FRANCISCO SALVADOR

**PROJETO DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL
COM ‘SET-POINT’ VARIÁVEL**

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Mestre
em Engenharia**

**São Paulo
1999**

FRANCISCO SALVADOR

**PROJETO DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL
COM ‘SET-POINT’ VARIÁVEL**

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Mestre
em Engenharia**

**Área de Concentração:
Engenharia de Sistemas**

**Orientador:
Claudio Garcia**

**São Paulo
1999**

Salvador, Francisco

Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com
'Set-point' Variável. São Paulo, 1999.
105p.

Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia
Eletrônica.

1. Refrigeração Industrial 2. Modelagem 3. Simulação 4.
Otimização I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Eletrônica. II. t

O que ainda vai ser amanhã, é o hoje.

Clarisse Lispector

Para dizerem milho dizem mio

Para melhor dizem mió

Para pior pió

Para telha dizem teia

Para telhado dizem teiado

E vão fazendo telhados

Oswald de Andrade

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Claudio Garcia pela orientação, apoio e amizade.

À Miriam pela compreensão e apoio.

Aos meus pais e irmãos pelo incentivo e compreensão.

A todos os amigos do Departamento de Engenharia da SADIA. Em especial a Geraldo Lopes Passareli pela atenção e pelos valiosos esclarecimentos, a Plínio Luiz Sottomaior Pereira pelo apoio, bem como a Sérgio Paulo Alves dos Santos e a Maurício Nhoque.

Aos colegas Daniela Lazzeri, Ylana, Hélio Rubens e Denis do Departamento de Produção da SADIA em São Paulo e Concórdia pela pronta colaboração.

Ao Prof. Dr. Gustavo Ferreira Leonhardt da ESCOLA DE ENGENHARIA MAUÁ pela preciosa atenção.

Às empresas MYCOM MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO LTDA., SABROE DO BRASIL LTDA. e RECRUSUL SA.

A todos que contribuíram direta ou indiretamente com este trabalho.

Sumário

Lista de Tabelas

Lista de Figuras

Resumo

‘Abstract’

Capítulo 1

Introdução

1.1 Considerações Iniciais.....	1
1.2 Objetivos	3
1.3 Revisão Bibliográfica.....	4

Capítulo 2

Ciclo de Refrigeração por

Compressão a Vapor

2.1 Introdução	9
2.2 Ciclo de Compressão a Vapor.....	10
2.3 Duplo Estágio de Compressão	13
2.4 Configuração do Sistema em Estudo	15

Capítulo 3

Componentes do

Sistema de Refrigeração

3.1 Introdução	21
3.2 Compressores Parafuso	22
3.2.1 Capacidade de Refrigeração e Potência de Compressão.....	25
3.2.2 Controle de Capacidade	28
3.2.3 Aspiração a uma Pressão Intermediária	32
3.2.4 Modelo para o Compressor Parafuso	33
3.3 Túnel de Congelamento	36
3.3.1 Dimensionamento do Túnel	38
3.3.2 Modelo para o Túnel de Congelamento	42
3.4 Evaporadores estudo	43
3.4.1 Cargas Parciais	46
3.4.2 Evaporadores com Recirculação de Líquido.....	48
3.5 Condensadores Evaporativos	51
3.6 Reservatório de Líquido	53
3.6.1 Modelo para o Reservatório de Baixa Pressão.....	55
3.7 Válvula de Expansão	59

Capítulo 4

Congelamento de Alimentos

4.1 Características	59
4.2 Carga Térmica do Produto	62
4.2.1 Curva de Carga Térmica	65

Capítulo 5

Controle e Simulação

5.1 Simulação de Sistemas Térmicos	67
5.2 Modelo do Sistema Frigorífico	69
5.3 Ajuste de ‘Set-point’	73
5.3.1 Máxima Temperatura de Evaporação ou Sucção	73
5.3.2 Otimização	85

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações

6.1 Conclusões	97
6.2 Recomendações para Continuação do Trabalho	100

Referências Bibliográficas	102
---	-----

Apêndice A

Lista de Figuras

2.1	Diagrama p-h do Ciclo Frigorífico de Carnot (STOECKER; JABARDO,1994).....	11
2.2	Circuito frigorífico e diagrama p-h do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor.....	12
2.3	Diagrama p-h do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor com estados alterados	12
2.4	Processo no dispositivo de expansão (STOECKER; JABARDO, 1994).....	13
2.5	(a) Ciclo frigorífico com remoção de gás 'flash'. (b) Diagrama p-h do sistema.....	14
2.6	(a) Sistema de duplo estágio de compressão com resfriador intermediário e tanque de gás 'flash' num único reservatório. (b) Diagrama p-h do sistema.....	15
2.7	Fluxograma simplificado do sistema frigorífico por compressão a vapor.....	17
2.8	Túnel de congelamento contínuo espiral (RECRUSUL SA / YORK INTERNATIONAL)	18
2.9	Diagrama p-h do ciclo (MYCOM MAYEKAWA DO BRASIL LTDA).....	19
3.1	Detalhe de um compressor parafuso	24
3.2	Estágios de Compressão: (a) O gás penetra no espaço entre os lóbulos; (b) O gás ultrapassa a região de entrada e começa a ser comprimido; (c) O volume é reduzido de acordo com a relação de compressão interna; (d) Descarga do gás (CONAN, 1990).....	24
3.3	Curvas de Eficiência de um compressor parafuso (ASHRAE, 1988).....	25
3.4	Potência demandada no eixo do compressor, capacidade frigorífica e coeficiente de eficiência em função da temperatura de evaporação (compressor MYCOM parafuso 200SH, refrigerante amônia, sistema economizer, temperatura de condensação 35°C, capacidade 100%)	27
3.5	Potência demandada no eixo do compressor, capacidade frigorífica e coeficiente de performance em função da temperatura de condensação (compressor MYCOM parafuso 200SH, refrigerante amônia, sistema economizer, temperatura de evaporação -35°C, capacidade 100%)	28
3.6	Operação da válvula de deslizamento (MYCOM CO. LTD., 1978)	29
3.7	Potência de compressão para condições de carga parcial de um compressor parafuso (SABROE REFRIGERATION SA, 1989).....	30
3.8	Potência demandada no eixo do compressor em função da capacidade (compressor MYCOM parafuso 160LM, refrigerante amônia, temperatura de condensação 35°C, temperatura de evaporação -25°C).....	31
3.9	Diagrama p-h comparativo entre sistema de simples estágio e com pressão intermediária ('economizer') (SABROE REFRIGERATION SA, 1989)	33

3.10	Potência no eixo (kW) em função da vazão (kg/h) e da temperatura de evaporação (°C) para o compressor MYCOM modelo 200LH.....	36
3.11	Esquema de um túnel de congelamento com esteira móvel tipo espiral (ASHRAE, 1988)	37
3.12	Evaporador inundado (STOECKER; JABARDO, 1994).....	49
3.13	Recirculação forçada de líquido (STOECKER; JABARDO, 1994).....	50
3.14	Diagrama de troca de calor para um condensador evaporativo (ts – temperatura do filme de água na superfície da serpentina) (ASHRAE, 1988)	52
3.15	Reservatório de baixa pressão (CONAN, 1990).....	55
4.1	Curva de Congelamento do produto A. Temperatura do ar -30°C.....	63
4.2	Curva de Congelamento do produto B. Temperatura do ar -30°C	64
4.3	Curva de carga térmica do produto A ao longo do tempo para produção de 4.500kg/h num período de 16 horas de operação.....	66
5.1	Implementação em SIMULINK do modelo do Túnel de Congelamento e Evaporador	71
5.2	Implementação em SIMULINK do modelo do Reservatório de Líquido.....	72
5.3	Implementação em SIMULINK para sistema com ‘set-point’ de temperatura de evaporação fixo	75
5.4	Implementação em SIMULINK para sistema com ‘set-point’ de temperatura de evaporação variável em função da temperatura ambiente do túnel	76
5.5	Implementação em SIMULINK : (a) controle de capacidade; (b) cálculo da potência no compressor e (c) controle pela máxima temperatura de evaporação.....	77
5.6	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH); ---- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.....	79
5.7	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH); ---- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.....	80
5.8	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); ---- - sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.....	83
5.9	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); ---- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação	84
5.10	Curva de distribuição de carga típica para uma instalação de refrigeração industrial (ABB REFRIGERATION, 1998)	85

5.11	Implementação em SIMULINK do sistema com otimização da potência do compressor	88
5.12	Implementação em SIMULINK do sistema com otimização da potência do compressor	89
5.13	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH); — — sistema com controle de capacidade atual; — - — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; ——— sistema com controle com rotina de otimização.	91
5.14	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH); — — sistema com controle de capacidade atual; — - — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; ——— sistema com controle com rotina de otimização.	92
5.15	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); — — sistema com controle de capacidade atual; — - — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; ——— sistema com controle com rotina de otimização.	95
5.16	Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); — — sistema com controle de capacidade atual; — - — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; ——— sistema com controle com rotina de otimização.	96

Lista de Tabelas

5.1	Redução no consumo para operação com ‘set-point’ variável em função da temperatura ambiente com relação à operação com ‘set-point’ fixo de -40°C (compressor MYCOM 200LH).....	79
5.2	Redução no consumo para operação com ‘set-point’ variável em função da temperatura ambiente com relação à operação com ‘set-point’ fixo de -40°C (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão).	80
5.3	Redução no consumo para operação com ‘set-point’ variável conforme máxima temperatura de evaporação e rotina de otimização com relação à operação com ‘set-point’ fixo de -40°C para ciclo parcial de operação (compressor MYCOM 200LH).	90
5.4	Redução no consumo para operação com ‘set-point’ variável conforme máxima temperatura de evaporação e rotina de otimização com relação à operação com ‘set-point’ fixo de -40°C para ciclo parcial de operação (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão).....	92

Resumo

Os sistemas térmicos operam na maior parte do tempo fora de suas condições nominais de projeto. Nos sistemas de refrigeração industrial, a operação com carga térmica parcial ocorre em função de diversos fatores e o consumo de energia apresenta grande variação em função do ciclo de operação.

Neste trabalho é proposta a otimização energética dos sistemas frigoríficos por compressão a vapor através da operação com regime variável para o ciclo frigorífico, especificamente através da operação com ‘set-point’ de temperatura de evaporação variável.

Para tanto é desenvolvido um modelo matemático para simulação dinâmica de um sistema de refrigeração industrial por compressão a vapor com refrigerante amônia (R-717) para o congelamento de alimentos composto basicamente de túnel de congelamento por circulação forçada de ar, evaporador com recirculação de líquido, reservatório de líquido a baixa pressão, compressores parafuso e condensador evaporativo atmosférico.

São analisados através de simulação dois métodos para a variação do ‘set-point’ de temperatura de evaporação: a máxima temperatura de evaporação admissível e a minimização da potência no compressor. Os dois métodos são comparados ao sistema de controle de capacidade atualmente utilizado em instalações industriais.

‘Abstract’

Thermal systems operate most of the time at off-design conditions. In industrial refrigeration systems, the operation in partial loads occurs for many different reasons and the power consumption is a function of the refrigeration cycle pressures.

This work proposes an energetic optimization of the compression refrigeration systems by the operation with a variable refrigeration cycle, specifically, by the operation with a variable suction temperature ‘set-point’.

