de degelo.
Instalar cortinas plásticas (PVC) ou cortinas de ar na porta da câmara frigorífica.	Reduz o ganho de calor por infiltração de ar e os ciclos de degelo.
Desligar os ventiladores dos evaporadores quando não estiverem sendo utilizados.	Reduz o ganho de calor devido ao motor do ventilador e a energia consumida pelo próprio ventilador.
Adotar ventiladores eficientes, associados a motores de alto rendimento para os evaporadores.	Instalando motores bem dimensionados e mais eficientes, consome-se menos energia e libera-se menos calor no interior dos espaços refrigerados.
Controlar a rotação dos motores dos ventiladores.	Reduz o ganho de calor devido ao motor do ventilador e a energia consumida pelo próprio ventilador.
Utilizar sistema de iluminação eficiente com controle automático.	Reduz o ganho de calor devido ao sistema de iluminação e o seu próprio consumo de energia.
Utilizar sistema de controle automático para o sistema anticondensação superficial.	Reduz o ganho de calor devido ao sistema anticondensação superficial e o seu próprio consumo de energia.
Instalar e/ou manter regulados os termostatos das câmaras.	Reduz a carga térmica da instalação, através da manutenção da temperatura adequada em cada câmara ou equipamento.
Desligar os equipamentos existentes no interior das câmaras quando não estiverem sendo utilizados.	Reduz o ganho de calor devido aos equipamentos contidos no interior das câmara e o seu próprio consumo de energia.
Otimizar os ciclos de degelo e/ou instalar controle automático.	Evita a redução da temperatura de evaporação por troca deficiente de calor e evitar ciclos de degelo prolongados.

A Tabela I.4 apresenta um resumo das oportunidades de redução do consumo de energia relacionadas ao sistema de geração de frio, quando se atua nos quatro principais parâmetros que definem a eficiência de um ciclo frigorífico por compressão de vapor. Outras

oportunidades de redução de consumo estão listadas na Parte II deste Manual. Não foram incluídas na tabela pois seria imprudente quantificá-las de forma genérica. O procedimento correto para a sua quantificação passa pela análise detalhada da instalação que está sendo considerada, bem como das condições climáticas do local da instalação frigorífica.

**Tabela I.4 - Oportunidades para economizar em sistema de geração de frio**

ÁREAS PARA MELHORIA	ENERGIA ECONOMIZADA
Redução da temperatura de condensação	2 a 3% para cada 1°C de redução
Aumento da temperatura de evaporação	1 a 4% para cada 1°C de aumento
Subresfriamento do refrigerante	1% (média temp.) e 9% (baixa temp.)
Redução do superaquecimento	1 a 1,5%

## 2.2 - Oportunidades para melhorar um sistema de refrigeração específico

Com o objetivo de identificar oportunidades para melhorar o sistema de refrigeração para economizar energia, sugerem-se os seguintes passos:

- a) Obtenha valores de referências (benchmark). Esses valores podem ser valores históricos ou de outras empresas com processo semelhante. Cuidado com as condições de contorno, como faixa de temperatura, porte da instalação, tipo de tecnologia empregada e condições ambientais, que determinaram o consumo de referência. Isto é, não compare laranja com banana.
- b) Estabeleça metas de redução. Não estabeleça metas para valores absolutos. Isto é, não se deve procurar reduzir kWh ou kcal, mas sim kWh/t processada, kcal/R\$ faturado, etc.
- c) Identifique as oportunidades de melhoria. Consulte a parte 2 deste Manual.
- d) Estabeleça as ações necessárias para converter uma oportunidade identificada em melhoria concreta ou realizada.
- e) Levante a relação custo/benefício para cada ação. Considere os custos associados a investimento, manutenção e operacionais, assim como o ciclo de vida da medida. Compare-os com os benefícios tangíveis (redução de custos de energia, insumos, mão-de-obra) e qualitativos (impacto ambiental, melhoria da imagem, maior conforto, mais segurança).

- f) Priorize as ações. Primeiramente estabeleça os critérios e pré-requisitos compatíveis com a realidade da empresa, tais como: disponibilidade de recursos, prazo de implantação, influência sobre a produção ou serviço prestado e "patrocinadores". Classifique as ações em: de pouco, médio ou alto investimento; com ou sem parada de produção; curto, médio ou longo prazo; abrangência (no uso final, na distribuição e/ou na geração); aquelas que podem ser desenvolvidas por equipe própria ou por terceiros; complexas ou não; e de baixo ou alto impacto. A partir dos critérios e classificações, priorize e escolha as ações / medidas que serão implementadas em primeiro lugar.



## IMPLEMENTAÇÃO DAS AÇÕES DEFINIDAS

### 3.1 - Implementação de melhorias em um sistema de refrigeração genérico

Como referência de implementação de melhorias sugere-se estudar os casos publicados na literatura ou consultar os fornecedores de equipamentos e/ou componentes a serem utilizados sobre as melhores práticas a serem adotadas.

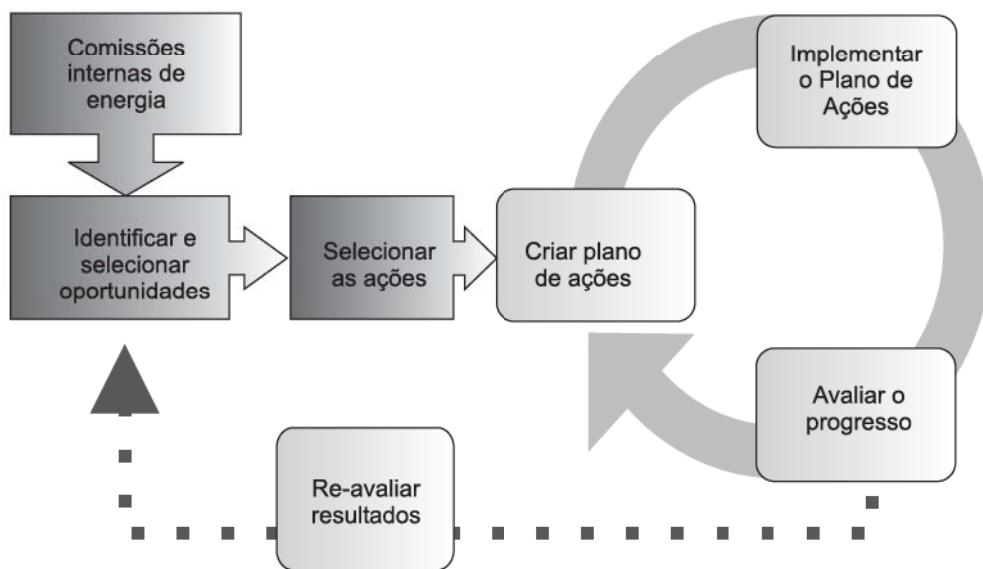
### 3.2 - Implementação das ações definidas no sistema específico da sua empresa

- a) Planejar todas as atividades necessárias.
- b) Confirmar a disponibilidade de recursos (materiais, financeiros, humanos e de tempo).
- c) Implementar a medida.
- d) Documentar as atividades e custos.
- e) Medir as melhorias obtidas (medir o sucesso da implantação). Do mesmo modo que no início (1.2-c), fazer o levantamento dos dados da nova situação; estabelecer novos índices e rendimentos; e ajustar os índices para as condições atuais, caso elas tenham se modificado ao longo da implantação da medida (aumento de produção, novos consumidores, época do ano,etc.).
- f) Comparar com a meta estabelecida, justificar ou ajustar não conformidades.
- g) Corrigir as dificuldades que surgiram.

# 4

## AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS E REINÍCIO DO CICLO DO PLANO DE AÇÕES

O resultado de qualquer ação implementada deve ser avaliado, e seu impacto no sistema deve ser analisado, para determinar se a ação já pode ser considerada concluída. Então, reinicie o ciclo do plano de ação para outras oportunidades identificadas.



**Figura I.3 - Ciclo de implementação do plano de ação**

A Figura I.3 exemplifica o processo. Primeiramente, uma comissão deve ser criada, para responsabilizar-se pelo gerenciamento do programa de eficiência energética. Seu primeiro passo será identificar e selecionar as oportunidades.

Identificadas as oportunidades a serem desenvolvidas, selecionam-se quais ações serão tomadas, criando-se um plano de ação para cada uma. O plano é implementado, e seus resultados são avaliados. Caso os resultados obtidos ainda não tenham atingido o esperado ou novas ações sejam identificadas, novo plano é criado, e o ciclo permanece até que todas as ações tenham sido executadas.

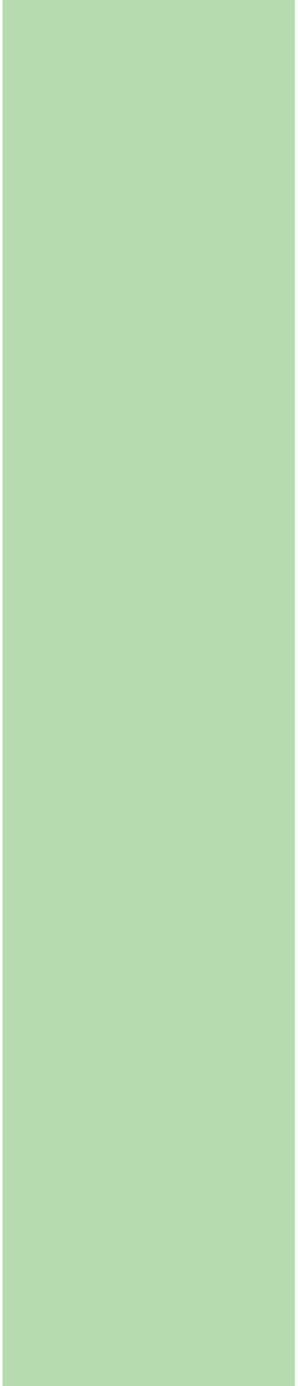
Então, recomeça-se o ciclo maior de identificar e selecionar novas oportunidades ainda não exploradas.

### A abordagem sistemica

A abordagem sistemica analisa todos os lados do sistema, da demanda ao fornecimento, e mostra como se interagem, essencialmente, transferindo o foco dos componentes individuais para a atenção no desempenho global do sistema. Muitas vezes, os operadores estão tão focados nas demandas imediatas dos equipamentos que não têm conhecimento de como os parâmetros do sistema afetam o equipamento. Similarmente, a abordagem comum da engenharia consiste em explodir (subdividir) o sistema em seus componentes básicos ou módulos, otimizar a escolha (seleção) ou projeto destes componentes e, então, montar estes componentes para formar o sistema. Uma vantagem desta abordagem é que ela simplifica os problemas. Uma desvantagem é que, freqüentemente, negligencia a interação entre os componentes. Por outro lado, a abordagem sistemica avalia o sistema de forma global para determinar como as necessidades de uso final podem ser mais efetiva e eficientemente servidas.

O aperfeiçoamento e a manutenção do sistema de refrigeração no seu melhor desempenho requerem não somente a atenção nos componentes individuais, mas também a análise de ambos os lados do sistema, do suprimento e da demanda, assim do modo como eles interagem. A aplicação da abordagem sistemica envolve, usualmente os tipos de ações relacionadas neste Manual.

A abordagem sistemica também reconhece que a eficiencia, a confiabilidade e o desempenho do sistema estão intimamente relacionados. Por exemplo, uma perda de eficiencia decorrente do ganho de calor através das estruturas das câmaras frigorificas eleva a quantidade de frio a ser produzido. Muitas vezes, esta maior necessidade de energia cria um estresse adicional no sistema que acelera o desgaste, podendo criar cargas para os quais o sistema não foi originalmente projetado.



**PARTE II**

**OPORTUNIDADES PARA**

**MELHORAR A EFICIÊNCIA**



## PARTE II - OPORTUNIDADES PARA MELHORAR A EFICIÊNCIA

O foco deste Manual é a eficiência energética, porém, ao se estudar ou planejar uma medida de eficientização em uma parte do sistema, os impactos nas demais partes devem ser avaliados, bem como as consequências sobre outros parâmetros, como mão-de-obra, outros insumos (fluidos, por exemplo) e manutenção. Esses impactos devem ser quantificados e considerados nas avaliações econômicas.

Assim, o planejamento das ações deve ser sistêmico, tanto na abordagem de todos os componentes do sistema como na composição do grupo que irá estudar a oportunidade. Isto é, as áreas de engenharia, manutenção, produção, comercial e financeira devem estar representadas ou ser consultadas a respeito de qualquer intervenção no sistema.

Para identificar as oportunidades de melhorar a eficiência energética e o desempenho econômico de sistema de refrigeração, este Manual sugere a metodologia descrita a seguir.

### 1

### IDENTIFICAÇÃO DAS OPORTUNIDADES NA GERAÇÃO DE FRIO

Sugere-se que antes de atuar no sistema de geração de frio, onde se consome a maior parte da energia, devem-se priorizar as ações de melhorias na utilização final do frio e nos sistemas de distribuição, nessa ordem, pois os ganhos nessas áreas serão refletidos de modo ampliado no sistema de refrigeração. Caso contrário, corre-se o risco de este sistema ficar sobredimensionado.

#### 1.1 - Identificação dos fatores que afetam a eficiência na geração de frio

A eficiência energética de um sistema, de maneira geral, indica o quanto um equipamento real aproxima-se de um comportamento ideal, no qual não existem perdas. A eficiência pode ser calculada pelo quociente entre a energia útil (frio produzido) e o consumo de energia elétrica.

**Coeficiente de Performance do Ciclo (COP)** - É um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema. Assim, o COP é definido por:

$$COP = \frac{Energia\ Util}{Energia\ Gasta} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [1]$$

Na equação 1,  $h_1$  representa a entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador (entrada do compressor);  $h_2$ , a entalpia na descarga do compressor; e  $h_4'$ , a entalpia na entrada do evaporador.

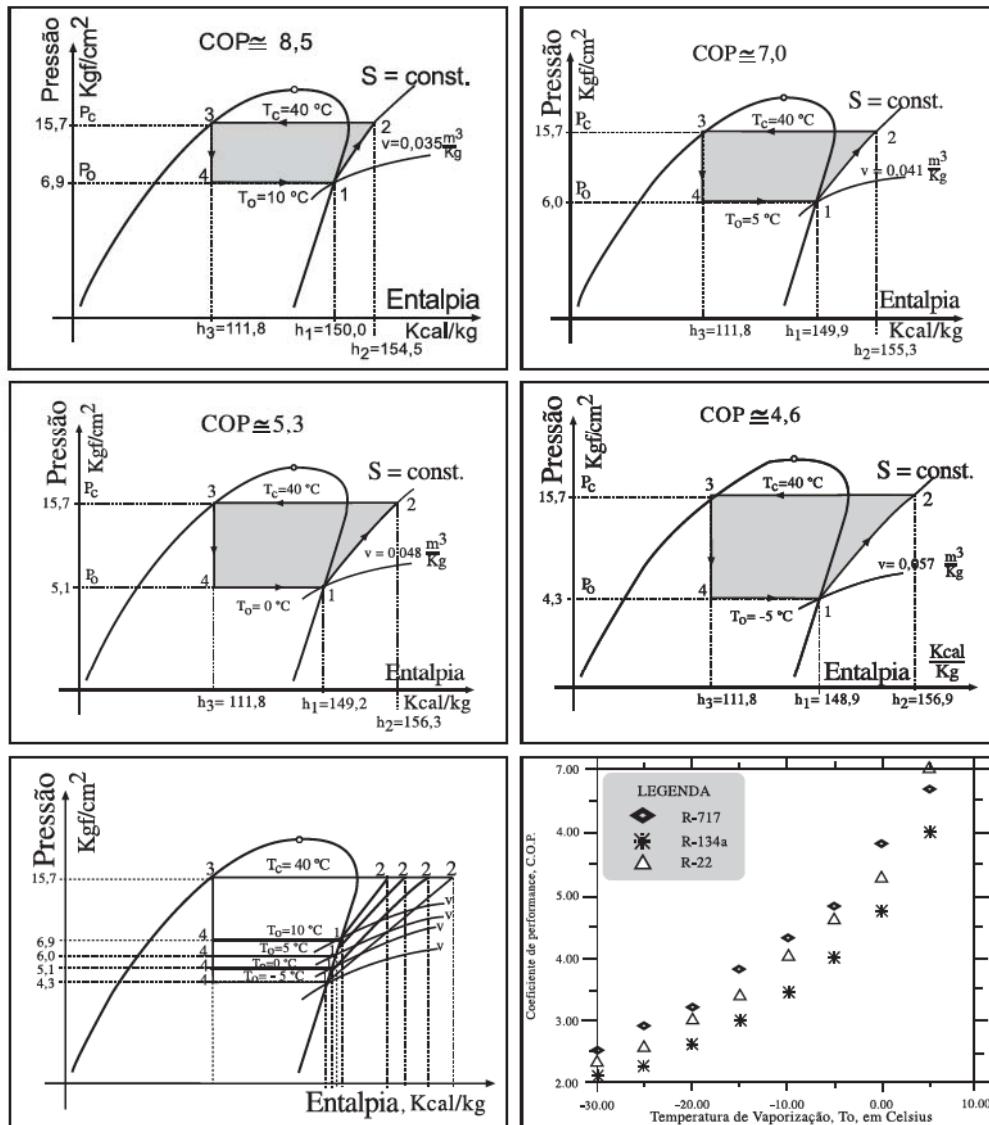
Pode-se inferir da equação 1 que, para ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do refrigerante. Conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá muito das propriedades na succão do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema, como será visto adiante.

**Parâmetros que influenciam o COP do ciclo de refrigeração** - Vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir, será analisada a influência de cada um deles, separadamente.

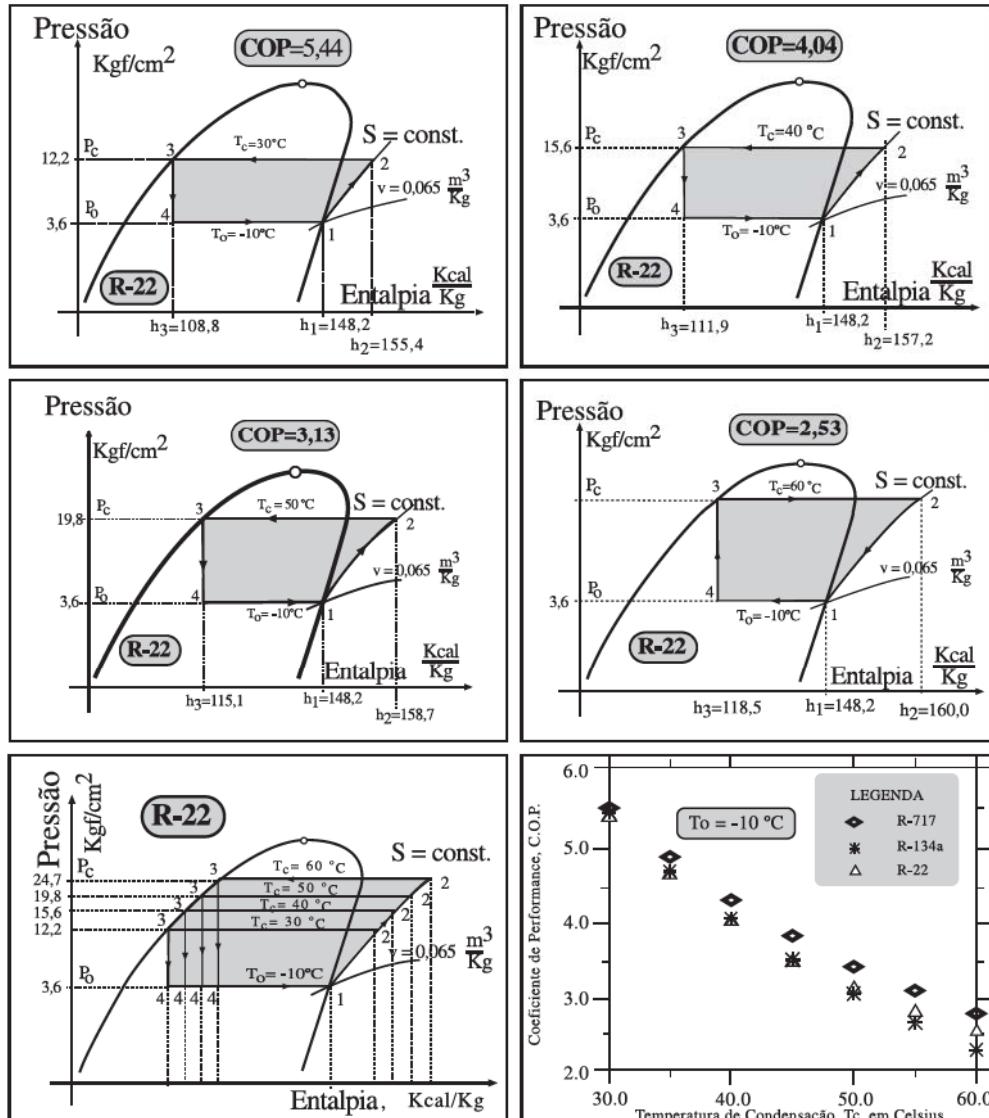
**a) Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico** - Para ilustrar o efeito que a temperatura de evaporação exerce sobre a eficiência do ciclo, será considerado um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação ( $T_o$ ) é alterada. Estes ciclos estão mostrados na Figura II.1. Nesta análise, utilizou-se R22 como refrigerante, o qual é típico de sistemas de ar condicionado. Como pode ser observado, uma redução na temperatura de evaporação resulta em redução do COP; isto é, o sistema se torna menos eficiente.

**b) Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico** - Como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação é mostrada em um conjunto de ciclos onde apenas se altera a temperatura de condensação ( $T_c$ ). Esta análise está mostrada na Figura II.2. Observe que uma variação de 15°C na temperatura de condensação, resultou em menor variação do COP se comparado com a mesma faixa de variação da temperatura de evaporação.

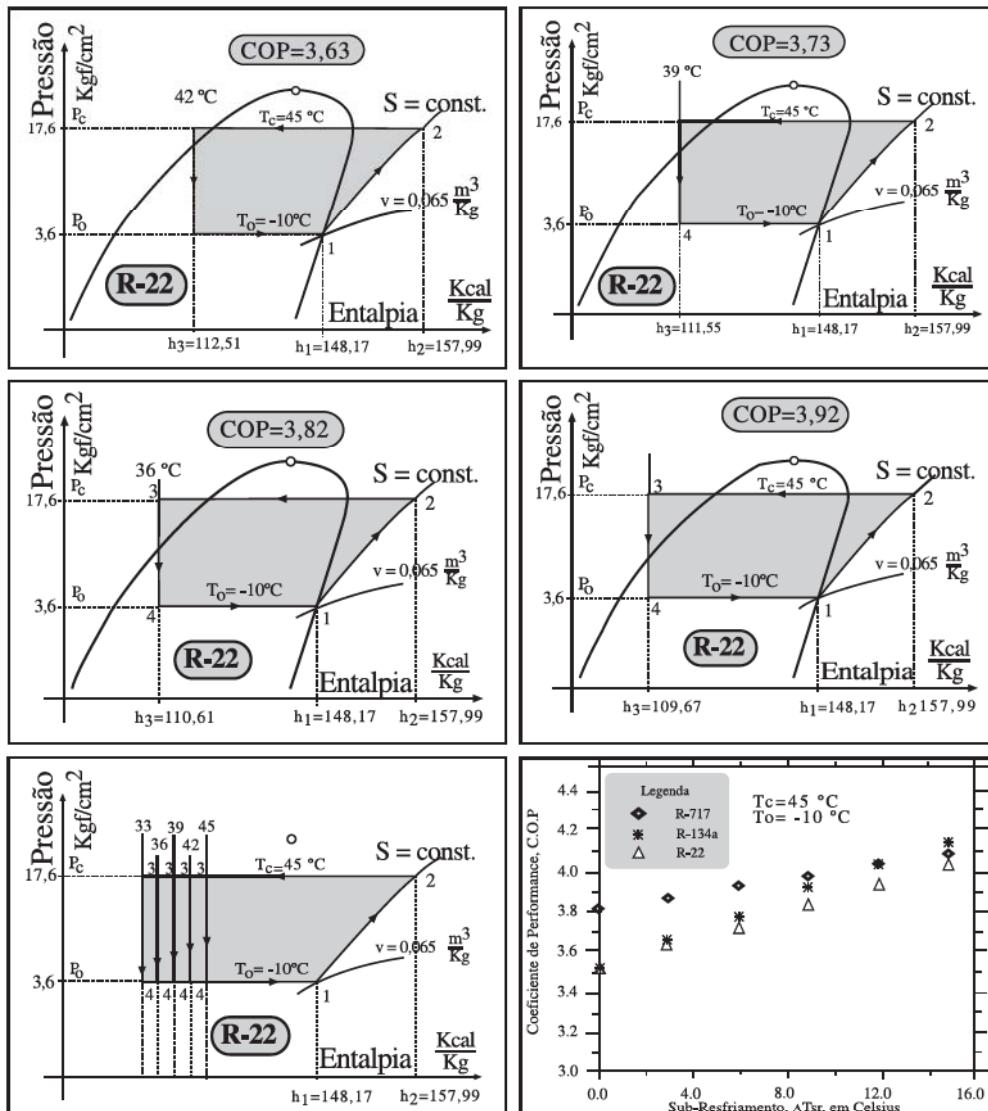
**c) Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico** - De forma idêntica à dos casos anteriores, a Figura II.3 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Embora ocorra um aumento no COP do ciclo com o aumento do sub-resfriamento, o que é ótimo para o sistema, na prática se utiliza um sub-resfriamento para garantir que se tenha somente líquido na entrada do dispositivo de expansão, o que mantém a capacidade frigorífica do sistema, e não para obter-se ganho de eficiência.



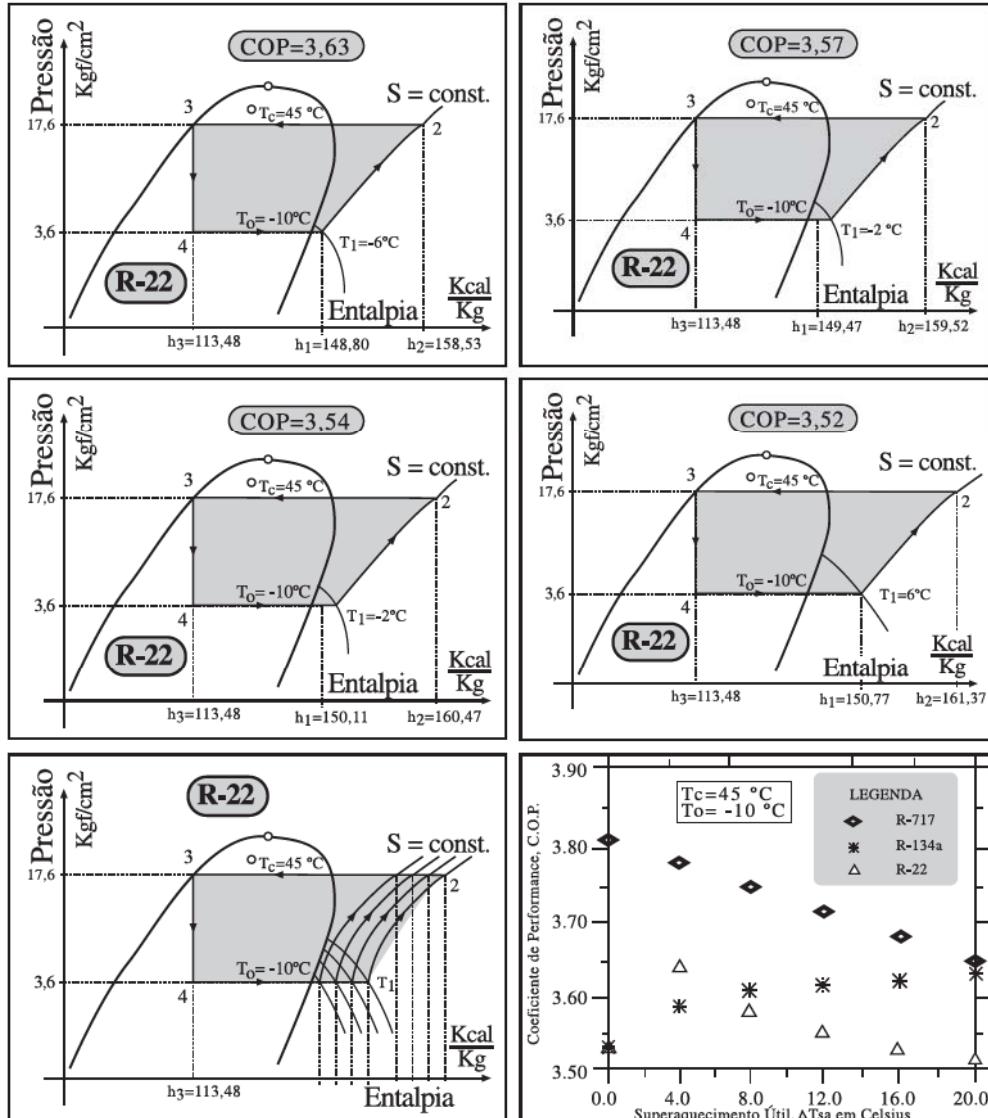
**Figura II.1 - Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico**



para R134a, o COP sempre aumenta; e para o R22, o caso mais complexo, há um aumento inicial e, depois, uma diminuição. Para outras condições do ciclo, isto é,  $T_o$  e  $T_c$ , poderá ocorrer comportamento diferente do aqui mostrado. Mesmo para os casos em que o superaquecimento melhora o COP, ele diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o superaquecimento do fluido, por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor.