For this purpose it is developed a mathematical model for dynamic simulation of a industrial refrigeration compression system for food freezing with ammonia refrigerant (R717) formed by an air blast belt freezer, liquid overfeed evaporators, low pressure receiver, screw compressors and evaporative condenser.

Two procedures for the suction temperature set-point variation are analyzed by simulation: the maximum suction temperature permitted and the compressor power consumption minimization. Both methods are compared with the capacity control system used in present industrial facilities.

Capítulo 1

Introdução

1.1 Considerações Iniciais

A refrigeração é definida como qualquer processo que vise transferir continuamente a energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura.

Na indústria de alimentos, os sistemas frigoríficos visam fornecer as temperaturas necessárias ao processamento e estocagem dos produtos.

Cerca de 25% da produção de alimentos perecíveis no mundo é refrigerada (GEORGE, 1993), existindo ainda uma vasta estrutura para produção, transporte e estocagem desses alimentos.

O congelamento dos alimentos é considerado uma técnica excelente para a conservação de suas qualidades. De maneira geral, o congelamento preserva o sabor, a textura e o valor nutricional dos alimentos melhor do que qualquer outro método de conservação e, em função disso, quantidades cada vez maiores de alimentos têm sido congeladas no mundo (GEORGE, 1993).

Existem três sistemas principais de refrigeração: os sistemas por absorção, os sistemas por efeitos termoeletrônicos e os sistemas por compressão a vapor. Os sistemas por compressão a vapor são os mais amplamente utilizados. Em especial, nas instalações industriais para processamento e armazenagem de alimentos e em

equipamentos de pequeno porte tais como refrigeradores, ‘freezers’ e condicionadores de ar compactos.

Os componentes essenciais de um sistema frigorífico por compressão a vapor são: compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador, sistema de controle e tubulações. Os principais refrigerantes são os halogenados (CFC’s) para instalações comerciais e residenciais e a amônia (R-717) para instalações industriais.

Na indústria de alimentos, é de grande aplicação os sistemas frigoríficos para o congelamento de produtos, que podem ser classificados nos grupos: circulação forçada de ar, placas, criogênico, imersão e refrigerante líquido.

Dentre eles, destaca-se o congelamento por circulação forçada de ar, ou túneis de congelamento como são normalmente chamados, principalmente pela flexibilidade em atender à grande variedade de formas, tamanhos, pesos, embalagens e tempos de resfriamento e congelamento e pela utilização de mão-de-obra reduzida.

Devido à crescente expansão do mercado de alimentos congelados prontos ou semi-prontos para o consumo e ao menor custo quando comparado aos demais sistemas, a tendência atual é a utilização de sistemas de refrigeração por compressão a vapor utilizando amônia.

Nas últimas décadas a limitação dos recursos energéticos disponíveis e o contínuo aumento do custo da energia, bem como a crescente preocupação ambiental, têm levado a uma necessidade mundial de redução da demanda de energia que se traduz na pesquisa de meios cada vez mais eficientes para o uso da mesma.

1.2 Objetivos

O consumo de energia de uma instalação frigorífica industrial tem grande variação em função da definição dos regimes de trabalho e da seleção dos equipamentos, sendo necessário um projeto cuidadoso para cada instalação.

O estudo da operação das bombas de calor tem apontado uma significativa economia no consumo de energia pela adoção de sistemas mais eficientes, sendo a simulação dos sistemas de refrigeração de grande importância como fonte de recursos

tanto para a adaptação ou otimização de instalações, como para a busca da melhor operação em face de novos parâmetros e custos.

Entretanto, a simulação pode ainda desempenhar papel importante no desenvolvimento dos projetos de sistema de refrigeração. Isso porque, no projeto de novos sistemas é comum o estudo e análise de processos ou componentes isolados, estabelecendo-se parâmetros de interconexão entre eles. STOECKER (1989) chama a atenção para o fato de que soluções superiores poderiam ser obtidas para os sistemas de refrigeração se esses parâmetros não fossem fixados previamente, mas sim determinados pela análise do sistema completo.

A seleção dos parâmetros ('set-points') de operação do ciclo termodinâmico (temperaturas e pressões) é função das necessidades do processo. A seleção da capacidade do ciclo é função da carga térmica, que varia basicamente de acordo com o processo e as condições ambientais. Porém, a seleção desses parâmetros e capacidades é limitada pela necessidade de se atender às condições extremas de operação.

A carga térmica do processo e as condições ambientais variam constantemente numa ampla faixa e em função dos mais diversos fatores. Assim, temos que a capacidade frigorífica instalada supera a necessária nos períodos de menor produção ou com condições ambientais mais favoráveis. Os sistemas frigoríficos industriais atuais lidam com essa variação através do controle da capacidade (ou carga) dos compressores e manutenção dos 'set-points' de operação.

Os compressores, entretanto, apresentam grande variação de eficiência em função da relação de compressão em que operam (relação entre a pressão de descarga e a pressão de sucção).

Nesse sentido, este estudo propõe a investigação da aplicabilidade e do desempenho de um sistema de refrigeração industrial por compressão a vapor com 'set-point' de temperatura de evaporação variável visando a redução do consumo de energia elétrica da instalação.

Pretende-se através da simulação do sistema estudar o efeito da adoção do 'set-point' variável para pressão de evaporação no rendimento e operação do ciclo. Para tanto, será desenvolvido um modelo matemático, levando-se em conta as características

de projeto e dimensionamento dos sistemas frigoríficos por compressão a vapor, bem como seus dados de operação e desempenho.

Pretende-se ainda que a simulação do modelo desenvolvido auxilie não só na adaptação e otimização de sistemas frigoríficos por compressão a vapor, mas também no projeto desses sistemas através da análise dos parâmetros de interconexão entre seus diversos componentes.

Será considerado um sistema frigorífico industrial típico na indústria de alimentos, com refrigerante amônia (R-717), compressores a vapor tipo parafuso, reservatório de líquido a baixa pressão, túnel de congelamento contínuo com evaporadores com circulação forçada de líquido e condensadores evaporativos atmosféricos.

1.3 Revisão Bibliográfica

Neste trabalho a pesquisa bibliográfica concentrou-se em três pontos principais: o dimensionamento dos sistemas frigoríficos industriais, seu modelamento dinâmico e o congelamento de alimentos.

O domínio do dimensionamento e do comportamento dos sistemas frigoríficos industriais é fundamental para entender-se as possibilidades de melhoria de desempenho do sistema seja durante o projeto, seja na otimização ou adaptação das instalações existentes.

STOECKER (1994) apresenta de maneira muito clara os conceitos e configurações das instalações frigoríficas industriais e características de seu dimensionamento (principalmente para resfriadores e condensadores). Apresenta ainda análise do funcionamento das instalações em função de variações nas condições de operação.

CONAN (1990) e COSTA (1982) concentram-se no dimensionamento das instalações e características construtivas dos equipamentos, apresentando muitas características práticas de dimensionamento.

ASHRAE (AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC.) apresenta uma visão bastante abrangente da refrigeração quanto aos conceitos (1989), dimensionamento de instalações e seleção de equipamentos (1988) e aplicações em diversas áreas (1986).

O dimensionamento das instalações industriais é na grande maioria dos casos realizado para condições de operação em regime e para condições de operação nominais. A aplicação da simulação nos sistemas térmicos é interessante para a análise das condições de operação diferentes das de projeto como nas condições de carga parcial ou sobrecarga, na resolução de problemas operacionais e na análise das alternativas de melhorias possíveis.

MARSHALL; JAMES (1975) investigaram o controle de capacidade numa instalação para congelamento de alimentos com compressores alternativos a vapor através da redução ou aumento do número de cilindros, ou estágios, em operação nos compressores. Foi desenvolvido um modelo dinâmico da instalação, onde o modelo do compressor foi obtido através do ajuste de uma função a dados de operação. Os autores chamam a atenção para o fato de que idealmente a capacidade do sistema frigorífico deveria variar conforme a carga térmica do produto (que é função da vazão mássica, temperatura de entrada e de saída do produto) uma vez que a carga térmica de perdas é praticamente constante.

Dadas as constantes de tempo do sistema e as características do controle de capacidade por estágios, este nem sempre consegue responder às variações da carga térmica. Os autores propuseram um controlador 'feedforward' para o controle da temperatura de saída do produto baseado nas medições da vazão mássica e da temperatura de entrada em alternativa a um sistema em que a capacidade dos compressores é controlada em função da temperatura do refrigerante líquido. O sistema com controlador 'feedforward' foi capaz de responder a sub e sobrecargas térmicas devidas à variação na vazão mássica do produto, mantendo a temperatura desejada para o mesmo.

GREEN et al (1980) apud VARGAS; PARISE (1992) mostraram através de simulação que uma bomba de calor com compressor de rotação variável, válvula de expansão elétrica e fluxo de ar variável nos trocadores é mais eficiente que o sistema convencional 'on-off' e rotação constante.

VARGAS; PARISE (1992) obtiveram para uma bomba de calor simulada com rotação variável, uma redução de 9% no consumo de energia quando comparado ao sistema de controle convencional tipo ‘on-off’. O sistema estudado utiliza o refrigerante R-12 e é composto por sala de temperatura controlada, evaporador, condensador, compressor alternativo e válvula de expansão. Foi desenvolvido um modelo dinâmico da instalação, onde o modelo do compressor foi obtido através da teoria do processo de compressão, sendo alguns parâmetros definidos a partir de dados experimentais. As propriedades termodinâmicas do refrigerante são expressas através de equações ajustadas. O sistema foi simulado para uma carga térmica e condições ambientais constantes, sendo que nesse caso o controle proposto elimina a oscilação de temperatura característica do controlador ‘on-off’.

Da mesma forma, SILVEIRA JÚNIOR et al. (1995) compararam um controlador ‘fuzzy’ a um controlador ‘on-off’ para um sistema de resfriamento de líquido (‘chiller’) a fim de obter melhor coeficiente de eficiência (COP) do modelo dinâmico. O sistema apresentado utiliza o refrigerante R-12 e é composto por compressor alternativo, condensador, subresfriador, evaporador, válvula de expansão e tanque de líquido. As propriedades termodinâmicas do refrigerante são expressas através de equações ajustadas. O sistema foi simulado para perturbações degrau e senoidal na carga térmica e na temperatura ambiente independentemente. A possibilidade de modulação das variáveis de controle favorece o controlador ‘fuzzy’ que obteve um coeficiente de performance 100% superior ao sistema com controlador ‘on-off’.

Além das aplicações na análise das condições de operação diferentes das de projeto, a simulação dos sistemas térmicos auxilia também no projeto e determinação dos parâmetros de interconexão dos diversos componentes do sistema.

PEDERSEN (1994) apresentou diversas propostas para o desenvolvimento de equações que representem os sistemas frigoríficos e o desempenho dos equipamentos através do modelamento baseado nas propriedades físicas dos equipamentos e da aproximação de funções para os dados de operação.

FIORELLI (1995) analisou o efeito dos parâmetros de projeto e operação do ciclo frigorífico em regime permanente para sistemas com tubo capilar e expansão a seco.

STOECKER (1989) apresentou diversos itens necessários para a otimização de sistemas térmicos, abrangendo o desenvolvimento de modelos matemáticos dos equipamentos e instalações (baseados nas propriedades físicas e na aproximação de funções para os dados de operação), modelamento das propriedades termodinâmicas, técnicas de controle e otimização visando não só a operação mas também a seleção de equipamentos para a obtenção de sistemas de menor custo de implantação e operação. STOECKER sugere que a simulação dinâmica de apenas uma ou algumas das características já pode ser interessante para muitos problemas.

Com relação ao congelamento de alimentos, nos detivemos na determinação da carga térmica e nas características de processamento, partindo do princípio de que as condições de processamento são definidas pela Engenharia de Alimentos.

NEVES FILHO (1991) apresenta as características dos alimentos a baixas temperaturas e suas propriedades termodinâmicas. É discutida ainda a determinação da carga térmica e as características dos diversos sistemas de congelamento.

GEORGE (1993) ressalta a crescente importância dos alimentos refrigerados no mundo e cita como tendências futuras o desenvolvimento de aditivos e a reformulação dos alimentos para controlar os processo de congelamento e o aprimoramento dos processos e equipamentos atuais através de grupos de projeto interdisciplinares.

A grande maioria dos trabalhos sobre simulação de sistemas de refrigeração trata de sistemas por compressão a vapor compostos de compressores alternativos, condensador, válvula de expansão e evaporadores que operam com expansão seca. Isso se deve provavelmente à larga aplicação desses dispositivos na refrigeração comercial e residencial. Os sistemas de refrigeração industriais apresentam configurações diferentes dessas, incluindo compressão em duplo estágio, reservatórios a baixa pressão e evaporadores com circulação de líquido.

Para os sistemas com expansão seca a introdução de sistemas de controle com válvulas controladas e conversores de frequência parece ser a solução predominante a fim de se obter a melhoria de eficiência desejada.

Nas instalações industriais, entretanto, isso nem sempre é possível ou desejável, dadas as diferenças entre as configurações dos sistemas. A potencialidade de redução do consumo de energia, no entanto, existe da mesma maneira.

Nesse sentido, a variação dos ‘set-points’ de operação das instalações industriais como resposta às variações da carga térmica pode oferecer vantagens devidas à operação em condições mais favoráveis.

Paralelamente, têm sido feitos esforços crescentes no sentido de melhorar a eficiência dos equipamentos do ciclo frigorífico como trocadores de calor, compressores e válvulas de expansão, o que contribui para uma maior flexibilidade de operação das instalações industriais.

Capítulo 2

Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor

2.1 Introdução

O ciclo de refrigeração visa transferir continuamente a energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura, à custa de fornecimento de trabalho.

No ciclo de compressão a vapor, o trabalho fornecido ao compressor é utilizado para elevar a pressão e a temperatura do vapor de fluido refrigerante que chega ao compressor. Esse vapor a alta pressão e temperatura vai para o condensador onde rejeita calor para o meio, condensando o fluido refrigerante. O líquido condensado segue em direção a um dispositivo de expansão onde o fluido passa do estado líquido a alta pressão para uma mistura líquido-vapor a baixa pressão e temperatura. O fluido refrigerante então retira calor do ambiente ou sistema a ser refrigerado, utilizando esse calor para se vaporizar, seguindo em direção ao compressor, onde completa o ciclo.

Um sistema frigorífico visa fornecer as temperaturas necessárias ao processamento e estocagem dos produtos. A determinação das temperaturas e pressões ideais de operação do ciclo é feita pelo conhecimento das características do produto e do processo e também do ciclo frigorífico e seus componentes. Essa escolha é fortemente influenciada pelos custos de implantação e operação.

2.2 Ciclo de Compressão a Vapor

O parâmetro de eficiência utilizado para os sistemas de refrigeração é o Coeficiente de Eficiência (COP - 'Coefficient of Performance'), que é definido como:

$$COP = \frac{\text{calor removido do ambiente a baixa temperatura}}{\text{trabalho líquido}} \quad (2.1)$$

A figura 2.1 mostra esquematicamente o diagrama p-h (pressão x entalpia) para o **Ciclo de Carnot**. Neste caso, o coeficiente de eficiência pode ser escrito como:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{T_2(s_2 - s_3) - T_1(s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.2)$$

onde os índices referem-se aos estados da figura 2.1, T - temperatura (K) e s - entropia (kJ/kgK)

Figura 2.1 Diagrama p-h do Ciclo Frigorífico de Carnot (STOECKER; JABARDO, 1994).

Por ser formado somente por processos reversíveis, o ciclo de Carnot é o que apresenta máximo coeficiente de eficiência.

A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho necessário para um dado efeito de refrigeração. A redução da temperatura de condensação ou a elevação da temperatura de evaporação implicam num aumento do COP.

Pode-se dizer ainda que o COP do ciclo está relacionado às diferenças de temperatura entre o ambiente refrigerado e o evaporado e entre o condensador e a atmosfera.

Para um ciclo de compressão a vapor básico, temos (ASHRAE, 1986):

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.3)$$

onde os índices referem-se aos estados da figura 2.2, h - entalpia (kJ/kg).

Existem fatores de ordem técnica e econômica que impedem a reprodução prática do ciclo ideal de refrigeração. Podemos citar a inviabilidade da utilização de turbinas para expansão do fluido refrigerante e o fato de que a compressão da mistura líquido-vapor pode causar danos aos compressores.

Figura 2.2 Circuito frigorífico e diagrama p-h do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor.

A modificação do ciclo de Carnot, considerando-se a compressão seca e a eliminação do motor térmico com a utilização de uma válvula de expansão, produz o chamado **Ciclo Padrão de Compressão a Vapor**, conforme figura 2.2.

O ciclo padrão consiste nos seguintes processos:

- 1 - 2 compressão isentrópica até a pressão de condensação;
- 2 - 3 resfriamento e condensação do vapor até líquido saturado a pressão constante;
- 3 - 4 expansão isoentálpica até a pressão de evaporação;
- 4 - 5 evaporação a pressão constante até o estado de vapor saturado.

Por questões como perda de pressão na linha, operação do compressor livre de líquido, tipo de operação dos evaporadores e outras, é comum nas instalações que o refrigerante no início da compressão esteja no estado superaquecido (estado 1' figura 2.3).

Por outro lado, é comum também a operação com o refrigerante no estado de líquido subresfriado na saída dos condensadores, o que fornece um aumento do efeito frigorífico (estado 3' da figura 2.3).

Figura 2.3 Diagrama p-h do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor com estados alterados.

2.3 Duplo Estágio de Compressão

A compressão em múltiplos estágios é utilizada a fim de minimizar os problemas decorrentes da elevada diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação normalmente encontrada na refrigeração e reduzir a potência de compressão necessária.

No ciclo padrão de compressão (figura 2.3), temos ao final da expansão a presença simultânea de líquido e vapor.

Figura 2.4 Processo no dispositivo de expansão (STOECKER; JABARDO, 1994).

Se imaginarmos que o processo de expansão seja interrompido a uma pressão intermediária no estado 3 (figura 2.4), correspondente a uma mistura em equilíbrio de vapor saturado (estado 6) e líquido saturado (estado 4), o processo de expansão de 3 até 2 pode ser considerado uma combinação dos processos 4 - 5 e 6 - 7 (STOECKER; JABARDO, 1994).

O vapor gerado em 7 não tem efeito frigorífico e ainda é necessário comprimi-lo até a pressão de condensação. A fim de reduzir o trabalho de compressão, pode ser feita a eliminação desse vapor no chamado 'tanque de flash' (figura 2.5).

No tanque de 'flash' o líquido proveniente do condensador é expandido até uma pressão intermediária. O vapor gerado nesse processo é comprimido até a pressão de condensação. O líquido, por sua vez, é dirigido para um dispositivo de expansão onde sua pressão será reduzida até aquela de evaporação.

Figura 2.5 (a) Ciclo frigorífico com remoção de gás 'flash'. (b) Diagrama p-h do sistema.

Outro processo geralmente utilizado é o resfriamento do refrigerante até uma pressão intermediária a fim de reduzir o superaquecimento do mesmo na saída do estágio de baixa pressão. Isso normalmente é feito borbulhando-se o vapor de descarga do compressor do estágio de baixa pressão no líquido saturado à pressão intermediária (figura 2.6).

O resfriamento intermediário não implica necessariamente numa redução da potência de compressão, podendo até aumentá-la. Entretanto, permite temperaturas do refrigerante muito menores na descarga do compressor. A operação em elevadas temperaturas de descarga com compressores do tipo alternativo pode comprometer a lubrificação do compressor e a vida útil das válvulas de descarga. Já os compressores do tipo parafuso não apresentam esse problema.

Existem diversos métodos desenvolvidos para selecionar os parâmetros ótimos do ciclo de refrigeração, considerando sistemas de simples e duplo estágio, resfriamento intermediário e subresfriamento do líquido antes da válvula de expansão (ASHRAE, 1989).

Figura 2.6 (a) Sistema de duplo estágio de compressão com resfriador intermediário e tanque de gás 'flash' num único reservatório. (b) Diagrama p-h do sistema.

2.4 Configuração do Sistema em Estudo

Os componentes essenciais de um sistema frigorífico por compressão a vapor são seis: compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador, sistema de controle e tubulações.

O sistema frigorífico a ser estudado visa atender às necessidades de congelamento de um produto, ou família de produtos, através de um túnel de congelamento contínuo.

Ele é formado basicamente (figura 2.7) de um túnel de congelamento contínuo com evaporadores com recirculação de líquido, reservatório de baixa pressão com sistema de bombeamento de refrigerante e válvula de expansão, reservatório de alta pressão, condensador evaporativo e dois compressores parafuso.

O funcionamento, capacidade e características específicas de cada equipamento serão discutidas ao longo do capítulo 3.

O túnel de congelamento contínuo é do tipo espiral com esteira móvel, muito utilizado na indústria para o congelamento de alimentos, sendo comum a existência de vários equipamentos desse tipo numa mesma fábrica (figura 2.8). O fluxo de ar é no sentido longitudinal. As características do túnel serão apresentadas na seção 3.2.

É importante ressaltar que, não só no caso do túnel de congelamento, mas também para todos os componentes do sistema, o comportamento físico e as características de operação, no que se refere aos aspectos que aqui serão analisados, são semelhantes e podem ser transportados para outros sistemas frigoríficos por compressão a vapor para resfriamento ou congelamento de alimentos.

A figura 2.9 mostra o diagrama p-h do ciclo. O diagrama p-h é amplamente utilizado pois permite uma estimativa adequada das pressões e temperaturas do ciclo, bem como uma avaliação da vazão de refrigerante e da vazão volumétrica deslocada pelo compressor.

Conforme a figura 2.9, o ciclo proposto apresenta temperatura de evaporação de -40°C , temperatura de condensação de $+35^{\circ}\text{C}$, temperatura intermediária de $-24,4^{\circ}\text{C}$, superaquecimento de 5°C e sub-resfriamento de 5°C .

Os compressores são do fabricante MYCOM CO. LTD, modelo 200LH operando com resfriamento intermediário, superaquecimento de 5°C , subresfriamento de 5°C e temperatura do óleo de 50°C . Nessas condições, o compressor tem capacidade de refrigeração de 227,3 Mcal/h (264,3 kW) para operação com temperatura de evaporação de -40°C e temperatura de condensação de $+35^{\circ}\text{C}$. O acionamento é feito por um motor trifásico assíncrono tipo gaiola de 300 CV, 380 Vca e 3.550 rpm.