**Figura II.3 - Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico**



**Figura II.4-** Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico

## 1.2 - Áreas de oportunidade para melhorar a eficiência na geração de frio

### 1.2.1 - Aumento da temperatura de evaporação

Quanto maior a temperatura de evaporação em que o sistema frigorífico opera, menor o consumo de energia. Tipicamente, cada 1°C de aumento na temperatura de evaporação diminui o consumo de energia em aproximadamente, 1 a 4%.

A redução no volume específico do fluido refrigerante associada ao aumento da temperatura de evaporação também afeta significativamente a capacidade frigorífica do compressor e a perda de pressão na linha de sucção. Pode-se estimar que cada 1°C de aumento na temperatura de evaporação corresponderá um aumento de 4 a 6% na capacidade frigorífica do compressor, implicando menor tempo de operação deste equipamento.

Alguns dos procedimentos para elevar a temperatura de evaporação:

- Assegure-se de que os ciclos de degelo ocorram de forma adequada, mantendo a superfície de troca de calor dos evaporadores livre de gelo.
- Assegure-se de que os produtos armazenados na câmara não obstruam o fluxo de ar dos evaporadores.
- Remova ou ajuste para valores mínimos os reguladores de pressão (back pressure controller).
- Mantenha as superfícies de transferência de calor sempre limpas, não permitindo o acúmulo de poeira, óleo, formação de incrustações, etc.
- Assegure-se de que não ocorra o acúmulo de óleo lubrificante dos compressores no interior dos evaporadores, mediante o dimensionamento correto das linhas de sucção e da utilização de separadores de óleo eficientes.
- Limpe ou troque periodicamente os filtros de refrigerante, de forma que a perda de pressão através dos mesmos seja mínima.
- Ajuste a temperatura de evaporação para o maior valor permitível, em função das necessidades do processo.

A Tabela II.1 ilustra os efeitos do aumento da temperatura de evaporação na potência de um determinado compressor alternativo semi-hermético utilizado em um equipamento frigorífico para o resfriamento de propileno glicol. Os dados são baseados numa temperatura de condensação de 40°C. O sistema utiliza como refrigerante o R22.

**Tabela II.1** - Efeito da temperatura de evaporação na eficiência do sistema de refrigeração

Temp. de Evaporação	Capacidade Frigorífica	Pot. do Compressor	Eficiência kW/TR
[°C]	[TR]	[kW]	[kW/TR]
- 5,0	45,95	49,8	1,08
0,0	50,07	52,3	0,94
+5,0	67,58	55,3	0,81

### 1.2.2 - Diminuição da temperatura de condensação

A utilização de menores temperaturas de condensação resulta em menor consumo de energia nos sistemas frigoríficos. Tipicamente, cada 1°C de redução na temperatura de condensação reduz o consumo de energia em aproximadamente 2 a 3%, obtendo-se ainda um pequeno aumento de capacidade no compressor.

Algumas das formas de reduzir a temperatura de condensação:

- Assegure-se de que o sistema trabalhe com a menor pressão de condensação possível, adotando, por exemplo, válvulas de expansão eletrônicas.
- Mantenha as superfícies de transferência de calor sempre limpas, não permitindo o acúmulo de poeira, óleo, formação de incrustações, etc.
- Evite a instalação dos condensadores em locais sujeitos a radiação solar direta ou próximos de fontes de calor.
- Assegure-se de que o ar quente que deixa os condensadores não seja novamente aspirado pelos ventiladores. Isto é, evite a formação de "curto-circuito" do ar de resfriamento. Caso necessário, instale dutos de ar ou defletores para evitar o curto-circuito.
- Assegure-se de que o fluxo de ar de resfriamento dos condensadores não esteja restringido. Observe a recomendação do fabricante quanto ao distanciamento de paredes e condensadores vizinhos.
- Assegure-se de que os ventiladores operem de forma correta e eficiente, estabelecendo um programa de manutenção periódica de correias e motores.

- Caso sejam utilizados condensadores resfriados a água, adote um sistema de tratamento periódico da mesma, evitando-se a formação de incrustações no interior das tubulações.
- Promova a remoção periódica de ar e gases não condensáveis do interior do sistema. Instale um sistema automático de purga de gases não condensáveis. Isto fará com que o sistema opere com menores pressões de condensação.

Uma boa prática de manutenção é manter um histórico da temperatura de condensação, de forma que se possa identificar e corrigir eventuais desvios das condições ótimas. Uma análise simplificada, porém bastante eficiente, de analisar esta temperatura pode ser feita com base no procedimento abaixo:

1. Meça a temperatura do meio de resfriamento do condensador (água ou ar) na saída do mesmo.
2. Some à temperatura medida acima 5,5°C. O valor resultante será a temperatura de condensação teórica.
3. Meça a pressão de condensação, utilizando o manômetro da descarga do compressor.
4. Em uma tabela de propriedades termodinâmicas, determine a pressão de saturação correspondente à pressão medida no item 3. O valor resultante é a temperatura de condensação real.
5. Se a pressão de condensação real for maior que a pressão de condensação teórica, o sistema de condensação pode estar com problemas. Verifique se o mesmo está limpo, se há fluxo suficiente do meio de resfriamento (ar ou água), se não há ar no sistema, etc.

**Exemplo.** Um sistema frigorífico utiliza condensador resfriado à água e amônia (R717) como refrigerante. A medição da temperatura da água na saída do condensador resultou em 38°C. A pressão de condensação, lida no manômetro da descarga do compressor, é de 18,5 bar. Analise a temperatura de condensação deste sistema.

$$\text{Temp. de condensação teórica: } (T_c)_{\text{teor.}} = T_{\text{saí}} + 5,5 = 38 + 5,5 = 43,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Pressão de condensação absoluta: } P_{\text{abs}} = P_{\text{man}} + P_{\text{atm}} = 18,5 + 1,0 = 19,5 \text{ bar}$$

Temp. de condensação real para  $P = 19,5$  bar, utilizando a tabela de saturação do R717,  $(T_c)_{\text{real}} = 48,5^\circ\text{C}$ .

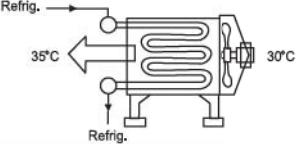
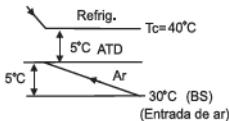
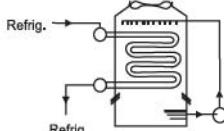
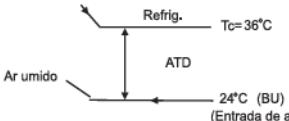
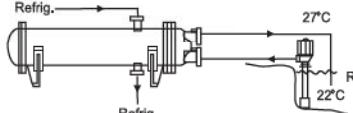
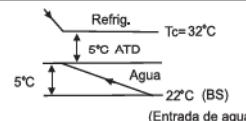
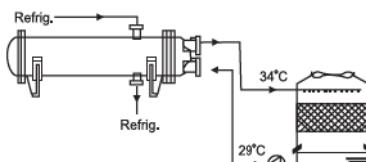
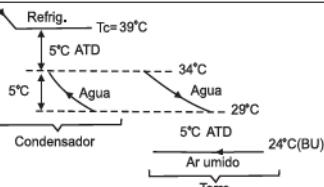
Como a temperatura de condensação real é maior que a temperatura de condensação teórica, o sistema de condensação pode estar com um dos problemas listados acima. Neste caso foi identificado que havia incrustações no condensador. A diferença entre estas temperaturas é de 5,0°C (= 48,5 - 43,5). Considerando-se o percentual de redução de consumo citado acima, a limpeza dos tubos do condensador pode reduzir o consumo, para este caso, de 10 a 15%.

Quando se pensa em instalações novas, há um enorme potencial para a redução da temperatura de condensação e, consequentemente, do consumo de energia. A escolha do tipo de condensador influí na temperatura de condensação e na eficiência do sistema de refrigeração. A Figura II.5 apresenta temperaturas de condensações típicas resultantes da utilização de condensadores resfriados a ar, a água e evaporativos. Como pode ser observado, a utilização de condensadores a água em sistema aberto, isto é, utilizando-se água proveniente, por exemplo, de um rio, resulta em temperaturas de condensação mais baixas. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a intensa formação de incrustações e da disponibilidade de água, a qual, na grande maioria das vezes, não existe.

Considerando uma ordem crescente de temperaturas de condensação, aparecem em seguida os condensadores evaporativos, os resfriados a água em sistema fechado e os resfriados a ar, sendo estes os mais empregados para sistemas com capacidades inferiores a 100 kW.

Comparando-se os sistemas com condensadores evaporativos e com condensadores resfriados a água em sistema fechado, isto é, com torre de resfriamento, observa-se que os evaporativos resultam em menores temperaturas de evaporação, em decorrência da existência de somente um diferencial de temperatura. Uma vantagem adicional dos condensadores evaporativos é que a bomba de água destes condensadores tem menor capacidade que a requerida pelos condensadores resfriados a água, o que resulta em menor consumo de energia. No entanto, os condensadores evaporativos devem estar localizados próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (conexão entre o compressor e o condensador).

Outro aspecto importante está relacionado com a área do condensador. Quando maior é o condensador, menor é a temperatura de condensação e maior a eficiência do sistema. Porém, quanto maior o condensador, maior será o seu custo. Além disso, condensadores excessivamente grandes podem causar problemas, devido à baixa pressão de condensação. Assim, a definição da temperatura e superfície de transferência de calor (capacidade) dos condensadores deve ser cuidadosamente analisada.

Tipo de condensador	Arranjo Esquematico	Temp. De Condensacao Tipica (Tc)
Resfriado a Ar		
Evaporativo		
Resfriado a Água (Sistema aberto)		
Resfriado a Água (Sistema fechado)		

**Figura II.5 - Temperaturas de condensação típicas****Exemplo.** Dados do sistema:

Finalidade:

refriamento de líquido.

Temp. de evaporação:

8°C

Carga térmica:

100 kW (28,5 TR)

Tempo de operação:

6000 h/ano

Temp. da água de resfriamento:

entrada: 27°C / saída: 32°C

Custo da eletricidade:

0,1423 R\$/kWh (valor médio)

A análise deste sistema, resumida na tabela abaixo, mostra a relação entre a área do condensador e a temperatura de condensação resultante. Tomando-se como base o condensador de 6 m<sup>2</sup> (temperatura de condensação de 42°C), sem considerar aspectos relacionados com a redução do tamanho necessário do compressor, pode-se calcular a economia de energia e o tempo de retorno simples, referente à utilização dos condensadores de 7 e 9 m<sup>2</sup> de área.

Área do Condensador [m <sup>2</sup> ]	Temp. de Condensação [°C]	COP	Custo do Condensador [R\$]
9,0	36	3,4	16380,00
7,0	38	3,2	13923,00
6,0	42	2,9	12285,00

Consumo de energia:

$$\text{Cond. de } 6,0 \text{ m}^2 \quad \text{Cons} = \frac{\dot{Q}_0}{\text{COP}} \quad \text{Tempo} = \frac{100 \text{ kW}}{2,9} \quad 6000 \text{ h / ano} = 206897 \text{ kWh / ano}$$

$$\text{Cond. de } 7,0 \text{ m}^2 \quad \text{Cons} = \frac{\dot{Q}_0}{\text{COP}} \quad \text{Tempo} = \frac{100 \text{ kW}}{3,2} \quad 6000 \text{ h / ano} = 187500 \text{ kWh / ano}$$

$$\text{Cond. de } 9,0 \text{ m}^2 \quad \text{Cons} = \frac{\dot{Q}_0}{\text{COP}} \quad \text{Tempo} = \frac{100 \text{ kW}}{3,4} \quad 6000 \text{ h / ano} = 176470 \text{ kWh / ano}$$

Custo da energia:

$$\text{Cond. de } 6,0 \text{ m}^2 \quad \text{E.E.} = 206897 \text{ kWh / ano} \cdot 0,1423 \text{ R$ / kWh} = 29441,40 \text{ R$ / ano}$$

$$\text{Cond. de } 7,0 \text{ m}^2 \quad \text{E.E.} = 187500 \text{ kWh / ano} \cdot 0,1423 \text{ R$ / kWh} = 26681,25 \text{ R$ / ano}$$

$$\text{Cond. de } 9,0 \text{ m}^2 \quad \text{E.E.} = 176470 \text{ kWh / ano} \cdot 0,1423 \text{ R$ / kWh} = 25111,68 \text{ R$ / ano}$$

Tomando-se como base o condensador de 6,0 m<sup>2</sup> de área, o tempo de retorno simples (TRS) referente à utilização dos outros dois condensadores para este exemplo será de:

$$\text{Cond. de } 7,0 \text{ m}^2: \text{trs} = (13.923 - 12.285) / (29.441,4 - 26.681,25) = 0,59 \text{ anos}$$

$$\text{Cond. de } 9,0 \text{ m}^2: \text{trs} = (16.380 - 12.285) / (29.441,4 - 25.111,68) = 0,94 \text{ anos}$$

### 1.2.3 - Aumento do subresfriamento

O subresfriamento do líquido antes de sua entrada na válvula de expansão aumenta a capacidade do sistema sem aumentar a potência consumida. Portanto, o subresfriamento pode ser um ponto importante para aumentar a eficiência de sistemas frigoríficos. Normalmente, os sistemas frigoríficos operam com subresfriamento entre 3 e 4°C. No

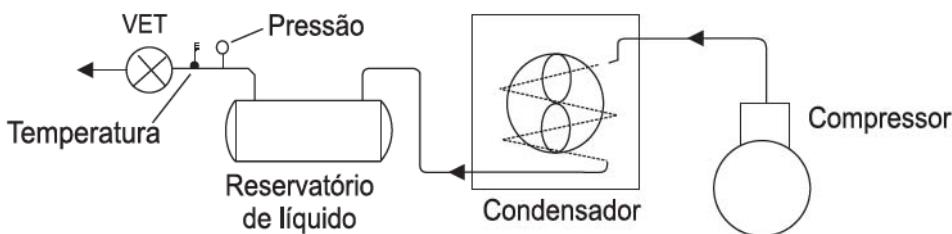
entanto, em sistemas com um nível de pressão, pode-se aumentar o subresfriamento sem prejudicar o funcionamento do sistema, como segue:

- No condensador, adota-se uma superfície de transferência de calor adicional, na forma de uma seção de subresfriamento. O refrigerante, após deixar o reservatório de líquido, passa pela seção de subresfriamento (serpentina) antes de entrar na válvula de expansão. Este tipo de instalação é especialmente recomendado quando a linha de líquido é muito longa e/ou quando há trechos verticais ascendentes entre o reservatório e a válvula. A adoção desta técnica pode reduzir o consumo de 1% em sistemas de média temperatura e até 9% em sistemas de baixa temperatura.
- No reservatório de líquido, ocorre perda de calor do refrigerante para o ambiente se este se encontra com temperatura inferior à de condensação. Assim, deve-se evitar a instalação do reservatório em locais expostos ao sol ou sujeitos a temperaturas elevadas.