Figura 2.7 Fluxograma simplificado do sistema frigorífico por compressão a vapor.

Figura 2.8 Túnel de congelamento contínuo espiral (RECRUSUL SA / YORK INTERNATIONAL).

Figura 2.9 Diagrama p-h do ciclo (MYCOM MAYEKAWA DO BRASIL LTDA.).

O condensador é do tipo evaporativo, com capacidade para o regime de 1.036 Mcal/h, temperatura de condensação de $+35^{\circ}\text{C}$ (temperatura de bulbo úmido considerada $+26^{\circ}\text{C}$).

O reservatório de líquido a baixa pressão é do tipo cilíndrico vertical com volume total de $3,5\text{ m}^3$, volume de líquido em operação normal de $1,5\text{ m}^3$. O conjunto inclui bombas de amônia com vazão de $2,0\text{ m}^3/\text{h}$, bóias de controle de nível, válvula de expansão manual e válvula de bloqueio automática.

Capítulo 3

Componentes do Sistema de Refrigeração

3.1 Introdução

O consumo de energia de uma instalação frigorífica industrial, tem grande variação em função da definição dos regimes de trabalho e da seleção dos equipamentos, sendo necessário um projeto criterioso para cada instalação.

Dessa forma, a fim de investigar a otimização dos sistemas frigoríficos por compressão a vapor é fundamental o conhecimento das características de projeto, dimensionamento, operação e desempenho dos equipamentos.

Um modelo é uma abstração matemática de um processo real (SEBORG et al., 1989 apud GARCIA, 1997), sendo que um processo pode ser caracterizado por uma variedade de modelos e graus de complexidade em função de sua aplicação.

Os modelos podem ser classificados de acordo com os tipos de equações usadas em sua formulação (GARCIA, 1997), podendo ser a parâmetros concentrados ou distribuídos, lineares ou não lineares, contínuos ou discretos, estáticos ou dinâmicos.

Os modelos matemáticos podem ser obtidos através da *modelagem fenomenológica* do processo ou pela *identificação do sistema* ou ambas (GARCIA, 1997).

A modelagem fenomenológica emprega as relações do sistema que correspondem às leis da Física e as relações constitutivas baseadas em trabalhos experimentais anteriores. Não envolve necessariamente a experimentação do sistema sendo modelado.

A identificação de sistemas é baseada na experimentação, onde sinais de entrada e saída do sistema são registrados e analisados a fim de inferir um modelo matemático.

O desenvolvimento de equações que representem o desempenho dos equipamentos pode ser feito de duas maneiras: através do modelamento baseado das propriedades físicas dos equipamentos e/ou através da aproximação de funções para os dados de operação.

Em função da complexidade de algumas máquinas, como neste caso o compressor, muitas vezes é preferível a utilização de dados experimentais ou de catálogo e a síntese de equações para representar seu desempenho.

3.2 Compressores Parafuso

O compressor é o componente mecanicamente mais complexo de um sistema de refrigeração por compressão a vapor. Ele tem a função de fornecer um diferencial de pressão de forma que o fluido refrigerante possa evaporar a uma temperatura inferior à temperatura de condensação e assim retirar calor de uma fonte fria e rejeitar esse calor para uma fonte quente (FIORELLI, 1995).

Na maioria das instalações frigoríficas, o compressor é o componente que mais consome energia, influenciando significativamente no custo operacional da instalação (STOECKER; JABARDO, 1994). Assim, é fundamental o conhecimento do comportamento dos compressores em função das diversas variáveis do ciclo frigorífico.

Os compressores parafuso pertencem à classe dos compressores de deslocamento positivo. Iremos considerar o compressor parafuso duplo que é o mais utilizado em refrigeração industrial, passando a designá-lo simplesmente por compressor parafuso.

Os compressores parafuso possuem dois rotores principais, um macho e um fêmea, que transportam e comprimem o gás refrigerante de forma contínua de um extremo ao outro de seus eixos, sendo as aberturas de entrada e saída opostas em diagonal (figura 3.1).

Ocorrem três fases básicas de compressão (figura 3.2): a **sucção**, a **compressão** e a **descarga**. Na sucção o gás preenche continuamente a região entre os lóbulos dos rotores macho e fêmea até o instante em que os lóbulos ultrapassam a região de entrada. Na compressão o volume entre os lóbulos é reduzido e o gás é comprimido progressivamente. Finalmente, o porto de descarga é descoberto e o gás comprimido é descarregado.

Figura 3.1 Detalhe de um compressor parafuso.

A lubrificação dos compressores parafuso permite a operação com temperatura de descarga dos gases a níveis muito baixos. Além disso, a melhor estanqueidade interna propicia relações de compressão elevadas (até 20 kgf/cm²).

A **relação entre volumes** (V_i) é definida como a relação entre o volume na cavidade quando a abertura de entrada se fecha e o volume na cavidade quando a abertura de descarga é descoberta.

Figura 3.2 Estágios de Compressão: (a) O gás penetra no espaço entre os lóbulos; (b) O gás ultrapassa a região de entrada e começa a ser comprimido; (c) O volume é reduzido de acordo com a relação de compressão interna; (d) Descarga do gás (CONAN, 1990).

A pressão de sucção e a relação entre volume determinam a pressão interna alcançada antes da abertura da descarga. Qualquer diferença entre as pressões de descarga interna e externa resulta em perdas de sub ou sobre-compressão e, portanto, em menor eficiência.

Assim a eficiência de compressão de um compressor com rotação constante depende da relação entre volumes de aspiração e descarga do compressor e da relação entre pressões de operação. O conhecimento desse efeito é fundamental para a seleção do compressor e de seu motor de acionamento.

Alguns modelos de compressores parafuso ajustam a relação de volume (V_i) do compressor durante a operação a fim de manter a melhor relação entre volumes (V_i variável).

A figura 3.3 mostra curvas de eficiência para compressores parafuso com relação entre volumes fixa e variável.

Figura 3.3 Curvas de Eficiência de um compressor parafuso (ASHRAE, 1988).

3.2.1 Capacidade de Refrigeração e Potência de Compressão

A capacidade de refrigeração e a potência de compressão são os parâmetros operacionais mais importantes do compressor.

A capacidade de refrigeração é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo efeito frigorífico. O efeito frigorífico corresponde ao aumento de entalpia do refrigerante através do evaporador, admitindo-se vapor saturado na saída do mesmo.

A potência de compressão é igual ao produto da vazão pelo trabalho de compressão.

A temperatura de evaporação tem grande efeito sobre a vazão de refrigerante e, conseqüentemente, sobre a capacidade de refrigeração. Por outro lado, nas temperaturas de trabalho dos sistemas frigoríficos o trabalho de compressão diminui progressivamente à medida que a temperatura de evaporação se eleva.

A figura 3.4 mostra o efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade de refrigeração e potência de compressão de um compressor de amônia tipo parafuso. O coeficiente de eficiência do compressor, dado pela relação entre a capacidade frigorífica (Mcal/h) e a potência demandada no eixo (kW), varia em função da variação da

temperatura de evaporação. Para um aumento de um grau na temperatura de evaporação temos um aumento de eficiência de cerca de 4%.

Figura 3.4 Potência demandada no eixo do compressor, capacidade frigorífica e coeficiente de eficiência em função da temperatura de evaporação (compressor MYCOM parafuso 200SH, refrigerante amônia, sistema economizer, temperatura de condensação 35°C, capacidade 100%).

O aumento da temperatura de condensação, por sua vez provoca a diminuição da vazão e do efeito frigorífico e, portanto, da capacidade de refrigeração. Da mesma forma, nas temperaturas de trabalho dos sistemas frigoríficos a potência de compressão aumenta progressivamente com o aumento da temperatura de condensação (figura 3.5).

Apesar de não enfocarmos os compressores do tipo alternativo neste trabalho, vale destacar que, apesar de alguns princípios envolvidos serem diferentes, as tendências acima apresentadas são as mesmas para o compressor alternativo.

Figura 3.5 Potência demandada no eixo do compressor, capacidade frigorífica e coeficiente de performance em função da temperatura de condensação (compressor MYCOM parafuso 200SH, refrigerante amônia, sistema economizer, temperatura de evaporação -35°C, capacidade 100%).

3.2.2 Controle de Capacidade

A manutenção da pressão de sucção de operação (ou temperatura de sucção) conforme estabelecido no projeto do ciclo frigorífico frente às cargas parciais do sistema é feita usualmente pelo controle de capacidade do compressor.

O controle de capacidade pode ser feito pela variação de velocidade do compressor ou através de uma válvula de deslizamento.

O esquema de controle de capacidade utilizado na grande maioria dos compressores parafuso é o de válvula de deslizamento ('slide valve') que controla a entrada de gás no compressor retardando o início da compressão (figura 3.6).

A válvula de deslizamento move-se paralelamente aos rotores e tem o efeito de prolongar ou encurtar a região de compressão dos rotores.

Figura 3.6 Operação da válvula de deslizamento (MYCOM CO. LTD., 1978).

A válvula de deslizamento provoca a variação do volume de entrada e, em alguns modelos, também do volume de descarga dos gases. Entretanto, a relação entre volumes sofre alguma variação. Como resultado, ocorre a redução da eficiência do compressor.

As figuras 3.7 e 3.8 mostram a potência de compressão para condições de carga parcial em compressores tipo parafuso. Eficiências relativamente baixas são constatadas para cargas inferiores a 50% da máxima. Na prática, utiliza-se o limite de capacidade de 60% a partir do qual a redução da capacidade deixa de ser interessante devido à pequena redução na potência demandada.

O controle da capacidade normalmente é feito em função de um 'set-point' de pressão de aspiração.

Figura 3.7 Potência de compressão para condições de carga parcial de um compressor parafuso (SABROE REFRIGERATION SA, 1989).

Figura 3.8 Potência demandada no eixo do compressor em função da capacidade (compressor MYCOM parafuso 160LM, refrigerante amônia, temperatura de condensação 35°C, temperatura de evaporação -25°C).

Em instalações com diversos compressores operando num mesmo regime é recomendável sempre o chamado controle de capacidade 'em grupo'. A idéia é controlar a capacidade de refrigeração do conjunto de compressores a fim de operar nas faixas de maior eficiência dos mesmos, minimizando o consumo de energia elétrica em regimes de carga parcial.

Os controladores, a partir das características de capacidade de refrigeração de cada compressor, determinam as sequências de partida, parada e variação de capacidade para cada compressor de forma a obter o melhor rendimento do conjunto.

O fabricante SABROE REFRIGERATION SA (1994), por exemplo, propõe um sistema em que os compressores operem com a mesma capacidade até o instante em que se torna possível a partida ou parada de uma das máquinas.

O controle de capacidade em grupo é especialmente interessante quando é possível o desligamento de um ou mais compressores, o que é favorecido se existem compressores de capacidades variadas na instalação.

A definição do ciclo frigorífico e a seleção do sistema frigorífico, como já foi salientado, demanda o estudo do processo, do produto e dos equipamentos que

compõem a instalação, devendo cada alternativa ser analisada em função dos custos de instalação e operação.

A seleção de equipamentos é influenciada também por outros fatores, como padrões previamente estabelecidos ou já existentes nas instalações e características de operação desejadas (como dispor de compressores reserva ou de compressores capazes de trabalhar em diferentes regimes durante manutenções ou mesmo falhas do sistema).

Podemos citar ainda o fato de que normalmente uma fábrica é projetada para receber linhas de produção conforme um cronograma que se estende por muitos anos. Assim, quando da instalação efetiva dos equipamentos, pode ocorrer a instalação de modelos diferentes e de capacidades diferentes entre si.

3.2.3 Aspiração a uma Pressão Intermediária

Os compressores parafuso podem ser projetados para operar em duplo estágio. Isso é obtido através da instalação de uma seção de admissão após a região de sucção normal onde o gás já tenha sido parcialmente comprimido. Essa seção é chamada de porto de pressão intermediária.

O porto de pressão intermediária recebe gás a pressão ligeiramente superior àquela referente a sua posição por meio de um resfriador intermediário (chamado 'economizer'). A pressão intermediária é definida através da posição e tamanho do porto de pressão intermediária.

Devido à baixa temperatura gerada por esse sistema, a capacidade de refrigeração aumenta. A potência consumida aumenta em razão menor do que a capacidade de refrigeração e, portanto, o coeficiente de eficiência (COP) aumenta.

A figura 3.9 mostra esquematicamente a comparação entre os diagramas p-h de um sistema de simples estágio e o sistema com pressão intermediária.

Esse tipo de compressor propicia numa só máquina as vantagens de instalação com duplo estágio.

Uma vez que a posição de abertura para o gás a pressão intermediária é fixa, a redução da capacidade do compressor pela movimentação da válvula deslizante provocará a aproximação das pressões de sucção e intermediária. Entretanto, mesmo nesses casos, o coeficiente de eficiência (COP) do sistema com pressão intermediária

permanece superior ao do sistema de simples estágio (SABROE REFRIGERATION SA, 1989).

Figura 3.9 Diagrama p-h comparativo entre sistema de simples estágio e com pressão intermediária ('economizer') (SABROE REFRIGERATION SA, 1989).

3.2.4 Modelo para o Compressor Parafuso

Para os compressores herméticos alternativos utilizados na refrigeração comercial e residencial, são utilizados dois métodos de modelagem: o ajuste de curvas de desempenho a partir de dados de ensaios e catálogos e a teoria do processo de compressão, utilizando quando necessário alguns parâmetros experimentais.

Em função da complexidade dos compressores parafuso, utilizaremos dados experimentais de catálogo para a síntese de equações que representem seu desempenho.

A tarefa de encontrar equações adequadas para representar o desempenho de componentes ou propriedades termodinâmicas é um passo preliminar comum para a simulação e otimização de sistemas complexos. Os dados normalmente estão disponíveis na forma de tabelas ou gráficos e deve-se procurar por equações que sejam simples e confiáveis (STOECKER, 1989).

Dada a importância da capacidade de refrigeração e da potência de compressão, os fabricantes de compressores fornecem esses dados para cada temperatura de evaporação, temperatura de condensação e capacidade parcial. Estão ainda disponíveis dados de potência no eixo, vazão de refrigerante e outros (SABROE REFRIGERATION SA, 1989; MYCOM CO. LTD., 1978).

Através do programa de dimensionamento do fabricante MYCOM CO. LTD. (MYCOM CO. LTD., 1994) levantamos as características de operação de catálogo de compressores parafuso em diversos regimes de operação em função da temperatura de evaporação, temperatura de condensação e capacidade.

A variável de desempenho de um equipamento normalmente é dada como uma função de duas outras variáveis dependentes. PEDERSEN (1994) e STOECKER (1989) apresentaram diversas equações (não lineares) para o desempenho de compressores e evaporadores em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Iremos determinar a potência no eixo do motor em função da temperatura de evaporação e da vazão de refrigerante. Essa equação será utilizada posteriormente no controle do regime de operação dos compressores.

Uma metodologia proposta por STOECKER (1989) é escrever uma expressão polinomial para a variável de interesse em função das outras duas variáveis.

Foram levantados os dados de potência para variações de temperatura de 1°C na faixa de -40°C a -30°C e variações de capacidade (em porcentagem) de 10% na faixa de 50% a 100%.

Para cada temperatura de evaporação foram ajustados os coeficientes de uma função polinomial de terceira ordem através da função POLYFIT do programa MATLAB (THE MATHWORKS, INC.), onde a potência é dada em função da vazão de refrigerante:

$$\begin{aligned} BHP_{Te_1} &= a_1 + b_1 \dot{m} + c_1 \dot{m}^2 + d_1 \dot{m}^3 \\ BHP_{Te_2} &= a_2 + b_2 \dot{m} + c_2 \dot{m}^2 + d_2 \dot{m}^3 \\ &\text{etc.} \end{aligned} \tag{3.1}$$

onde BHP - potência no eixo (kW), $\dot{m}$ - vazão de refrigerante (kg/h).

A função POLYFIT calcula os coeficientes de um polinômio $p(x)$ de ordem n que ajusta os dados $p(x(i))$ para $y(i)$ utilizando o método dos mínimos quadrados.

Cada coeficiente, então, foi expresso como uma função de terceira ordem em termos da temperatura de evaporação. Essa função teve seus coeficientes ajustados da mesma forma:

$$\begin{aligned}
 a &= A_0 + A_1Te + A_2Te^2 + A_3Te^3 \\
 b &= B_0 + B_1Te + B_2Te^2 + B_3Te^3 \\
 c &= C_0 + C_1Te + C_2Te^2 + C_3Te^3 \\
 d &= D_0 + D_1Te + D_2Te^2 + D_3Te^3
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

onde Te - temperatura de evaporação (°C).

Dessa forma obtém-se os coeficientes da equação:

$$\begin{aligned}
 BHP &= (A_0 + A_1Te + A_2Te^2 + A_3Te^3) + (B_0 + B_1Te + B_2Te^2 + B_3Te^3) \dot{m} + \\
 &\quad (C_0 + C_1Te + C_2Te^2 + C_3Te^3) \dot{m}^2 + (D_0 + D_1Te + D_2Te^2 + D_3Te^3) \dot{m}^3
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

A rotina em MATLAB que implementa esse procedimento encontra-se no apêndice A.

O erro máximo absoluto observado foi de 1,03 ou 0,73%.

A figura 3.10 mostra o gráfico da função obtida.

Figura 3.10 Potência no eixo (kW) em função da vazão (kg/h) e da temperatura de evaporação (°C) para o compressor MYCOM modelo 200LH.

3.3 Túnel de Congelamento

Pesquisadores da área de alimentos e refrigeração desenvolveram parâmetros específicos para o congelamento de um largo espectro de alimentos, incluindo o projeto dos sistemas de congelamento necessário para vários grupos de alimentos. Entretanto, não existe projeto de congelador capaz de atender a todas as necessidades.

Os congeladores mais utilizados para alimentos industrializados embalados são os de circulação forçada de ar. Eles baseiam-se na transferência de calor por convecção e apresentam altas velocidades de circulação de ar (3 a 8m/s) e baixas temperaturas (-30 a -45°C).

Estaremos considerando um túnel de congelamento contínuo com esteira móvel tipo espiral, onde os produtos são distribuídos sobre uma esteira horizontal que se desloca em vários níveis no interior do túnel (figura 3.11).

Os túneis de congelamento contínuo tipo espiral são os mais versáteis: são adequados para alimentos embalados ou não, os produtos podem ser colocados na esteira do lado de fora do túnel onde podem ser monitorados, não há transferências entre esteiras internas, a movimentação do produto em relação à esteira é insignificante e pode ser feita a alimentação de mais de um produto ao mesmo tempo.

A velocidade de deslocamento da esteira pode ser alterada dentro de certos limites a fim de se ajustar o tempo de permanência (tempo de retenção) desejado para o produto.

Figura 3.11 Esquema de um túnel de congelamento com esteira móvel tipo espiral (ASHRAE, 1988).

O fluxo de ar pode ser no sentido transversal ou longitudinal conforme a disposição dos evaporadores e ventiladores.

É comum que numa mesma linha de produção seja fabricada uma família ou grupo de produtos semelhantes entre si que, no entanto, do ponto de vista da refrigeração, apresentam diferenças significativas.

Essas diferenças se devem a fatores relacionados não só aos produtos, mas também ao dimensionamento da linha de produção.

Com relação aos produtos, podem existir variações de formulação envolvendo propriedades e dimensões dos ingredientes, o que irá afetar a característica, tempo e carga térmica do congelamento.

O mesmo ocorre para as variações no tipo, tamanho e formato das embalagens. Vale destacar que a maior ou menor presença de ar no interior das embalagens leva a condições de congelamento muito diferentes.

Com relação à linha de produção, devido à particularidade de cada produto, podem existir variações na capacidade de produção (kg/h) dos equipamentos da linha desde a preparação até a embalagem final. Algumas dessas variações podem ser absorvidas com alterações na operação dos equipamentos e aumento ou redução da mão-de-obra. Entretanto, é comum a variação das capacidades de produção por produto.

Dessa forma o dimensionamento do túnel de congelamento e do sistema de refrigeração como um todo deve obedecer às máximas condições de operação previstas.

3.3.1 Dimensionamento do Túnel

A carga térmica total a ser retirada é composta basicamente pela carga térmica do produto em si; a condução por paredes, piso e teto, a infiltração de ar e o calor fornecido por pessoas, motores, iluminação, etc.

Para o dimensionamento do túnel de congelamento para alimentos industrializados embalados leva-se em consideração os seguintes fatores principais:

- 1) Produto, ou produtos, a serem congelados;
- 2) Temperatura inicial e final do produto;
- 3) Temperatura de congelamento;
- 4) Tempo de Congelamento;
- 5) Capacidade de Produção (kg/h);
- 6) Carga Térmica do Produto;
- 7) Carga Térmica de Perdas.

A definição das características térmicas do produto é feita através de metodologias específicas e/ou testes de resfriamento e congelamento.

A partir dos dados de resfriamento e congelamento do produto determina-se a temperatura do ar e o tempo de congelamento desejados. Determinado o tempo de congelamento, é possível definir as dimensões do congelador.

Neste estudo vamos considerar o produto ‘A’ sendo congelado conforme as características de tempo e temperatura estabelecidas, para o qual foi projetado um túnel de congelamento contínuo do fabricante RECRUSUL SA com as seguintes características:

Produção.....	4.500kg/h
peso da embalagem.....	9 kg
dimensões da embalagem (C x L x A).....	400 x 200 x 50 mm
temperatura de entrada do produto.....	0°C
temperatura de saída do produto.....	-18°C
tempo de retenção.....	4 horas
dimensões do túnel (C x L x A).....	18,9 x 9,6 x 6,7 m
carga térmica.....	438.823 kcal/h
vazão total de ar.....	356.280 m ³ /h
superfície de troca térmica.....	5.785 m ²
temperatura de evaporação.....	-40°C
temperatura do ar.....	-30°C
superfície de troca térmica.....	5.785 m ²
coeficiente global de transferência de calor.....	10,1 W/m ² °C
quantidade de ventiladores.....	6
acionamento.....	20 CV

Os dados do produto A são:

calor sensível antes do congelamento.....	0,85 Kcal/kg °C
calor sensível após o congelamento.....	0,45 kcal/kg °C
calor latente.....	60,0 kcal/kg °C
temperatura de início de congelamento.....	-3°C

A carga térmica total de refrigeração do túnel é a soma das cargas térmicas de transmissão (ou condução), de infiltração, do produto e outras devidas aos equipamentos mecânicos, elétricos, pessoas e demais elementos que possam constituir fonte de calor no interior do túnel.