Em sistemas com dois níveis de pressão, o refrigerante, à pressão intermediária, pode ser usado para sub-resfriar aquele contido no reservatório. Podem ser obtidas reduções de consumo de até 25% para baixas temperaturas de evaporação. Geralmente, são usadas duas configurações:

- Resfriador intermediário (Figura I.1).
- Separador de líquido, ou também chamado de tanque de "flash" (Figura I.1).

Para a determinação do sub-resfriamento, devem-se medir a pressão e a temperatura do fluido frigorífico na entrada da válvula de expansão, como mostra esquematicamente a Figura II.6. A partir da pressão e utilizando-se uma tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante, obtém-se a temperatura de saturação. A diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura medida resulta no subresfriamento.



**Figura II.6** - Determinação do subresfriamento

### 1.2.4 - Diminuição do superaquecimento

O superaquecimento corresponde ao aumento de temperatura do refrigerante acima da temperatura de evaporação. Quanto maior o superaquecimento, maior o volume específico do fluido na aspiração do compressor. Consequentemente, menor será a vazão mássica deslocada. Isto reduz a capacidade do compressor sem reduzir o seu consumo de potência, o que aumenta os custos.

Com o desenvolvimento das válvulas de expansão eletrônicas, os sistemas frigoríficos podem trabalhar com superaquecimentos menores ( $2^{\circ}\text{C}$ ), sem o risco de retorno de líquido para o compressor. Com as válvulas de expansão termostáticas, o retorno de líquido pode ser um problema, o que requer a operação com superaquecimentos maiores ( $5$  a  $8^{\circ}\text{C}$ ). Assim o fator de utilização do compressor e a eficiência energética do sistema aumentam, pela utilização de válvulas de expansão eletrônicas.

**Exemplo.** Em um sistema frigorífico de baixa temperatura ( $-25^{\circ}\text{C}$ ) utilizado para a conservação de sorvetes, dotado de um compressor parafuso e válvulas de expansão termostática nos evaporadores, trabalha com superaquecimento de na linha de sucção de  $6^{\circ}\text{C}$ . A utilização de válvulas de expansão eletrônica permitiu a redução do superaquecimento, na linha de sucção, para valores próximos de  $2,50^{\circ}\text{C}$ , o que reduziu o consumo de energia elétrica em aproximadamente 1,1% (Gameiro, 2002).

**Exemplo.** Para um sistema operando R22 a uma temperatura de evaporação de  $-10^{\circ}\text{C}$ , a redução no consumo de energia do compressor devido à redução do superaquecimento é mostrada na tabela abaixo (Danfoss, 2003).

REDUÇÃO NO SUPERAQUECIMENTO [ $^{\circ}\text{C}$ ]	REDUÇÃO NO CONSUMO DO COMPRESSOR [%]
5	1,8
10	3,7
15	5,4

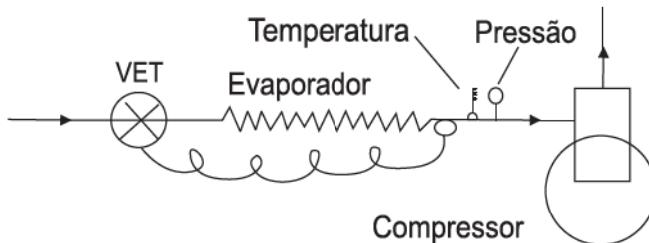
Para a determinação do superaquecimento, devem-se medir a pressão e a temperatura do fluido frigorífico na entrada do compressor, como mostra esquematicamente a Figura II.7. A partir da pressão e utilizando-se uma tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante, obtém-se a temperatura de saturação. A diferença entre a temperatura medida e a temperatura de saturação resulta no superaquecimento.

**Exemplo.** Considere uma instalação frigorífica operando com R134a. A medição da pressão e temperatura do refrigerante na entrada do compressor (pontos indicados na Figura II.7) resultou nos seguintes valores 1,5 bar e 2°C. A pressão atmosférica local é de aproximadamente 1 bar. O superaquecimento será dado por:

$$\text{Determinação da pressão absoluta: } P_{\text{abs}} = P_{\text{man}} + P_{\text{atm}} = 1,5 + 1,0 = 2,5 \text{ bar}$$

Determinação da temperatura de saturação: para  $P = 2,5$  bar, utilizando a tabela de saturação do R134a (Pirani, 2005),  $T_{\text{sat}} = -4^{\circ}\text{C}$

Determinação do superaquecimento:  $\Delta T_{\text{sup}} = T_{\text{med}} - T_{\text{sat}} = 2 - (-4) = 6^{\circ}\text{C}$



**Figura II.7 - Determinação do superaquecimento**

### 1.2.5 - Variação da pressão de condensação

Sempre que possível, deve-se permitir que a pressão de condensação de um sistema frigorífico varie em função das condições ambientais, isto é, elimine ou ajuste para um valor mínimo os controles da pressão de condensação, de forma que seja possível a sua redução durante as épocas de baixa temperatura externa. Para sistemas instalados em regiões de clima moderado, podem ser obtidas reduções do consumo da ordem de 3 a 10% (Little, 1996).

Em sistemas com válvulas de expansão termostática, é prática comum o controle do sistema de forma que a pressão de condensação seja artificialmente mantida elevada, pois este tipo de válvula não opera adequadamente com baixas relações de pressão. A adoção de válvulas de expansão com orifício equilibrado ("balanced port valves") ou de válvulas de expansão eletrônicas pode evitar esse tipo de problema.

As válvulas com orifício equilibrado custam, em média, 20% a mais que as válvulas de expansão convencionais e não estão disponíveis em todas as faixas de capacidade. As

válvulas de expansão eletrônicas são mais caras que as de expansão termostáticas, porém promovem ainda um controle mais eficiente do superaquecimento e podem ser acopladas a outros sistemas de controle e monitoração.

Ainda que seja imprescindível limitar a mínima pressão de condensação, deve-se assegurar que o valor limite seja o mínimo possível. Em algumas situações, bastante específicas, podem ser utilizadas bombas na linha de líquido (liquid pressure amplifier), que elevam a pressão do refrigerante antes de sua entrada na válvula de expansão. Este último sistema, embora ainda em fase experimental, pode gerar bons resultados segundo pesquisas realizadas por DOE (1998).

**Exemplo.** Um grande supermercado, instalado numa região de clima moderado, com área de vendas de 4180 m<sup>2</sup> e que opera 24 horas por dia, é dotado de dois racks de compressores alternativos semi-herméticos operando em paralelo. Cada rack serve a um nível de temperatura específica, e possui sistema de condensação a ar independente. As características destes sistemas são listadas na tabela abaixo.

CARACTERÍSTICAS	SISTEMA 1 (MÉDIA TEMPERATURA)	SISTEMA 2 (BAIXA TEMPERATURA)
Fato de utilização dos compressores	0,63	0,65
Temperatura de evaporação	-10,0 °C	-20,0 °C
Temperatura de condensação	44,0 °C	42 °C
Capacidade frigorífica	65 TR	25 TR
COP	2,50	1,30
Consumo de energia (compressores)	486.978 kWh/ano	383.687 kWh/ano

Segundo relatório emitido por Little (1996), a remoção do controle da pressão de condensação e a instalação de válvulas de expansão eletrônicas, permitindo a variação da pressão de condensação em função das condições externas, favoreceu a redução do consumo em:

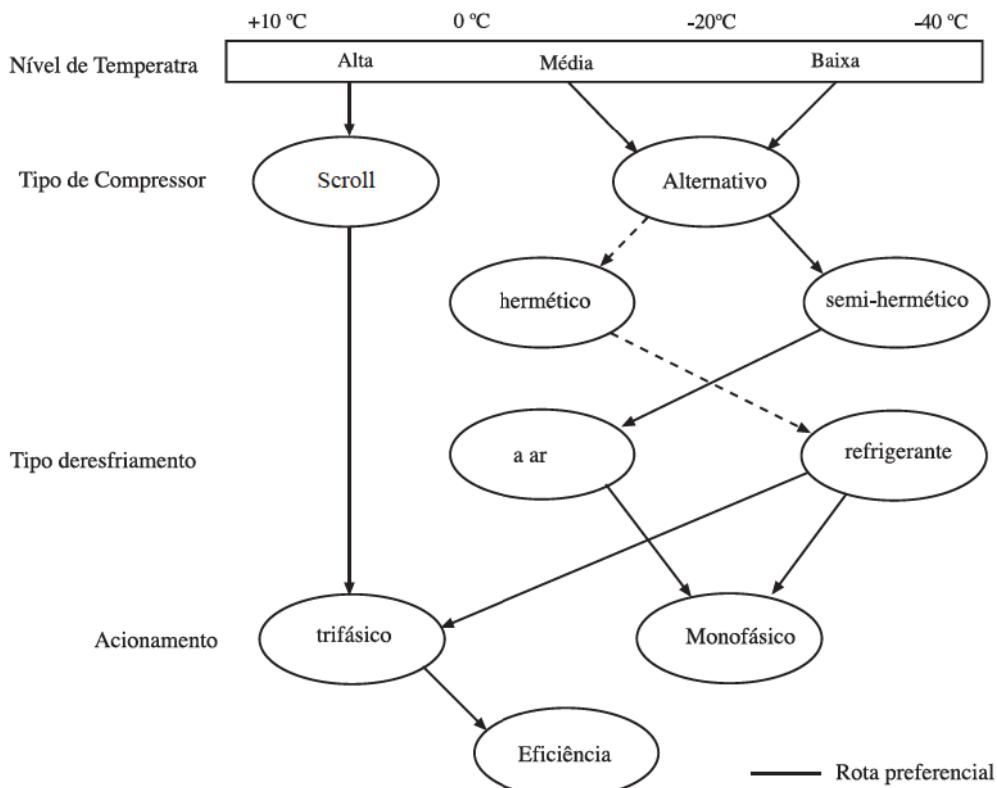
	REDUÇÃO NO CONSUMO [kWh/ano]	CUSTO DE IMPLANTAÇÃO [US\$]
Sistema 1	24.202,0	5.900,00
Sistema 2	20.068,0	2.350,00

### 1.2.6 - Seleção adequada do compressor

A seleção do compressor mais eficiente para uma determinada aplicação envolve vários aspectos, entre eles: condições de operação, capacidade frigorífica e curva de carga (variação e controle de capacidade).

Para sistemas de pequena capacidade, com compressores acionados por motores elétricos com potência de até 5 kW, tais como pequenas câmaras frias, pequenos chillers e outras aplicações comerciais, pode-se usar a Figura II.8 como indicativo, porém a seleção final deve ser analisada caso a caso.

Para compressores de grande capacidade, as opções são os alternativos e parafusos, abertos ou semi-herméticos, e, em alguns casos, os centrífugos. A opção mais eficiente não pode ser definida facilmente, e diferentes opções devem ser investigadas, determinando-se o consumo dos equipamentos por meio de dados dos fabricantes.



**Figura II.8** - Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5 kW)

A Tabela II.2 mostra uma comparação entre compressores alternativos e parafuso, aberto e semi-herméticos, para as duas condições de operação e utilizando o refrigerante R407c. Os dados mostrados abaixo foram obtidos dos fabricantes dos equipamentos, para as condições mostradas e considerando subresfriamento de 5°C e superaquecimento de 8°C.

**Tabela II.2** - Comparação entre compressores alternativos e parafuso

	Capacidade	Potência	COP
$T_o = 0^\circ\text{C} / T_c = 50^\circ\text{C}$	kW	kW	-
Alternativo - Aberto	63,0	22,39	2,81
Alternativo - Semi-hermético	60,2	20,41	2,95
Parafuso - Aberto	63,0	24,98	2,52
Parafuso - Semi-hermético	57,1	24,10	2,27
$T_o = -15^\circ\text{C} / T_c = 40^\circ\text{C}$			
Alternativo - Aberto	55,7	24,19	2,30
Alternativo - Semi-hermético	53,4	21,96	2,43
Parafuso - Aberto	56,0	25,89	2,16
Parafuso - Semi-hermético	53,1	23,86	2,22

No exemplo da Tabela II.2, o compressor mais eficiente e, portanto, o indicado seria o semi-hermético alternativo. Os resultados mostrados acima poderiam ser completamente diferentes para outras situações, dependendo da capacidade do sistema, das condições de operação e do refrigerante.