De acordo com os dados acima e conforme será visto no capítulo 4, para uma produção de 4.500 kg/h a carga térmica total do produto é:

$$Q_{prod} = 311.850 \text{ kcal/h} \cong 362,6 \text{ kW}$$

A carga térmica de transmissão corresponde ao calor transmitido através das paredes, piso e forro. De maneira simplificada, podemos calcular (COSTA, 1982):

$$Q_{penetração} = \frac{\Delta t \cdot k \cdot A}{L} \quad (3.4)$$

onde Δt – diferença entre as temperaturas externa e interna (°C), k – condutividade térmica do material (kcal/(h m °C)), A – área de troca térmica (m²) e L – espessura da parede (m).

Considerando o túnel com isolamento de poliuretano injetado com condutividade térmica igual a 0,025 kcal/(h m °C) e densidade de 40 kg/m³, com temperatura interna de -30°C, temperatura externa às paredes e piso de 25°C e temperatura externa ao forro de 45°C, temos conforme as dimensões definidas anteriormente:

$$Q_{\text{penetração}} = 3.708,05 \text{ kcal/h} \cong 4,31 \text{ kW}$$

A carga térmica de infiltração corresponde ao calor do ar de ventilação que atinge o ambiente através de suas aberturas. De maneira simplificada, podemos calcular (COSTA, 1982):

$$Q_{\text{infiltração}} = V_r \Delta H \quad (3.5)$$

onde V_r – volume de ar renovado (m^3/h) e ΔH – diferença de entalpia por unidade de volume entre o ar externo e interno (kcal/m^3). Os valores de V_r e ΔH podem ser obtidos de tabelas em função do volume e temperatura do túnel (COSTA, 1982), e, neste caso, $V_r \cong 100 \text{ m}^3/\text{h}$ e $\Delta H \cong 26 \text{ kcal}/\text{m}^3$ e portanto:

$$Q_{\text{infiltração}} \cong 2.600 \text{ kcal/h} \cong 3,02 \text{ kW}$$

Considerando que normalmente a iluminação permanece apagada e que não há abertura de portas nem a entrada de pessoas no túnel, a carga térmica de perdas que ainda devemos considerar resume-se a dos motores instalados dentro da câmara que, no caso, consiste apenas nos motores dos ventiladores:

$$Q_{\text{motores}} = 76.982,4 \text{ kcal/h} \cong 89,5 \text{ kW}$$

Assim, a carga térmica total de perdas prevista é de:

$$Q_{\text{perdas}} = Q_{\text{penetração}} + Q_{\text{infiltração}} + Q_{\text{motores}} =$$

$$= 83.290,45 \text{ kcal/h} \cong 96,85 \text{ kW}$$

No projeto de instalações frigoríficas é usual a adoção de uma margem extra de 10% sobre a carga térmica total para o dimensionamento dos compressores como margem de segurança e para acomodação de transitórios.

3.3.2 Modelo do Túnel de Congelamento

Considerando-se o volume de controle do interior do túnel de congelamento (*VC1*) são adotadas as hipóteses de propriedades uniformes, ar seco em todo o volume, ar como sendo um gás ideal, a carga térmica incluindo a carga térmica de perdas, a massa de ar do ambiente como sendo invariante no tempo, calores específicos do ar como sendo constantes e energia interna como sendo igual à entalpia (VARGAS; PARISE, 1992). Pelas equações de balanço de massa e energia, obtém-se:

$$\frac{dT_1}{dt} = [Q + \dot{m}_{ar} cp_{ar} (T_2 - T_1)] \frac{1}{cv_{ar} m_1} \quad (3.6)$$

onde os índices referem-se aos volumes de controle, Q - fluxo de calor (kW), T - temperatura (°C), $\dot{m}_{ar}$ - vazão mássica de ar (kg/s), cp_{ar} - calor específico do ar a pressão constante (kJ/kg °C), m_1 - massa de ar (kg) e cv_{ar} - calor específico do ar a volume constante (kJ/kg °C).

Para o volume de controle do lado do ar do evaporador (*VC2*) e além das hipóteses anteriores considerando também que há troca de calor somente com o lado do refrigerante do evaporador (volume de controle *VC3*), da mesma forma obtém-se:

$$\frac{dT_2}{dt} = [\dot{m}_{ar} cp_{ar} (T_1 - T_2) - Q_3] \frac{2}{cv_{ar} m_2} - \frac{dT_1}{dt} \quad (3.7)$$

onde m_2 - massa de ar (kg).

O calor trocado no evaporador Q_3 será visto na seção 3.3.

A temperatura ambiente considerada será a média aritmética entre as temperaturas T_1 e T_2 .

3.4 Evaporadores

Chamaremos de evaporador ao resfriador onde a retirada de calor do ambiente é feita diretamente pelo fluido frigorígeno.

O evaporador é a interface entre o processo e o sistema frigorífico. Sua função é manter uma determinada temperatura no ambiente refrigerado através da remoção do calor a uma taxa adequada.

A capacidade de refrigeração de uma serpentina de resfriamento de ar pode ser escrita como:

$$Q = U A \Delta t_{mlog} \quad (3.8)$$

onde Q - fluxo de calor (kW); U - coeficiente global de transferência de calor (kW/m²°C); A - área de troca de calor (m²); Δt_{mlog} - diferença média logarítmica de temperaturas de entrada e saída do ar (°C).

A diferença média logarítmica é definida como:

$$\Delta t_{mlog} = \frac{(te - tr) - (ts - tr)}{\ln\left(\frac{te - tr}{ts - tr}\right)} \quad (3.9)$$

onde te - temperatura de entrada do ar ($^{\circ}\text{C}$); ts - temperatura de saída do ar ($^{\circ}\text{C}$); tr - temperatura do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$).

Alguns fabricantes costumam fornecer como parâmetro de seleção a taxa de refrigeração por grau de diferença de temperatura R (JANNA, 1993 e STOECKER; JABARDO, 1994), de tal forma que a equação de capacidade de refrigeração da serpentina possa ser escrita como:

$$Q = R (te - tr) \quad (3.10)$$

onde R - parâmetro de seleção ($\text{kW}/^{\circ}\text{C}$).

Com uma vazão de ar $\dot{m}_{ar}$ e calor específico do ar constantes e pela 1ª Lei da termodinâmica, obtém-se que:

$$R = \dot{m}_{ar} \, cp_{ar} \left(1 - e^{\left(UA / \dot{m}_{ar} \, cp_{ar} \right)} \right) \quad (3.11)$$

onde $\dot{m}_{ar}$ - vazão de ar (kg/s); cp_{ar} - calor específico do ar ($\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$).

As capacidades de refrigeração fornecidas pelos fabricantes dessa maneira são denominadas capacidades 'secas', uma vez que somente incluem o calor sensível. Quando as condições do ar associadas à temperatura superficial da serpentina permitem a condensação do vapor d'água do ar, o calor latente envolvido nesse processo representa uma capacidade adicional da serpentina (STOECKER; JABARDO, 1994).

A capacidade de refrigeração proposta pelos fabricantes normalmente refere-se ao conjunto serpentina, motor e ventilador pois a vazão e velocidades do ar devem ser adequadas àquela capacidade.

É importante notar que os dados de capacidade de refrigeração das serpentinas não incluem a carga térmica dos motores dos ventiladores, sendo esta incluída na carga interna do ambiente refrigerado.

O desempenho desejado para o sistema pode ser obtido através da correta seleção da serpentina e do controle de suas condições operacionais, sendo os principais parâmetros (STOECKER; JABARDO, 1994):

- 1) área de face: área total de escoamento do ar que penetra na serpentina;
- 2) número e fileiras em profundidade;
- 3) espaçamento entre aletas;
- 4) vazão de ar;
- 5) temperatura do refrigerante.

Um incremento na área de face corresponde ao aumento da área de transferência de calor, resultando na diminuição da temperatura e da umidade do ar na saída da serpentina. O aumento do número de fileiras em profundidade produz o mesmo efeito.

A redução do espaçamento entre as aletas produz a diminuição da temperatura superficial, resultando também na diminuição da temperatura e da umidade do ar na saída da serpentina.

A elevação da vazão do ar provoca aumento da temperatura e umidade na saída da serpentina. Implica ainda numa maior taxa de remoção de calor, pois a redução de entalpia no ar é inferior à elevação na vazão. A taxa de refrigeração na serpentina pode ser escrita como:

$$Q = \dot{m}_{ar} \left(h_{ar_e} - h_{ar_s} \right) \quad (3.12)$$

onde h_{ar_e} e h_{ar_s} são as entalpias do ar na entrada e saída da serpentina respectivamente (kJ/kg).

Por último, a elevação da temperatura do refrigerante acarreta um aumento correspondente na temperatura da superfície exposta ao ar ao longo de toda a serpentina. A elevação da temperatura e umidade do ar porém, não ocorre na mesma proporção (STOECKER; JABARDO, 1994). A elevação da temperatura do refrigerante não implica numa redução significativa nas taxas de remoção de calor e de umidade.

Essa característica nos é de especial interesse, uma vez que iremos estudar o desempenho do sistema frigorífico em função da temperatura do refrigerante, ou temperatura de evaporação, como é comumente chamada.

Outro fator importante na seleção de serpentinas é o diferencial de temperatura entre o ambiente e o refrigerante, o qual está relacionado à umidade relativa. Quanto menor esse diferencial, maior a umidade relativa (MIRALLES, 1994).

Os parâmetros acima podem ser selecionados durante a fase de projeto para se obter as condições de operação desejadas para o ar na saída da serpentina e para o desempenho e custo desejados para a instalação. Em ASHRAE (1988) são detalhados métodos para o dimensionamento de serpentinas.

Na maioria das aplicações o principal aspecto na seleção da temperatura do refrigerante é o econômico, de acordo com o custo de energia do sistema de compressão e o custo inicial do evaporador (STOECKER; JABARDO, 1994).

3.4.1 Cargas Parciais

Os valores típicos para a temperatura do refrigerante é de 3 a 8°C abaixo da temperatura do ar na entrada da serpentina, enquanto a diferença entre as temperaturas do ar na entrada e na saída da serpentina em túneis de congelamento varia de 5,5 a 6,5°C. Devemos entendê-los como valores de dimensionamento do sistema operando em condições nominais de projeto.

Para cargas parciais, o controle da capacidade da serpentina a fim de manter as condições de operação desejadas para o ar dentro de determinada faixa pode ser feito através de um ou mais dos métodos abaixo:

- 1) corte da alimentação do refrigerante;
- 2) retirada de operação do ventilador;
- 3) redução da vazão de ar através de motores de dupla velocidade;
- 4) elevação da temperatura de evaporação.

No caso de túneis de congelamento em instalações automáticas atuais, não é utilizado nenhum método para controle da capacidade das serpentinas. A instalação opera com um controle de temperatura do refrigerante (pressão de sucção do compressor) que mantém esse parâmetro de operação fixo no valor de projeto. Isso é conseguido graças à variação de capacidade (vazão) nos compressores.