### 1.2.7 - Operação de compressores em carga parcial

Os sistemas frigoríficos geralmente possuem mais de um compressor, os quais, freqüentemente, operam em carga parcial. Isto deve ser evitado. Mesmo que os compressores possuam algum tipo de controle de capacidade, a sua eficiência com carga parcial é sempre menor do que com carga nominal. Assim, assegure-se de que sempre se tenha o menor número possível de compressores em operação e que estes estejam trabalhando com sua máxima eficiência (carga nominal).

Apesar do exposto acima, a escolha da quantidade e capacidade dos compressores que irão compor um sistema não é direta, e o perfil de carga é essencial na determinação da melhor configuração. As diferentes opções devem ser comparadas nas condições de operação e de projeto. Para sistemas de refrigeração de grande porte, com grande variação de carga, existem diferentes opções para a combinação dos compressores, visando adequar os sistemas à carga. Como exemplo, tem-se:

- Utilizar um compressor de grande porte com controle de capacidade.
- Utilizar dois ou mais compressores menores, de mesma capacidade, cuja entrada em operação é feita de maneira a satisfazer a carga.
- Utilizar dois ou mais compressores menores, de diferentes capacidades, cuja entrada em operação é feita de maneira a satisfazer a carga.

A eficiência das diferentes opções varia grandemente, e não existe regra fixa para determinar qual é a melhor opção. Quando o perfil de carga exige um compressor com controle de capacidade, deve-se selecionar o compressor com melhores características nas condições de carga parcial.

A maioria dos compressores de média e de grande capacidade possui algum tipo de controle de capacidade, mas todos esses tipos reduzem a eficiência do sistema. Tipicamente, um compressor alternativo com controle de capacidade por desativação de cilindros irá consumir em torno de 55% da sua potência a plena carga quando operando com 50% de sua capacidade. Como regra geral, um compressor com controle de capacidade raramente é a opção mais eficiente. Um conjunto de compressores com capacidades diferentes geralmente conduz a sistemas mais eficientes, porém o sistema de controle deve ser cuidadosamente projetado.

**Exemplo.** Considere um sistema frigorífico no qual são utilizados dois compressores em paralelo para atender ao pico de carga térmica, cada um com potência nominal de 10 kW. À medida que a carga se reduz, ambos os compressores reduzirão a sua capacidade na mesma proporção. Se, eventualmente, a carga se reduz a 50% da nominal, os dois compressores irão operar com 50% de sua capacidade. Admitindo-se que os compressores operam 30% do ano nesta condição, tem-se o seguinte consumo:

$$C_{2\text{-comp}} = 2 (10 \text{ kW} \cdot 0,55) 8760 \frac{\text{h}}{\text{ano}} 0,30 = 28908 \text{ kWh/ano}$$

Nesta situação, pode-se também desligar um compressor e elevar a carga do outro a 100%, o que resulta num consumo anual de:

$$C_{1\text{-comp}} = 1 (10 \text{ kW} \cdot 1,0) 8760 \frac{\text{h}}{\text{ano}} 0,30 = 26280 \text{ kWh/ano}$$

Como pode ser observado, para este caso a utilização de um compressor operando a plena carga resulta numa redução de consumo de 2.628 kWh/ano (=28.908 - 26.280).

### 1.2.8 - Controle de rotação de compressores parafuso

O compressor é sempre o maior consumidor de energia elétrica do sistema de refrigeração. Geralmente, representa 70% ou mais da energia elétrica total. Dessa forma, é importante concentrar o desenvolvimento da tecnologia dos conversores de freqüência especificamente para compressores.

A tecnologia de conversores de freqüência deveria possibilitar a variação da capacidade do compressor sem a necessidade de desviar o gás da descarga para a sucção, que é o princípio da válvula deslizante (slide valve), utilizados nos compressores parafuso. O uso de válvulas deslizante requer uma grande quantidade de energia para manter os rotores (parafusos). O uso de conversores de freqüência permite reduzir a rotação dos rotores sem a necessidade de desvio do gás para a sucção.

Ao reduzir-se a capacidade de um compressor parafuso para 30% da nominal utilizando a válvula deslizante, a potência de acionamento é reduzida para valores em torno de 50%. Porém, se for utilizado o controle da rotação, a potência é reduzida para somente 40% da nominal (Wilcox, 2001).

Em compressores parafuso com economizador a posição do orifício de admissão do economizador é fixa e sua geometria está relacionada com as pressões de sucção e descarga. Quando a posição da válvula deslizante é alterada para reduzir a capacidade, a compressão tem seu início retardado, porém a posição do orifício do economizador não é alterada. Dessa forma, a eficiência do compressor é boa para 100% da capacidade, mas muito baixa para capacidades inferiores a 85%. Com o uso de conversores de freqüência, a rotação da máquina pode ser reduzida para o controle de capacidade sem alterar sua geometria inicial. Conseqüentemente, o economizador irá trabalhar em melhores condições, melhorando a eficiência total da máquina em condições de carga parcial.

### 1.2.9 - Purga de gases não condensáveis

A purga de gases não condensáveis é uma boa maneira de reduzir a temperatura de condensação e, consequentemente, o consumo de energia. Todas as vezes que óleo é trocado ou adicionado ao sistema de refrigeração existe a possibilidade de entrada de ar. Como o ar é um gás não condensável, a pressão e a temperatura de condensação vão aumentar, reduzindo a capacidade do compressor e aumentando o consumo de energia.

### 1.2.10 - Controle de rotação dos ventiladores dos condensadores

O condensador atinge sua máxima capacidade quando os ventiladores estão funcionando com a máxima potência. Quando a potência do compressor é reduzida, o condensador se

torna superdimensionado. Normalmente, para controlar a pressão de condensação, desligam-se os ventiladores. Outra maneira de controlar a pressão de condensação é por meio do uso de conversores de freqüência para variar a rotação dos ventiladores em função da carga aplicada ao sistema.

Deve-se observar que o controle da pressão de condensação deve ser projetado para atuar no menor valor possível, pois, como mostrado, a redução da pressão de condensação resulta em diminuição do consumo de energia do compressor.

Cabe ressaltar que o mesmo princípio de controle de rotação pode ser aplicado às bombas de circulação de água de condensação, no caso de condensadores resfriados a água.

**Exemplo.** Seja um sistema de refrigeração com dois ventiladores de 25 kW cada um instalados no condensador. Se o sistema necessita apenas da metade da capacidade do condensador, pode-se desligar um dos ventiladores, reduzindo-se o consumo pela metade, ou seja, 25kW. Utilizando-se um inversor de freqüência nos motores dos ventiladores, pode-se reduzir a rotação dos ventiladores pela metade para ajustar a capacidade do condensador. Como a potência é proporcional ao cubo da rotação, esta será reduzida para 1/3 da potência total, ou seja, 16,7 kW.

### 1.2.11 - Instalação de separadores de óleo

O separador de óleo tem a função de promover a separação e o retorno de óleo ao cárter do compressor. Quando o óleo circula através do circuito de refrigeração, ele pode se depositar nas superfícies de transferência de calor, principalmente no evaporador, reduzindo a sua eficiência.

Assim, a utilização de separadores de óleo é recomendada em sistemas com tubulações com comprimento superiores a 10 m e/ou desnível superior a 4 m. Também devem ser usados em sistemas com temperaturas de evaporação inferiores a -20°C.

### 1.2.12 - Resfriamento do óleo de compressores parafuso

Geralmente, quando se faz a instalação de um novo sistema, opta-se pelo projeto de menor custo. No caso do resfriamento do óleo de compressores parafuso o menor custo está associado ao resfriamento por injeção de líquido. No entanto, existem outras opções para o resfriamento do óleo, que podem resultar em economia de energia.

A adoção de um sistema de resfriamento de óleo utilizando um trocador de calor à água pode resultar em até 5,4% de redução do consumo referente à energia gasta com o

resfriamento por injeção de líquido. Outra possibilidade é a adoção de um sistema de resfriamento por termo sifão. Neste caso, a redução do consumo pode ser de até 6,0%

### **1.2.13 - Intertravamento entre o ventilador da torre, a bomba e o compressor**

A não existência de um intertravamento entre o equipamento de geração de frio (compressor) e o sistema de resfriamento de água de condensação (bomba e ventilador da torre) acarreta desperdício de energia, pois o sistema de condensação pode permanecer operando sem que o compressor esteja ligado. Por outro lado, a falta deste intertravamento constitui um risco grave, uma vez que o sistema de geração pode entrar em funcionamento sem que o sistema de arrefecimento de água de condensação esteja em operação, o que pode resultar em danos ao compressor.

Assim, assegure-se de que o sistema de condensação (bomba e ventiladores) somente esteja operando enquanto houver compressores em operação.

### **1.2.14 - Tratamento químico da água**

É necessário efetuar a limpeza química e/ou mecânica periódica, no sentido de evitar a formação de incrustações na tubulação e no condensador, mantendo, desta forma, a vazão de água e as diferenças de temperatura próximas dos valores de projeto. Cabe ressaltar que o acúmulo de incrustações no condensador provoca a elevação da temperatura de condensação e, consequentemente, do consumo de energia.

### **1.2.15 - Eliminação de vazamento de água no sistema de condensação**

A existência de vazamento de água no circuito hidráulico do sistema de arrefecimento da água de condensação acarreta maior consumo de água de arrefecimento e de produtos químicos para o tratamento da água. Por isto, os vazamentos existentes devem ser eliminados, visando reduzir, diretamente, o consumo de água e de produtos químicos e, indiretamente, o consumo de energia elétrica.

### **1.2.16 - Controle de rotação do ventilador da torre de resfriamento**

O desempenho de uma torre de resfriamento é fortemente influenciado pela temperatura de bulbo do ar. Uma diminuição da temperatura de úmido resultará em uma diminuição da temperatura de saturação do ar, o qual aumenta a sua capacidade de extrair calor das gotículas de água que fluem pela torre. Assim, a diminuição da temperatura de bulbo úmido exige menor vazão de ar para remover a mesma quantidade de calor e permitir que a água deixe a bacia da torre na temperatura de projeto.

Pode ser, então, benéfico instalar um motor de duas velocidades para o ventilador da torre, pois com a redução da temperatura de bulbo úmido pode-se reduzir a vazão de ar, consequentemente reduzindo o consumo de energia do motor do ventilador. Os motores de duas velocidades podem incorporar sistemas novos ou podem ser instalados quando do retrofit da torre. Outra forma de reduzir a rotação dos ventiladores é pela utilização de conversores de freqüência.

Um exemplo de aplicação de motores de duas velocidades é fornecido por Muller (2001). Para um sistema frigorífico de médio porte foi obtida uma redução de consumo de 58.335 kWh/ano, com a instalação de motores de duas velocidades. O custo de implantação deste sistema foi da ordem de US\$ 8.900,00.

### **1.2.17 - Uso de termostato para controle do ventilador da torre**

A falta de termostato para controlar o funcionamento do ventilador da torre acarreta consumo excessivo de energia, pois este não é desligado automaticamente quando a temperatura da água na saída da torre é inferior ao valor recomendado (29°C), além de provocar um maior consumo de água, e, consequentemente, de produtos químicos.

Pode-se quantificar a redução do consumo de energia em função da potência do ventilador e do fator de utilização a plena carga do equipamento, da seguinte forma:

$$W_{\text{red}} = W_{\text{torr}} \cdot e \cdot (1 - FU) \quad [2]$$

$$P_{\text{res}} = W_{\text{red}} \cdot \text{Tempo} \quad [3]$$

em que:

Tempo é dado em horas/anos;

$P_{\text{red}}$  energia conservada, em kWh/ano;

$W_{\text{torre}}$  potência solicitada à rede pela torre de resfriamento (ventilador);

FU Fator de utilização a plena carga;

HDIA número de horas de operação por dia, do equipamento de geração; e

DMES número de dias de operação por mês, do equipamento de geração.

**Exemplo.** Uma torre de resfriamento de um sistema frigorífico tem capacidade de 109 TR e potência do motor de acionamento do ventilador de 3,7 kW. Sabe-se que o fator de utilização do equipamento a plena carga é de 0,63 e que o equipamento opera 20 h/dia, 365 dias/ano. Considerando que não existe termostato para controle do ventilador da torre, estime o potencial de redução de consumo caso seja instalado este termostato.

$$W_{\text{red}} = 3,7 \cdot (1 - 0,63) = 1,37 \text{ kW}$$

$$\text{Potencial de redução de consumo: } P_{\text{red}} = 1,37 \cdot 20 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 365 \frac{\text{dia}}{\text{ano}} = 10993 \text{ kWh/ano}$$

## 2

## IDENTIFICAÇÃO DAS OPORTUNIDADES NA DISTRIBUIÇÃO DO FRIO

A maneira como o fluido de baixa temperatura ("frio") é distribuído em um ambiente industrial é de importância fundamental para assegurar o baixo consumo de energia de toda a instalação frigorífica, pois podem ocorrer ganhos de calor consideráveis no sistema de distribuição se o mesmo não for cuidadosamente projetado e mantido.

### 2.1 - Identificação dos fatores que afetam a eficiência na distribuição de frio

- **Ganho de calor nas tubulações que operam a baixa temperatura.** Grande parte da energia gasta para a obtenção de um fluido a baixa temperatura poderá ser desperdiçada se o mesmo for conduzido até o local da sua utilização por meio de tubulações mal isoladas ou expostas a temperaturas demasiadamente elevadas.
- **Traçado, comprimento e diâmetro das tubulações.** Quando um fluido escoa em uma tubulação, há uma perda de pressão devido ao atrito entre o fluido e a parede do tubo. Esta perda de pressão não pode ser evitada, mas o seu efeito pode ser reduzido dimensionando-se devidamente a tubulação. Quanto maior for a massa do fluido a escoar num dado tubo, maior será a sua velocidade e, portanto, maior a sua perda de pressão. Além disso, quanto maior o comprimento de um tubo, maior será a queda de pressão. Perdas de carga elevadas estão associadas ao aumento de consumo de bombas e compressores.

## 2.2 - Áreas de oportunidade para melhorar a eficiência na distribuição de frio

### 2.2.1 - Isolamento das tubulações

A aplicação de um isolamento eficiente em tubulações e tanques é de fundamental importância para a conservação de energia em sistemas de refrigeração. A determinação do material isolante mais adequado a uma determinada aplicação e da espessura ótima do isolamento pode ser obtida de Venturini e Pirani (2005).