Dessa forma, quando a planta opera em condições de cargas parciais a temperatura do ar no ambiente refrigerado varia em função da carga térmica (conforme equações 3.8 e 3.9). Quanto menor a carga térmica, menor o diferencial de temperatura entre a entrada e a saída da serpentina e mais próximas as temperaturas do ar e do refrigerante.

Os regimes de carga térmica parciais podem ocorrer por diversos motivos decorrentes das próprias características do túnel de congelamento, da seleção dos equipamentos do sistema de refrigeração, dos equipamentos da linha de produção, do tipo dos produtos congelados no mesmo túnel, de turnos de operação e horários de refeições e dos volumes de produção contratados.

Como vimos na seção 3.3, existem variações nos produtos e na linha de produção que provocam regimes de carga parciais.

A operação do túnel também implica em regimes de cargas parciais durante os períodos de carregamento e descarregamento diários, que podem variar de 2 a 5 horas cada. Em algumas linhas de produção são comuns também paralisações nos horários de refeições, intervalos, higienização da linha e troca de turnos.

Podemos destacar também variações devido à programação da produção em função das vendas, com a alteração de turnos, número de operadores, capacidade de produção, etc.

Por fim, apesar dos túneis de congelamento e do sistema de refrigeração como um todo terem seu projeto detalhado para cada aplicação específica, a seleção dos equipamentos é feita dentro de um conjunto de alternativas dos padrões de fabricação e custos. Assim sendo, os modelos de equipamentos efetivamente selecionados tendem a apresentar capacidades superiores àquelas definidas em projeto.

Devemos considerar ainda que é comum as fábricas de alimentos industrializados congelados disporem de vários túneis de congelamento trabalhando com um conjunto de compressores interligados entre si (mesmo regime de operação).

Pretendemos então, a partir do fato de que as condições de operação do sistema frigorífico são em grande parte do tempo diferente das condições de projeto nominais, estudar um sistema de controle da serpentina de ar que melhore a eficiência do sistema de refrigeração, respeitando sempre as especificações do produto.

O controle será baseado na variação da temperatura do refrigerante uma vez que, como vimos em detalhe na seção 3.2, a eficiência dos compressores apresenta expressiva variação em função dessa temperatura.

3.4.2 Evaporadores com Recirculação de Líquido

A alimentação e controle do refrigerante líquido na serpentina pode ser feita de três maneiras básicas: por válvula comandada pelo superaquecimento do refrigerante, evaporador inundado e recirculação forçada de líquido.

A válvula comandada por superaquecimento do refrigerante, denominada válvula de expansão termostática, controla a vazão de entrada do líquido refrigerante de maneira que na saída da serpentina tenha-se somente gás superaquecido na temperatura desejada. O evaporador assim alimentado é chamado de 'evaporador a expansão direta', sendo geralmente utilizado com refrigerantes halogenados. As temperaturas de evaporação características são de moderadamente baixas a altas. A temperaturas de evaporação baixas o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador impõe severas restrições na capacidade e na eficiência de operação da serpentina (STOECKER; JABARDO, 1994).

Os sistemas com refrigerantes halogenados e evaporadores de expansão direta são amplamente utilizados em condicionamento de ar e refrigeração. Talvez devido a

essa ampla utilização, a grande maioria dos estudos sobre a dinâmica e eficiência de bombas de calor publicados tratam desse tipo de instalação.

Nos evaporadores inundados, o refrigerante líquido é circulado por efeito de convecção natural a uma taxa superior àquela em que evapora. Isso garante que as superfícies interiores dos tubos da serpentina permaneçam molhadas, propiciando coeficientes de transferência de calor elevados. O vapor formado é separado no reservatório separador de líquido de onde é sucionado pelo sistema de compressão (figura 3.12).

Figura 3.12 Evaporador inundado (STOECKER; JABARDO, 1994).

O controle de nível no separador de líquido normalmente é feito através de bóias.

Os evaporadores com recirculação forçada de líquido apresentam desempenho superior aos demais principalmente devido aos seguintes fatores (figura 3.13) (STOECKER; JABARDO, 1994):

- 1) melhor utilização da superfície de transferência de calor (melhor contato do refrigerante líquido com a parede e aumento de sua velocidade média no tubo);
- 2) o refrigerante líquido não atinge o compressor e o vapor enviado à aspiração do mesmo apresenta reduzido superaquecimento;

- 3) o gás de 'flash' resultante da expansão não é enviado à serpentina;
- 4) o óleo é removido continuamente para o separador de líquido, onde pode ser purgado.

Figura 3.13 Recirculação forçada de líquido (STOECKER; JABARDO, 1994).

A razão de recirculação de líquido, n , é definida como:

$$n = \frac{\text{vazão de líquido enviada ao evaporador}}{\text{taxa de evaporação do refrigerante}} \quad (3.13)$$

Devido ao efeito de perda de carga na serpentina, existe um n ótimo para cada instalação.

Para instalações com refrigerante amônia, a razão de recirculação normalmente é adotada entre 2 e 4 para alimentação normal e tubos de pequeno diâmetro e entre 6 e 7 para alimentação por cima e tubos de grande diâmetro (CONAN, 1990).

3.5 Condensadores Evaporativos

Em um sistema de refrigeração o condensador é o trocador de calor que rejeita todo o calor do sistema, composto pelo calor absorvido pelo evaporador mais o calor equivalente à energia de compressão.

No sistema de refrigeração mecânica a vapor, o condensador é responsável por esfriar e condensar o vapor superaquecido proveniente da compressão.

Os condensadores podem ser do tipo resfriado a ar, a água ou evaporativos. Vamos nos ater ao condensador evaporativo que é predominante na refrigeração industrial. Ele é composto por bomba d'água, borrifadores, ventilador, eliminadores de gotas e uma serpentina condensadora para o refrigerante.

No condensador evaporativo o calor rejeitado pelo refrigerante é transferido à água borrifada no exterior, a qual é resfriada por uma corrente de ar ambiente em contracorrente. A evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante na remoção de calor do refrigerante que se condensa.

A condensação do refrigerante se processa no interior dos tubos segundo um processo relativamente complexo, o qual não trataremos aqui. A distribuição de temperaturas ao longo do condensador não é uniforme uma vez que existem regiões onde o refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido e líquido subresfriado.

O dimensionamento e seleção dos condensadores é normalmente feito a partir de dados de catálogos, utilizando-se a mesma formulação usada no caso dos resfriadores para a taxa de transferência de calor (COSTA, 1982). Em ASHRAE (1988) é detalhada a seleção de condensadores.

Figura 3.14 Diagrama de troca de calor para um condensador evaporativo (t_s – temperatura do filme de água na superfície da serpentina) (ASHRAE, 1988).

A temperatura da água na saída do condensador evaporativo tende à temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

A capacidade do condensador cresce com o abaixamento da temperatura de bulbo úmido e com o aumento da temperatura de condensação, sendo comum que os fabricantes forneçam dados de capacidade associados a essas duas variáveis.

Conforme já destacado, as instalações frigoríficas operam a carga máxima e condições ambientais de projeto somente numa fração mínima do tempo de trabalho do sistema. Na maior parte do tempo a carga térmica e/ou as condições ambientais são inferiores à de projeto, permitindo a operação do sistema a pressões de condensação mais baixas.

Como já vimos, o coeficiente de eficiência do ciclo frigorífico aumenta com a redução da temperatura de condensação.

Vimos também no item 3.2.1, que a redução da temperatura de condensação implica na redução da potência e no aumento da capacidade de refrigeração do compressor.

Dessa forma, é recomendável trabalhar-se sempre na menor pressão de condensação permitida, respeitando-se sempre a mínima pressão de condensação permitida pelo compressor (STOECKER; JABARDO, 1994).

O controle da pressão de condensação pode ser feito pelo desligamento seqüencial de ventiladores e bombas de água ou pela variação da rotação dos ventiladores.

Encontramos aqui uma situação semelhante à questão da variação da temperatura de evaporação, a cuja análise este trabalho se dispõe. Conforme será visto no Capítulo 5, o aumento de capacidade associado às variações de temperatura de condensação e de evaporação levam o compressor ou compressores a operar em regime de carga parcial, sendo que essa condição de operação nem sempre é a de menor consumo.

3.6 Reservatórios de Líquido

Os reservatórios de líquido nos sistemas frigoríficos industriais têm como função o armazenamento de líquido refrigerante para compensar as variações de consumo e produção de refrigerante líquido e a separação de vapores para evitar a migração de líquido para os compressores.

No sistema em estudo temos dois tipos de reservatórios de líquido, o reservatório de líquido de alta pressão, cuja função é armazenar o líquido proveniente do condensador, e o reservatório de baixa pressão, que opera com funções de separação de líquido e reservatório para o sistema de evaporadores com recirculação forçada.

O termo separador de líquido é utilizado para designar os reservatórios dos sistemas de evaporador inundado. Entretanto, é comum na prática chamar-se

indistintamente de separador de líquido tanto os reservatórios de baixa pressão como os separadores de líquido propriamente ditos.

O projeto de cada tipo de reservatório deve considerar os níveis baixo e alto necessários em cada caso para garantir que somente líquido (nível baixo) ou gás (nível alto) deixem o reservatório.

Os reservatórios de alta e baixa pressão devem ainda ser calculados para armazenar o líquido presente nos equipamentos (condensadores ou evaporadores) e nas linhas para o caso de parada da instalação. Isso à primeira vista pode parecer fácil, porém, não o é devido à falta de muitos dos dados necessários (CONAN, 1990). Os reservatórios devem ainda ser calculados para garantir o fornecimento de refrigerante líquido e a separação dos gases mesmo nos transitórios do sistema.

O correto dimensionamento dos reservatórios é fundamental para o perfeito funcionamento das instalações. Os projetos devem considerar o volume ocupado pelo refrigerante líquido nos equipamentos e a velocidade do vapor e o arraste de gotas carregadas pelo mesmo. Detalhes do projeto de reservatórios podem ser encontrados em ASHRAE (1986) e CONAN (1990).

Os reservatórios de alta pressão para grandes instalações devem armazenar volume suficiente para garantir o esvaziamento do maior setor do sistema frigorífico a fim de permitir a manutenção do mesmo.

Nos reservatórios de baixa pressão o volume de líquido de lastro ou reserva recomendado é em torno de 25% do volume do reservatório (acima do nível mínimo) e o volume de reserva para armazenagem é de 30% (acima do nível de lastro) (CONAN, 1990). O controle de nível é usualmente feito através de bóias, sendo que a bóia para controle do nível de operação normal (nível mínimo mais lastro) apresenta histerese de cerca de 40 mm para a operação de uma válvula ‘on-off’ de alimentação de líquido.

O controle de partida, parada e de capacidade adequado permite uma operação com agitação mínima no reservatório de baixa pressão, favorecendo a separação de vapor (ASHRAE, 1986). O risco de formação de espuma no caso da amônia é quase inexistente (CONAN, 1990).