Assim, as tubulações que transportam um fluido frio (refrigerante, água, salmoura, etc.) devem ser isoladas para se evitar a condensação superficial e, em alguns casos, a formação de gelo sobre as mesmas. A condensação superficial irá ocorrer sempre que o ar entrar em contato com uma tubulação cuja temperatura seja inferior à sua temperatura de orvalho. Além disso, o ganho de calor em tubulações não isoladas reduz a eficiência do sistema e obriga o sistema a operar durante um período maior, consumindo mais energia.

Outro aspecto a se considerar é o isolamento de tanques, os quais são encontrados com freqüência em sistemas de refrigeração. Estes tanques geralmente fazem parte do processo de produção e distribuição de frio (separadores de líquido, resfriadores intermediários, tanque de água gelada, etc.). Caso não sejam devidamente isolados, podem representar um aporte significativo de calor ao sistema.

**Exemplo.** A aplicação de isolamento à base de espuma elastomérica em 85 m de uma tubulação de etileno glicol a -5°C, em uma indústria de bebidas, resultou em uma economia de energia de 4.200 kWh/ano. O custo de implantação deste isolamento foi de R\$ 7.200,00.

### 2.2.2 - Eliminação de vazamentos de fluido refrigerante

A maioria das instalações de refrigeração perde fluido refrigerante devido à ocorrência de vazamentos, o que é extremamente prejudicial, do ponto de vista tanto do consumo de energia quanto dos aspectos ambientais.

À medida que o vazamento de refrigerante progride, o desempenho do sistema frigorífico é afetado, uma vez que faltarão fluidos para o sistema operar corretamente. Testes demonstram que 15% de perda da carga de refrigerante podem resultar em até 45% de redução da capacidade frigorífica do sistema e 200% de aumento no seu consumo de energia (GPG-178, 1997).

O tipo de vazamento mais dispendioso em termos energéticos é aquele pequeno e de forma contínua. Ocorre tanto com o sistema de refrigeração em funcionamento quanto com o sistema parado. Em uma instalação frigorífica, os pontos mais sujeitos a ocorrência de vazamentos, são:

- juntas de dilatação;
- selo mecânico da ponta de eixo dos compressores;
- outras juntas mecânicas;
- pontos de conexão dos instrumentos de medição;
- válvulas; e
- pontos com vibrações, principalmente nos tubos e juntas próximas ao compressor (esse tipo de vazamento é intermitente e de difícil detecção).

Assim, a detecção de vazamentos deve fazer parte de um programa de manutenção contínua, e diversos instrumentos podem ser utilizados com esta finalidade. Entre eles têm-se: os detectores eletrônicos portáteis ou fixos, os quais podem identificar vazamentos de até 3 g/ano, os detectores à base de aditivos fluorescentes, as lamparinas Halide e, em alguns casos, até a espuma de sabão pode ser utilizada.

**Exemplo.** Considere um pequeno armazém de produtos resfriados no qual existe um sistema frigorífico com capacidade frigorífica de 50 TR e que opera a com temperatura de vaporização de -15 °C e condensação de 40°C, e cujo COP é igual a 2,16. O fator de utilização dos compressores a plena carga é de 0,65. Com base nos dados acima, estime qual seria o aumento de consumo se ocorressem vazamentos médios de refrigerante da ordem de 15% da carga ao longo de um mês.

$$\text{Consumo mensal do sistema: } C_{\text{mes}} = \frac{Q_0}{\text{COP}} \text{ Tempo FU}$$

$$C_{\text{mes}} = \frac{50 \text{ TR}}{2,16} \frac{3,5 \text{ kW}}{1 \text{ TR}} 30 \frac{\text{dia}}{\text{mes}} 24 \frac{\text{h}}{\text{dia}} 0,65 = 37916 \text{ kWh/mes}$$

Considerando o percentual de aumento de consumo mencionado acima (200%) caso ocorram vazamentos, o consumo mensal seria de 75.833 kWh/mês.

### 2.2.3 - Redução da queda de pressão na linha de sucção

É recomendável otimizar a queda de pressão na linha de sucção durante o projeto inicial do sistema de refrigeração. A diferença de preço entre um tubo com um determinado

diâmetro e o de diâmetro imediatamente superior é normalmente muito pequena, quando comparada com o impacto no consumo de energia da empresa. O usuário final normalmente compra pela proposta mais barata. Uma maneira de se conseguir menores preços consiste em instalar tubos de menor diâmetro, porém o usuário irá pagar por essa decisão durante toda a vida do sistema de refrigeração.

A queda de pressão na linha de sucção aumenta o volume do gás refrigerante que deve ser trabalhado pelo compressor para uma dada capacidade em TR, o que significa redução de capacidade. Além disso, há aumento da taxa de compressão, com o consequente aumento da potência requerida pelo compressor. Assim, a queda de pressão deve ser mantida no seu valor mínimo.

As linhas de sucção são normalmente dimensionadas de forma que a perda de carga total não exceda o equivalente a 2,2°C de queda da temperatura de saturação para fluidos halogenados e 1,10°C para a amônia. Valores maiores somente são toleráveis em linhas muito longas (Venturini e Pirani, 2005).

A velocidade do gás é outro fator a ser considerado no dimensionamento de linhas de sucção. Determinou-se praticamente que a velocidade mínima necessária para mover o óleo em linhas horizontais de sucção é da ordem de 2,5 m/s. A velocidade mínima em linhas verticais de sucção, com fluxo ascendente, é de 5,0 m/s. As linhas de fluxo ascendente devem ser verificadas para capacidades mínimas com carga parcial e para a velocidade determinada para essas condições. Se a velocidade em carga mínima descer abaixo dos 5,0 m/s, será necessário usar linha de sucção dupla, de forma a garantir o retorno de óleo ao compressor.

**Exemplo.** Um sistema de refrigeração de média temperatura de evaporação (0°C), com compressores alternativos e operando com R22 foi dimensionado para uma queda de pressão da linha de sucção 46,9 kPa, o que corresponde a uma queda de temperatura de saturação de 3°C. O projeto foi revisado, alterando-se o diâmetro da tubulação de sucção, de forma que a queda na temperatura de saturação fosse de 2°C, o que corresponde a uma perda de carga máxima de 31,7 kPa. Este medida resultou numa redução de 2,12% no consumo de energia elétrica da instalação.

#### 2.2.4 - Redução da queda de pressão na linha de descarga

A queda de pressão nas linhas de descarga aumenta a taxa de compressão e, consequentemente, a potência necessária para acionar o compressor. Ao mesmo tempo, a eficiência volumétrica diminui com o aumento da taxa de compressão, o que resulta em redução da capacidade do compressor.

A prática indica que as linhas de descarga de gás podem ser dimensionadas para uma queda de pressão tal que a redução de temperatura de saturação equivalente não seja superior a 1,1°C. As linhas de descarga de gás devem ser também verificadas quanto à velocidade, aplicando-se os mesmos critérios utilizados para o movimento correto do óleo em linhas de sucção, isto é, 5,0 m/s nas linhas verticais de fluxo ascendente e 2,5 m/s nas linhas horizontais.

### 2.2.5 - Troca do filtro secador

É essencial para a eficiência e disponibilidade de um sistema frigorífico que o refrigerante sempre esteja isento de umidade e qualquer outro material estranho. A umidade pode congelar na válvula de expansão, restringindo ou bloqueando completamente o fluxo de refrigerante. Pequenas partículas podem ter o mesmo efeito, além de danificarem partes internas, como as válvulas e o compressor.

Para evitar tais problemas, devem-se instalar filtros secadores na linha de líquido do sistema, os quais são capazes de reter pequenas partículas e, devido à presença de um material higroscópico (por exemplo: sílica gel), absorvem a umidade.

Com o passar do tempo, os filtros secadores saturam e passam a impor uma perda de carga significativa, a qual compromete a eficiência do sistema. Assim, assegure-se de que os filtros secadores sejam trocados periodicamente e respeite as recomendações do fabricante.



## IDENTIFICAÇÃO DAS OPORTUNIDADES NO USO FINAL DO FRIO

O primeiro passo para a redução do consumo de energia associado ao uso final do frio e do sistema frigorífico como um todo é a redução, até os limites máximos permitidos pelo processo, de toda e qualquer fonte de calor (carga térmica) presente no ambiente refrigerado e/ou advinda do próprio processo de produção.

A análise da carga térmica inicia-se com a busca de informações precisas, por exemplo: quantidade de produto, temperatura de entrada do produto na câmara (ou equipamento) e temperatura final do produto. Informações imprecisas geralmente levam ao sub ou ao superdimensionamento do sistema frigorífico, o que acaba comprometendo a qualidade dos produtos e aumentando o consumo de energia.

A carga térmica real de um sistema geralmente é maior que aquela associada apenas ao produto. No caso de câmaras de conservação de alimentos, a carga associada ao produto

geralmente é mínima. Neste caso, a carga térmica, em geral, é composta das seguintes parcelas: ganho de calor através das estruturas, infiltração, potência dissipada dos motores dos ventiladores dos evaporadores, iluminação e sistema de degelo.

### 3.1 - Identificação dos fatores que afetam a eficiência no uso final do frio

- **Condições de armazenagem.** As condições de armazenagem (temperatura e umidade relativa) dos produtos no interior de câmaras frigoríficas determinam a temperatura de evaporação do sistema frigorífico e, como visto anteriormente, a eficiência do sistema está diretamente relacionada com a temperatura de evaporação. Para os melhores resultados, cada produto deveria ser armazenado de acordo com os seus requisitos específicos de temperatura e umidade relativa, especificados em manuais (Venturini e Pirani, 2005). Porém, nem sempre se torna prático construir uma câmara individual para cada produto manipulado por uma indústria ou comércio. Assim, os produtos a serem armazenados são divididos em grupos que requerem condições de armazenamento semelhantes.
- **Ganho de calor através das estruturas da câmara.** A carga térmica decorrente da transmissão de calor é uma função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, da condutividade térmica dos elementos construtivos da câmara (paredes, teto, piso, portas, etc...) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas.
- **Ganho de calor devido à infiltração de ar externo.** A carga térmica associada à infiltração de ar está relacionada com a entrada de ar quente (ar externo) e a saída de ar frio da câmara frigorífica, através de portas ou quaisquer outras aberturas. Cada vez que uma porta da câmara é aberta, uma determinada quantidade de ar externo penetra na mesma, a qual deverá ser resfriada pelo sistema frigorífico da câmara, aumentando a carga térmica e, consequentemente, o consumo de energia associado ao sistema frigorífico.
- **Ganho de calor devido a equipamentos instalados nas câmaras.** Todos os equipamentos elétricos instalados no interior da câmara frigorífica (lâmpadas, motores, etc) dissipam calor. Portanto, contribuem para o aumento da carga térmica e do consumo de energia do sistema frigorífico.

## 3.2 - Áreas de oportunidade para melhorar a eficiência no uso final do frio

### 3.2.1 - Redução do ganho de calor através das estruturas das câmaras frigoríficas

Aproximadamente 20% da carga térmica de uma câmara de conservação de produtos resultam da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso das câmaras. Assim, o papel do isolamento é fundamental, sendo o fator mais importante no consumo energético de uma instalação de conservação, tanto pela sua influência em relação à entrada de calor no ambiente refrigerado como pela dificuldade que existe em modificá-lo depois de construído ou colocado. Maior espessura do isolamento e menor condutividade térmica irão reduzir o ganho de calor por transmissão através das estruturas. Detalhes sobre o cálculo de espessura e aplicação de isolamentos térmicos podem ser obtidos no livro texto base (EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E COMERCIAL).

**Exemplo.** Considere uma câmara para o armazenamento 30 ton de alimentos congelados a -18°C, com dimensões de 10 x 7,5 x 2,5 m, instalada num local onde a temperatura externa é de 30°C. Utiliza-se espuma de poliuretano para o isolamento. O aumento da espessura de 150 mm para 200 mm para o teto, piso e paredes resultará numa redução de 5% da carga térmica total, consequentemente, diminuindo o consumo de energia.

Uma forma de estimar o consumo excessivo de energia decorrente da deficiência no isolamento das estruturas das câmaras frigoríficas é a partir das suas dimensões, da diferença entre a temperatura externa e a interna, do material e espessura do isolamento e do número de horas de funcionamento diário.

Deve-se estimar a quantidade de calor que é introduzida na câmara nas condições atuais, por metro quadrado de parede ou teto da câmara. Para tal considera-se como efetiva apenas a camada de isolante, desprezando, a favor da segurança, as demais resistências térmicas (paredes, reboco, etc.) (Venturini e Pirani, 2005).

$$\frac{Q}{S} = \frac{k_i}{L_i} \cdot \Delta T \quad [4]$$

em que:  $k_i$  é o coeficiente de transferência de calor do material;

$L_i$  é a espessura do isolante; e

$\Delta T$  é a diferença de temperatura entre o ar externo e o interno, acrescida de uma correção, que é função da coloração e orientação da parede (vide Venturini e Pirani, 2005)

O valor calculado pela equação 4 deve ser comparado com um valor empregado comumente em projeto de câmaras frigoríficas, que é de 10 kcal/h.m<sup>2</sup>. Se o valor calculado for superior a 10, calcula-se então o calor excedente por:

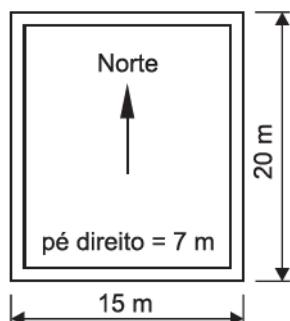
$$Q_{\text{irr}} = \left( \frac{Q}{S} - 10 \right) \cdot S \quad [5]$$

em que: S é a área da parede em consideração.

Essa perda  $Q_{\text{irr}}$  é uma porcentagem da capacidade de geração  $Q_o$  [kcal/h], isto é, da potência frigorífica do compressor que serve a um determinado ambiente refrigerado. Sendo  $C_m$  o consumo de energia elétrica do motor do compressor, em [kWh/mês], tem-se que o potencial de redução do consumo por vedação precária é dado por:

$$P_{\text{irr}} = \frac{Q_{\text{irr}}}{Q_o} C_m \quad [\text{kWh/mês}] \quad [6]$$

**Exemplo.** Considere que a câmara frigorífica esquematizada na figura a seguir está instalada num local onde a temperatura ambiente é de 35°C. O isolamento desta câmara é de poliestireno, com espessura de 100 mm e condutividade térmica de  $k = 0,025$  kcal/h.m.°C (o valor de k é função do tipo de isolante). A capacidade frigorífica é de 158000 kcal/h e o consumo de energia do compressor é de 44.200 kWh/mês. A câmara deve ser mantida a 1°C. O potencial de redução do consumo de energia elétrica pode ser estimado por:



Com base nas características da câmara frigorífica e utilizando a equação 4, pode-se montar a tabela a seguir. Observa-se que para o teto o valor de  $Q/S$  é igual a 11,25 kcal/m<sup>2</sup>.h, o qual é maior que o valor de  $Q/S$  de referência, que é de 10 kcal/m<sup>2</sup>.h. Pode-se então determinar o ganho de calor em excesso através do teto e, a partir dele, o potencial de redução do consumo de energia elétrica para esta câmara.

Parede	S [m <sup>2</sup> ]	Correção* [°C]	ΔT + correção [°C]	k <sub>i</sub> [kcal/h.m°C]	Q/S (Eq. 4) [kcal/h.m <sup>2</sup> ]
Norte	7 x 15 = 105	2,5	(35 - (-1)) + 2,5 = 38,5	0,025	9,63
Sul	7 x 15 = 105	0	(35 - (-1)) + 0,0 = 36,0	0,025	9,00
Leste	7 x 20 = 140	4,0	(35 - (-1)) + 4,0 = 40	0,025	10,00
Oeste	7 x 20 = 140	0	(35 - (-1)) + 0,0 = 36,0	0,025	9,00
Forro	15 x 20 = 300	9,0	(35 - (-1)) + 9,0 = 45,0	0,025	11,25
Piso	15 x 20 = 300	0	(35 - (-1)) + 0,0 = 36,0	0,025	9,00

\* As correções podem ser estimadas de acordo com Venturini e Pirani (2005)

$$\dot{Q}_{\text{irr}} = \left( \frac{\dot{Q}}{S} - 10 \right) S = (11,25 - 10) \times 300 = 375 \text{ kcal/h}$$

O potencial de redução no consumo de energia elétrica será dado então por:

$$P_{\text{irr}} = \frac{Q_{\text{irr}}}{Q_o} C_m = \frac{375}{158000} 44200 \Rightarrow P_{\text{irr}} = 104,9 \text{ kWh/mes}$$

### 3.2.2 - Redução do ganho de calor por infiltração de ar

A infiltração de ar em câmaras de armazenamento pode ser responsável por até 30% da sua carga térmica. Com a entrada de ar na câmara, juntamente com o calor introduz-se umidade, que provoca a formação de gelo nos evaporadores, aumentando o consumo de energia pela redução da transmissão de calor e pela necessidade de degelo freqüente. A redução desta parcela da carga pode ser facilmente conseguida por meio de:

- Instalação de cortinas plásticas (PVC) ou cortinas de ar na porta da câmara frigorífica.

**Exemplo.** Um fabricante de cortinas de PVC realizou testes para monitorar a temperatura de uma pequena câmara fria. Estes testes foram realizados sem e com a instalação de cortina de PVC na porta da câmara. Toda vez que a porta da câmara foi aberta, a temperatura interna se elevou de -19°C para -2°C. Sem a cortina, porém, a temperatura se elevou somente para -16°C, quando a cortina estava instalada na porta da câmara. O tempo para a redução da temperatura de volta aos -19°C foi de 12 minutos no caso sem cortina e de 3 minutos quando se utilizou a cortina de PVC (GPG-283, 2000).

- Instalação de sistema automático para fechamento das portas.
- Sempre que possível, deve-se utilizar antecâmaras resfriadas na entrada das câmaras de conservação. A entrada de calor e umidade depende das condições no ambiente externo à porta.

**Exemplo.** Em estudos realizados por Huhg (1999) em câmaras frigoríficas para conservação de alimentos a -30°C, com adoção de antecâmaras condicionadas a 15°C, pôde-se reduzir pela metade o ganho de calor por infiltração e em um terço a entrada de umidade na câmara.

O potencial de redução do consumo de energia decorrente da vedação precária de portas e cortinas, a qual aumenta o ganho de calor por infiltração, pode ser obtido, de forma aproximada, em função da área estimada ( $A_{EST}$ ), em metros quadrados, dos vãos e aberturas, pela seguinte expressão:

$$Q_{ved} = 150 A_{est} \text{ [kcal/h]} \quad [7]$$

Sendo  $Q_{ved}$  o calor infiltrado, que representa uma porcentagem da capacidade de geração  $Q_o$  [kcal/h], isto é, da potência frigorífica do compressor que serve a um determinado ambiente refrigerado. Sendo  $C_m$  o consumo de energia elétrica do motor do compressor, em [kWh/mês], tem-se que o potencial de redução do consumo por vedação precária é dado por:

$$P_{ved} = \frac{Q_{ved}}{Q_o} C_m \text{ [kWh/mês]} \quad [8]$$

**Exemplo.** Considere uma câmara frigorífica onde foi detectado, pela inspeção visual, a existência de pequenas frestas, as quais permanecem abertas durante o dia todo. A medição destas frestas resultou numa área total de 0,140 m<sup>2</sup>. A capacidade frigorífica do compressor que atende a esta câmara é de 50 TR e o seu consumo mensal de energia elétrica é de 44200 kWh/mês. O potencial de redução de consumo de energia elétrica, obtido por meio do fechamento destas frestas, pode ser calculado pela aplicação da equação 8. Assim, têm-se:

$$Q_{ved} = 150 \cdot 0,140 = 21 \text{ kcal/h} ;$$

$$Q_o = 50 \text{ TR } 3024 \frac{\text{kcal}}{\text{TR}} = 151200 \text{ kcal/h} ; \text{ e}$$

$$P_{ved} = \frac{Q_{ved}}{Q_o} C_m = \frac{21}{151200} 44200 = 6,2 \text{ [kWh/mês]}$$

### 3.2.3 - Redução do calor dissipado pelos ventiladores dos evaporadores

Os ventiladores dos evaporadores respondem por até 15% da carga térmica de uma câmara frigorífica, porém eles contribuem duas vezes para o consumo de energia. Eles consomem energia elétrica, a qual é, em grande parte, convertida em calor, que necessitará ser removido pelo sistema frigorífico. Assim, para a redução da carga térmica e, consequentemente, do consumo de energia, podem ser adotadas as seguintes medidas:

- Desligar os ventiladores quando eles não estiverem sendo utilizados.
- Adotar ventiladores eficientes associados a motores de alto rendimento. Motores mais eficientes são projetados para converter maior quantidade de energia elétrica em trabalho.

Instalando motores bem dimensionados e mais eficientes, consome-se menos energia e libera-se menos calor no interior dos espaços refrigerados. A tabela II.3 mostra uma comparação entre a eficiência de motores Padrão e de Alto Rendimento.

Para uma mesma potência de saída, a diferença no consumo destes motores será dada por:

$$\text{Dif. Consumo} = \text{Pot. Saída} \left( \frac{1}{\eta_{\text{Pad}}} - \frac{1}{\eta_{\text{AR}}} \right) \text{Tempo} \quad [9]$$

**Exemplo.** Considere um sistema frigorífico cujo evaporador possui um ventilador acionado por um motor elétrico padrão de 10 hp. Estime a redução do consumo de energia se este motor for substituído por outro de alto rendimento e de mesma potência. O ventilador opera 18 h/dia 365 dia/ano.

$$\text{Dif Consumo} = 0,745 \frac{\text{kW}}{\text{hp}} 10 \text{ hp} \left( \frac{1}{0,860} - \frac{1}{0,917} \right) 18 \frac{\text{h}}{\text{dia}} 365 \frac{\text{dia}}{\text{ano}} = 3528 \text{ kWh/ano}$$

É importante observar que no valor de redução do consumo calculado acima não está incluída a redução de consumo do compressor, associada à menor quantidade de calor que será liberada na câmara frigorífica.

**Tabela II.3** - Eficiência de motores elétricos padrão e de alto rendimento

HP	MOTOR PADRÃO	ALTO RENDIMENTO
5	83.3	89.5
7.5	85.2	91.7
10	86.0	91.7
15	86.3	92.4
20	88.3	93.0
30	89.5	93.6
40	90.3	94.1
50	91.0	94.5
60	91.7	95.0
75	91.6	95.4
100	92.1	95.4

- **Controle da rotação dos motores dos ventiladores.** A possibilidade de reduzir a rotação dos ventiladores à medida que ocorre redução da carga é um fator a ser considerado quando se pensa em reduzir o consumo de energia. Em situações em que os produtos já se encontram na sua temperatura ideal, é possível reduzir a rotação dos ventiladores para até 1/3 da sua rotação nominal, consequentemente reduzindo o consumo de energia. Contudo, deve-se observar que a redução da rotação diminui a pressão estática do ventilador. Portanto, devem ser utilizados rotores especiais, de forma a garantir um correta distribuição do ar na câmara, mesmo a baixas vazões.
- **Diâmetro dos ventiladores.** Para uma mesma vazão de ar, um ventilador de maior diâmetro opera em menor rotação. Portanto, necessita de menor potência para seu acionamento, além de ser mais silencioso.

**Exemplo.** Um ventilador com 1000 mm de diâmetro com a mesma vazão de um ventilador de 750 mm de diâmetro consumirá 60% menos.

### 3.2.4 - Diminuição da carga de iluminação

Os sistemas de iluminação respondem por até 10% da carga térmica de uma câmara frigorífica para conservação de produtos. E, novamente, a iluminação contribui duas vezes para o consumo de energia. A maioria dos sistemas já utiliza iluminação eficiente. Porém, se for observado o desligamento das lâmpadas quando não estiverem sendo utilizadas por longos períodos, pode-se conseguir redução ainda maior no consumo de energia.

Se o tipo de lâmpada utilizada na iluminação da câmara for incandescente, pode-se obter uma economia com a sua substituição por lâmpadas mais eficientes, como as lâmpadas frias, que operam melhor em temperaturas a partir de +5°C. No caso de temperatura inferior a +5°C, a substituição das lâmpadas incandescentes por lâmpadas fluorescentes pode ficar comprometida devido a dificuldades para a sua partida a baixas temperaturas. Um técnico especializado deve ser consultado.

O nível de iluminação indicado é de 150 lux ou lúmens por metro quadrado de superfície da câmara. Assim, considerando que esse nível é obedecido, deve-se manter o mesmo número de lumens no interior da câmara, porém usando lâmpadas mais eficientes, isto é,  $N_{la} \cdot P_{la} \cdot \varepsilon_{la} = N_{ld} \cdot P_{ld} \cdot \varepsilon_{ld}$  em que  $N_i$  é o número de lâmpadas,  $P_i$  é a potência da lâmpada,  $\varepsilon_i$  a eficiência da lâmpada (lumens/W) e os índices a e d referem-se às situações anterior e posterior. Satisfeita essa condição, o potencial de redução de consumo pode ser estimado pela diferença entre o consumo atual e o consumo com lâmpadas eficientes. Para isso é necessário conhecer o regime de funcionamento da câmara em horas/dia e dias/mês. A quantificação é dada por:

$$E_{ilum} = (N_{la} \cdot P_{la} - N_{ld} \cdot P_{ld}) \cdot h_{dia} \cdot D_{mes} \quad [10]$$

em que:

$E_{ilum}$  é a energia economizada pelo uso de iluminação mais eficiente, em kWh/mês.  $h_{dia}$  é o número de horas por dia estimado de funcionamento da iluminação; e  $D_{mes}$  é o número de dias de utilização do sistema de iluminação por mês.

É importante ressaltar que, além da redução do consumo direto pela diminuição da potência do sistema de iluminação, há também a redução da quantidade de calor dissipado na câmara, o que diminui a carga térmica do sistema de refrigeração.

Deve ser considerada ainda a possibilidade da utilização de controle automático para o sistema de iluminação, de forma que este somente opere em áreas onde haja pessoas trabalhando. É possível a utilização de sensores que reduzem em 50% o nível de iluminação ou que promovem o desligamento completo as lâmpadas quando não houver pessoas no local. Este mesmo sistema retornará o nível de iluminação a 100% quando perceber a aproximação de pessoas ou de uma empilhadeira.

### 3.2.5 - Uso de sistemas anticondensação superficial

Os sistemas anticondensação superficial são largamente utilizados na indústria do frio para prevenir a condensação de umidade sobre algumas superfícies e portas de câmaras e dis-

plays, quando a temperatura das mesmas atinge valores menores que a temperatura de orvalho do ar externo. Na maioria dos casos, estes sistemas estão sempre operando, isto é, está energizado.

Uma forma de reduzir a carga decorrentes dos sistemas anticondensação superficial é o seu acionamento em ciclos, ou por meio de um sistema de controle que o ative somente quando a temperatura de orvalho do ar for superior a um valor predeterminado. Segundo Little (1996) pode-se eliminar 1/3 da carga elétrica de anticondensação, porém deve-se observar que somente 50% da potência deste sistema é transferida para o interior dos compartimentos refrigerados, tornando-se efetivamente em carga térmica.

### 3.2.6 - Adequação da temperatura no ambiente refrigerado

Procura armazenar na mesma câmara produtos que necessitem da mesma temperatura de armazenagem e estabelecer a máxima temperatura possível para a câmara, levando em consideração aspectos relacionados à preservação da integridade e vida útil do produto.

O potencial de redução do consumo de energia elétrica decorrente da utilização de temperatura de armazenamento de produtos inferior à recomendada para uma determinada aplicação pode ser calculado em função da quantidade de calor (Q) retirada em excesso da câmara, como mostrado abaixo:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho_{\text{ar}} \cdot c_{p,\text{ar}} \cdot \Delta T \quad [\text{kcal/h}] \quad [11]$$

em que:

$\dot{V}$  é a vazão do ventilador do evaporadores. Caso este valor não esteja disponível, ele pode ser estimado em função da capacidade frigorífica do sistema, considerando-se um valor médio para a vazão igual a  $510 \text{ m}^3/\text{h}$ ;

$\rho_{\text{ar}}$  é a densidade do ar ( $\approx 1,2 \text{ kg/m}^3$ );

$C_{p,\text{ar}}$  é o calor específico do ar ( $0,24 \text{ kcal/kg.C}$ ); e

$\Delta T$  diferença entre a temperatura recomendada e a temperatura medida na câmara.

A quantidade de calor retirada em excesso (Q) é uma porcentagem da capacidade frigorífica ( $Q_0$ ), em kcal/h, da instalação. O potencial de redução de consumo ( $P_{\text{red}}$ ) será de:

$$P_{\text{red}} = \frac{Q}{Q_0} \cdot C_m \quad [\text{kWh/mês}] \quad [12]$$

Com relação ao consumo de energia elétrica mensal do compressor ( $C_m$ ), quando o sistema for composto de dois ou mais compressores em paralelo, o valor de  $C_m$  que aparece na equação 12 deve ser igual à soma do consumo de todos os compressores que alimentam o ambiente em consideração.

**Exemplo.** Uma câmara frigorífica cujo sistema de refrigeração é dotado de um compressor com capacidade de  $Q_o = 158.000 \text{ kcal/h}$  encontra-se à temperatura de  $-5^\circ\text{C}$ . A potência elétrica do compressor é de  $75 \text{ kW}$ , e o mesmo permanece em funcionamento  $20 \text{ h/dia}$ ,  $30 \text{ dias/mês}$ . A vazão do ventilador do evaporador desta câmara é de  $24.000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Sabe-se ainda que a temperatura recomendada para esta câmara é de  $0^\circ\text{C}$ . Determine o potencial de redução do consumo desta instalação frigorífica.

$$\text{O consumo do compressor será dado por: } C_m = 75 \text{ kW} \cdot 20 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 30 \frac{\text{dia}}{\text{mes}}$$

$$C_m = 45000 \text{ kWh/mes}$$

Quantidade de calor retirada  
em excesso da câmara:

$$Q = 24000 \cdot 1,20 \cdot 0,24 (0 - (-5))$$

$$Q = 34560 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Potencial de redução de consumo: } P_{\text{red}} = \frac{34560}{158000} \cdot 45000 = 9843 \text{ kWh/mês}$$

$$P_{\text{red}} = 9843 \text{ kWh/mês}$$

### 3.2.7 - Redução das perdas devido à inexistência de termostato ou pressostato

Os equipamentos de geração de frio são dimensionados para operar em média de 16 a 20 horas por dia. A falta ou mal funcionamento de equipamento de controle de temperatura na câmara frigorífica constitui um item extremamente grave e provoca o funcionamento contínuo dos compressores, desperdiçando energia. O potencial de redução do consumo de energia pode ser estimado pela equação 13, que utiliza um tempo médio de operação do compressor de 18 horas/dia.

$$P_{it} = \frac{6}{24} C_m = 0,25 \cdot C_m \text{ [kWh/mês]} \quad [13]$$

em que:

$C_m$  é o consumo, em [kWh/mês], dos compressores associados ao ambiente refrigerado.

**Exemplo.** Considere uma câmara frigorífica com capacidade de 25 TR, cujo consumo médio mensal do compressor é de 20.200 kWh/mês. Após uma inspeção visual nesta câmara, constatou-se que o termostato da mesma não estava operando, o que provocava o funcionamento contínuo dos compressores. O potencial de redução do consumo neste caso será dado por:

$$P_{it} = \frac{6}{24} \cdot 20200 = 0,25 \cdot 20200 = 5050 \text{ [kWh/mês]}$$

### 3.2.8 - Adequação da forma de armazenagem de produtos nos espaços refrigerados

A armazenagem inadequada de produtos nos espaços refrigerados prejudica a circulação de ar frio no ambiente, acarretando aumento no consumo de energia elétrica. Assim, procure não encostar os produtos nas paredes das câmaras frigoríficas e mantenha um espaçamento entre os mesmos, dando preferência à utilização de paletes para o empilhamento, pois estes, além de preservarem a integridade dos produtos, facilitam a movimentação do ar no interior da câmara. Como indicativo, observe a Figura I.1 que apresenta uma disposição esquemática para armazenamento dos produtos em uma câmara frigorífica.

### 3.2.9 - Diminuição das fontes de calor nos espaços refrigerados ou próximas destes

A instalação do espaço a ser refrigerado próximo a fontes de calor eleva a carga térmica e o consumo de energia elétrica, pois aumenta o ganho de calor através das estruturas da câmara ou dos equipamentos refrigerados. Assim, procure evitar que equipamentos que liberam calor sejam instalados próximos aos ambientes refrigerados ou dentro deles. Caso isso não seja possível, sempre desligue estes equipamentos quando não estiverem sendo utilizados.

**Exemplo.** Considere que uma sala de uma indústria alimentícia é mantida refrigerada a +10°C. Dentro desta sala existe um motor elétrico com potência de 11/2 cv para acionamento de um equipamento que faz parte do processo de produção. Este motor permanece em funcionamento durante 8 horas por dia, 22 dias por mês. A potência frigorífica dos compressores é de 24.200 kcal/h e o seu consumo médio mensal é de 7072 kWh/mês. O sistema frigorífico opera durante 18 horas por dia. Foi constatado que este equipamento de produção fica ocioso durante 1,5 hora por dia e que durante este tempo o mesmo pode ser desligado. A economia de energia será dada por:

Economia de energia associada ao consumo de energia do próprio do motor, que agora permanecerá desligado por mais 1,5 hora por dia. Assim, tem-se:

$$P_{mot} = 1,5 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 22 \frac{\text{dia}}{\text{mês}} \cdot 1,5 \text{ cv} \cdot 0,745 \frac{\text{kW}}{\text{cv}} = 36,90 \frac{\text{kWh}}{\text{mes}}$$

A economia de energia associada à redução da quantidade de calor dissipada na câmara frigorífica é dada em função da potência do motor, de forma que:

$$Q_{dis} = 800 \frac{\text{kcal}}{\text{h cv}} \cdot 1,5 \text{ cv} = 1200 \text{ kcal/h}$$

Esta quantidade de calor é função da capacidade frigorífica ( $Q_0$ ). Portanto, a redução no consumo do equipamento frigorífico pode ser calculada como nos exemplos anteriores, porém lembrando que neste caso a redução no calor dissipado somente ocorre durante 1,5 hora/dia. Logo, tem-se:

$$P_{ref} = \frac{1200 \text{ kcal/h}}{24200 \text{ kcal/h}} \cdot 7072 \frac{\text{kWh}}{\text{mes}} \cdot \frac{1,5 \text{ h/dia}}{18 \text{ h/dia}} = 29,2 \text{ kWh/mes}$$

A redução total de consumo será de  $36,9 + 29,2 = 66,1 \text{ kWh/mês}$

Obs.: O valor de 800 kcal/h.cv que aparece na equação para cálculo de  $Q_{dis}$  representa a quantidade de calor dissipada pelo motor elétrico no interior da câmara. (Obtido de Venturini e Pirani, 2005).

### 3.2.10 - Otimização do degelo

Em evaporadores que trabalham com temperatura de evaporação abaixo de 0°C ocorrerá formação de gelo sobre a sua superfície. O acúmulo de gelo reduz a transferência de calor e a vazão de ar, o que acaba por diminuir a temperatura de evaporação. Este problema pode ser minimizado se:

- For assegurado que a temperatura de evaporação seja a maior possível e, quando o sistema permitir, acima de 0°C.

- Forem utilizados evaporadores cujas características não tornem o acúmulo de gelo crítico, como evaporadores com maior espaçamento entre aletas.
- For minimizada a infiltração de ar externo, por exemplo, utilizando-se cortinas plásticas e sistemas de automação de portas.

A taxa de acúmulo de gelo varia com as condições ambiente e com a carga do sistema. Portanto, um sistema de controle que ative o degelo somente quando necessário irá economizar energia. Assim, o início do ciclo de degelo deve sempre ser automático, podendo se empregar timer, manômetro diferencial, entre a entrada e a saída do ar do evaporador e sensores infravermelho, que detectam a presença de gelo sobre a superfície aletada do evaporador. Estes sistemas de controle iniciam o degelo quando o acúmulo atinge um valor predeterminado (espessura de 1 cm), ou seja, somente depois de ocorrer uma redução significativa da capacidade e eficiência do evaporador.

O ciclo de degelo deve ser o mais curto possível, e seu término também deve ser automático. Para tal, pode-se utilizar um sensor que determina a temperatura da serpentina e interrompe o degelo quando a mesma atinge valores da ordem de 4°C. A partida do ventilador do evaporador após o ciclo de degelo deve ser retardada até que a temperatura da serpentina tenha atingido valores normais de operação.

Quando o sistema de degelo é acionado por timer, deve-se garantir que os mesmos aconteçam fora do horário de pico. Por exemplo, para três ciclos de degelo diários os mesmos podem ser programados para ocorrer a 0:00, às 8:00 e às 16:00 horas.

O método de degelo mais eficiente depende do sistema em questão. Geralmente, o degelo elétrico consome mais energia que o degelo por gás quente, pois geralmente existe menos resistências do que tubos do evaporador. Portanto, o calor é dissipado de forma menos eficiente através das aletas, com maior quantidade de calor sendo dissipado para o ambiente. Segundo estudos realizados por Little (1996), pode-se obter um percentual de redução de consumo de energia de até 4,5% adotando-se sistemas de degelo por gás quente para os sistemas frigoríficos de média temperatura e 7% para os sistemas de baixa temperatura.

**Exemplo.** O custo operacional de um sistema de degelo programado para operar duas vezes ao dia em seis evaporadores de uma câmara frigorífica mantida a -20°C, é da ordem de US\$ 3.640,00 por ano. Implementando-se um mecanismo automático para controle do degelo, através de sensor infravermelho, com custo de implantação da ordem de US\$ 5.500,00, o custo operacional passa a ser de US\$ 900,00 por ano (GPG-283, 2000).





**PARTE III**  
**FONTES DE CONSULTA**



## PARTE III - FONTES DE CONSULTA

# 1

### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE - Handbook, 1996, "HVAC Systems and Applications", American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
- Costa, E. C., 1982, "Refrigeração", Edgard Blücher Ltda.
- Danfoss, 2003, "Assessment of Danfoss ADAP-KOLL System for Energy Savings In Refrigeration Plant", Disponível em: [www.danfoss.com](http://www.danfoss.com). Acessado em: 23/08/2004
- DOE, 1998, "Energy Savings in Refrigerated Walk-in Boxes", Technology Installation Review.
- Gameiro, W., 2002, "Energy Costs Are Changing Refrigeration Design", IIAR Ammonia Refrigeration Conference, Kansas City, Missouri.
- PGP-178, 1997, "Cutting the Cost of Refrigerant Leakage", Energy Efficiency Best Practice Programme", ETSU, Oxfordshire, UK.
- PGP-283, 2000, "Designing Energy Efficient Refrigeration Plant", Energy Efficiency Best Practice Programme", ETSU, Oxfordshire, UK.
- Hugh, T. G., 1999, "Cold Storage Energy Analysis", Technical paper, IEA-RI, USA.
- Little, A. D., 1996, "Energy Savings Potential for Commercial Refrigeration Equipment", Cambridge, Arthur D. Little, Inc.
- Muller, M. R., 2001, "Modern Industrial Assessments - A Training Manual", The Office of Industrial Productivity and Energy Assessment.
- Pizzetti, C., 1971, "Acondicionamiento del Aire y Refrigeração - Teoria y Calculo de las Instalaciones", Interciêncie, Madrid.
- Stoecker, W. F., Jabardo, J., M., 2002, "Refrigeração Industrial", Edgard Blücher Ltda.
- Venturini, O. J., Pirani, M. J., 2005, "Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial", ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro.
- Wilcox, M. H., 2001, "Energy Efficiency in Fruit Storage Warehouses", Tree Fruit Post Harvest Conference, Wenatchee, WA.

## 2

### LINKS ÚTEIS

[www.eletrobras.com/procel](http://www.eletrobras.com/procel)  
[www.portalabrava.com.br](http://www.portalabrava.com.br)  
[www.inee.org.br](http://www.inee.org.br)  
[www.abresco.com.br](http://www.abresco.com.br)  
[www.inmetro.gov.br](http://www.inmetro.gov.br)  
[www.iifiir.org/](http://www.iifiir.org/)  
[www.ashrae.org](http://www.ashrae.org)  
[www.energymanagertraining.com](http://www.energymanagertraining.com)  
[www.eren.doe.gov/](http://www.eren.doe.gov/)  
[www.iea.org/](http://www.iea.org/)  
[www.mycom.com.br](http://www.mycom.com.br)  
[www.mecalor.com.br](http://www.mecalor.com.br)  
[www.yorkbrasil.com.br](http://www.yorkbrasil.com.br)  
[www.trane.com.br](http://www.trane.com.br)  
[www.springer.com.br](http://www.springer.com.br)

## 3

### ÓRGÃOS E INSTITUIÇÕES

Eletrobrás / Procel

Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento - ABRAVA

Instituto Nacional de Eficiência Energética - INEE

Associação Brasileira de Empresas de Conservação de Energia - ABESCO

Universidades

SENAI / IEL

**ANEXO**  
**CONVERSÃO DE UNIDADES**



## CONVERSÃO DE UNIDADES

### PRESSÃO

1,0 kgf/cm<sup>2</sup> = 9,8067.10<sup>4</sup> Pa

1,0 bar = 10<sup>5</sup> Pa

1,0 kgf/cm<sup>2</sup> = 14,2234 psi

1,0 atm = 1,03322 kgf/cm<sup>2</sup>

1,0 atm = 4,6959 psi

### COMPRIMENTO

1,0 pol. = 25,4 mm

1,0 pé = 12,0 pol

### TEMPERATURA

1 °C = K - 273,15

1 °C = (°F - 32)/1,8

1 °R = °F + 459,67

### ENERGIA

1,0 kcal = 4,1868 kJ

1,0 kcal = 3,968 Btu

### POTÊNCIA

1,0 hp = 641,13 kcal/h

1,0 hp = 745,5 W

1,0 kW = 860,0 kcal/h

1,0 TR = 3024 kcal/h

1,0 TR = 12000 BTU/h

1,0 TR = 3,516 kW

**Obs.: TR = Tonelada de Refrigeração**