3.6.1 Modelo para o Reservatório de Baixa Pressão

Considerando-se o volume de controle do reservatório de baixa pressão na região do vapor (VC4), temos o balanço de massa:

$$\frac{dM_v}{dt} = x_2 \dot{m}_2 + x_1 \dot{m}_1 + \Delta \dot{m} - \dot{m}_4 \quad (3.14)$$

onde os índices referem-se aos pontos da figura 3.18, M_v – massa de vapor no reservatório (kg), $\dot{m}$ – vazão de refrigerante (kg/s), $\Delta \dot{m}$ – vazão de vapor devida à evaporação no volume de líquido no reservatório (kg/s) e x – título do refrigerante referido ao vapor.

Figura 3.15 Reservatório de baixa pressão (CONAN, 1990).

Para o volume de controle do reservatório de baixa pressão na região do líquido (VC5), temos o balanço de massa e de energia:

$$\frac{dM_l}{dt} = (1 - x_2) \dot{m}_2 + (1 - x_1) \dot{m}_1 - \Delta\dot{m} - \dot{m}_3 \quad (3.15)$$

$$\frac{d(M_l h_l)}{dt} = (1 - x_2) \dot{m}_2 h_l + (1 - x_1) \dot{m}_1 h_l - \Delta\dot{m} h_v - \dot{m}_3 h_l \quad (3.16)$$

onde os índices referem-se aos pontos da figura 3.15, M_l – massa de líquido no reservatório (kg), h_l – entalpia do líquido (kJ/kg), h_v – entalpia do vapor (kJ/kg).

Foram adotadas as hipóteses de propriedades uniformes, troca de calor desprezível nas paredes do reservatório, volume de líquido e vapor constantes (controlador perfeito), saturação no reservatório, alimentação de líquido subresfriado a +10°C, termos para energia cinética e potencial desprezados, densidade do líquido constante, energia interna do líquido igual à sua entalpia (GARCIA, 1997) e desprezaram-se as tubulações e seus acessórios.

Temos ainda que no evaporador:

$$x_2 \dot{m}_2 = \frac{Q_3}{h_v - h_l} \quad (3.17)$$

onde Q_3 – calor trocado no evaporador conforme item 3.3.2 (kW).

Uma vez que o refrigerante é bombeado para o evaporador e retorna ao reservatório de baixa pressão ao qual está ligada a sucção do compressor:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_4 = \text{vazão do compressor} \quad (3.19)$$

Dessa forma, fica restando a determinação de $\Delta\dot{m}$. A vaporização ocorre para pressões de líquido acima da de vapor. Esse fluxo de vapor muitas vezes em processos químicos é modelado na forma:

$$\Delta\dot{m} = K_{TM} (P_l - P_v) \quad (3.20)$$

onde K_{TM} - pseudo-coeficiente de transferência de massa e é bastante grande (LUYBEN, 1990 apud GARCIA, 1997).

Outra opção é realizar o cálculo de dh_l/dt de maneira discreta na forma:

$$\frac{dh_l}{dt} \cong \frac{hl(t_i) - hl(t_{i-1})}{(t_i - t_{i-1})} \quad (3.21)$$

e então, de 3.19, 3.20 e 2.21:

$$\Delta\dot{m} = \frac{M_l}{h_l - h_v} \frac{dh_l}{dt} \quad (3.22)$$

As propriedades do refrigerante para as relações entre densidades, pressão, entalpias e título serão avaliadas a partir das tabelas de propriedades termodinâmicas do refrigerante amônia (R717) (TREVISAN, 1988) utilizando-se ainda a função TABELA do programa SIMULINK (THE MATHWORKS, INC.). Essa função realiza a interpolação linear dos dados da tabela inserida.

Alguns autores (PEDERSEN, 1994 e SILVEIRA JÚNIOR et al., 1995), sugerem equações polinomiais para a avaliação desses valores. Entretanto, por simplicidade e uma vez que a faixa de variação que iremos considerar é bastante limitada, optou-se pela utilização da interpolação conforme descrito acima.

Como observação, foi utilizada também durante os trabalhos a equação de **van der Waals** (SLABOUGH; PARSONS, 1978) para a determinação da pressão do vapor no reservatório. Para as pressões de trabalho em questão a equação de van der Waals fornece resultados bastante satisfatórios.

$$\left(P + \frac{a}{V^2}\right) (V - b) = RT \quad (3.23)$$

onde P – pressão (atm), T – temperatura (K), V – volume (litros), R - constante geral dos gases igual a 0,082 litros atm/(mol K), a – constante igual a 4,17 litros² atm Mol⁻² para o gás amônia e b - constante igual a 37,1 cm³ Mol⁻¹ para o gás amônia.

Por último, a partir das equações 3.14, 3.15, 3.17 e 3.18 obtém-se:

$$V_v \frac{d\rho_v}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_4 \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\Delta\dot{m} + x_2 \dot{m}_2}{1 - x_1} \quad (3.25)$$

onde V_v - volume de vapor (m³) e ρ_v - densidade do vapor (kg/m³).

3.7 Válvula de Expansão

As válvulas de expansão manuais têm duas aplicações básicas nos sistemas com recirculação de líquido: o controle de vazão para cada evaporador e a alimentação de reservatórios de líquido a baixa pressão.

Nos sistemas com recirculação de líquido é comum a alimentação de vários evaporadores pela mesma bomba. Nesses casos, a válvula de expansão manual é

instalada em conjunto com uma válvula de bloqueio comandada eletricamente ('on-off') na alimentação de cada evaporador com a finalidade de permitir o ajuste ou balanceamento do fluxo de refrigerante por todos os evaporadores.

Nos reservatórios de líquido a baixa pressão a válvula de expansão encontra-se associada à válvula de bloqueio (comandada eletricamente, tipo 'on-off') para o controle de nível.

Atualmente, tem se difundido as válvulas de expansão especiais que, associadas aos respectivos controladores, modulam a vazão de refrigerante a fim de obter melhor rendimento (DANFOSS, 1995).

No reservatório de baixa pressão, admitindo-se processo isoentálpico e as propriedades do líquido subresfriado como as mesmas do líquido saturado a mesma temperatura, temos para o refrigerante saturado a uma dada pressão no reservatório:

$$h_5 = h_1 = x h_v + (1 - x)h_l \quad (3.26)$$

onde os índices referem-se aos volumes de controle, h_v - entalpia do vapor no reservatório (kJ/kg), h_l - entalpia do líquido no reservatório (kJ/kg) e x - título do refrigerante no reservatório referido ao vapor.

Capítulo 4

Congelamento de Alimentos

4.1 Características

A maioria dos alimentos não pode ser armazenada sem considerável perda de qualidade. A deterioração da qualidade é causada por processos microbiológicos, químicos, bioquímicos e físicos. A refrigeração desempenha importante papel no controle desses processos, pois todos são retardados pela diminuição da temperatura (ASHRAE, 1986).

Alimentos congelados são aqueles submetidos ao processo de congelamento em equipamentos especialmente projetados de forma a manter uma determinada qualidade inicial. Conforme o IIR (INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION) (1986) apud NEVES FILHO (1991), esse efeito será obtido através de uma alta conversão de água em gelo (acima de 80% da água livre do produto) e a manutenção desse estado durante a subsequente armazenagem.

A produção de alimentos congelados de ótima qualidade depende não somente da qualidade das matérias-primas utilizadas, de seu preparo e do cuidadoso controle na distribuição e armazenagem dos produtos, mas também do processo de congelamento em si.

O processo como o congelamento ocorre nos produtos alimentícios depende não só das propriedades dos mesmos mas também dos métodos utilizados para o congelamento.

Durante o processo de congelamento cada região do produto passará em determinado tempo pelos estágios de resfriamento, congelamento e redução de temperatura.

A determinação das condições do processo de congelamento para cada produto envolve um conjunto de conhecimentos relativos às propriedades do produto e aos fenômenos de transferência de calor envolvidos.

Além das características térmicas tais como calor específico, condutividade, difusividade, pressão de vapor, calor de respiração e outros, é de fundamental importância o papel da água e sua mudança de estado durante o congelamento.

O congelamento da água nos alimentos é um processo extremamente complexo, sob influência de grande número de variáveis, com a participação de colóides, emulsões, gases, além de estruturas celulares (NEVES FILHO, 1991).

A maneira como ocorre o congelamento da água afeta diretamente a qualidade do produto. O tempo de congelamento determina o tamanho dos cristais de gelo produzidos. Pequenas taxas de congelamento produzem cristais maiores que poderão afetar a qualidade do produto. Na prática, há sempre uma mistura de cristais de diferentes tamanhos, uma vez que a superfície do produto congela mais rápido do que seu interior. Observa-se ainda que a influência do tempo de congelamento é maior em alguns produtos do que em outros (ASHRAE, 1989).

A quantidade de água não congelada presente no produto é uma das principais causas de degradação do mesmo (GEORGE, 1993) e essa porcentagem varia consideravelmente em função da temperatura e do produto considerado.

Muitas vezes, como no caso das refeições prontas para o consumo, não são conhecidas as propriedades exatas dos produtos dada a diversidade na composição dos mesmos e dos processos a que são submetidos os alimentos durante a produção.

As soluções exatas dos problemas práticos de transferência de calor e no processamento de alimentos são muito difíceis ou até impossíveis de se obter. A necessidade de se encontrar soluções para esses problemas, bem como para fatores de qualidade dos produtos, tem motivado consideráveis esforços (GEORGE, 1993, NEVES FILHO, 1991 e TEIXEIRA; SCHOEMAKER, 1989).

Assim, é hoje de grande interesse o desenvolvimento de modelos matemáticos desses fenômenos e acreditamos que as disciplinas de modelagem, identificação e outras desenvolvidas na área de controle são de grande utilidade nessa questão.

A produção de alimentos congelados de ótima qualidade requer o controle do processo de congelamento. Segundo GEORGE (1993) os futuros sistemas de congelamento serão baseados em modelos de transferência de calor e mudança de fase e deverão oferecer recursos de controle das condições de congelamento em função das características dos produtos, principalmente no que se refere às taxas e tempos de congelamento.

O projeto de processos de resfriamento e congelamento deve analisar as condições ótimas de custo e qualidade dos alimentos, levando em conta não só a produção, estocagem e distribuição, mas também a relação entre a temperatura de armazenagem e a vida de prateleira dos produtos.

Por último, é importante lembrarmos da importância do controle da temperatura do produto desde a sua produção até a armazenagem e distribuição, uma vez que muitos processos de deterioração da qualidade estão relacionados com a temperatura (SALVADORI, 1998).

É interessante observar que os microorganismos não crescem em alimentos mantidos abaixo de -14°C . Os problemas de saúde pública normalmente estão associados à contaminações anteriores ao processo de congelamento ou posteriores ao descongelamento (ASHRAE, 1989).

Neste trabalho é dado enfoque aos aspectos de análise do funcionamento, desempenho e controle das instalações frigoríficas, partindo-se de processos de congelamento previamente estabelecidos conforme o produto.

4.2 Carga Térmica do Produto

O dimensionamento de equipamentos e sistemas de refrigeração é baseado em informações sobre a capacidade de produção e a qualidade desejadas para determinado

tipo de produto, sendo assim, dependente das taxas de energia térmica removidas do sistema (HELDMAN, 1983 apud GONÇALVES, 1986).

O tempo de congelamento é o tempo necessário para a completa mudança de temperatura, da temperatura inicial do produto até -18°C (ASHRAE, 1986 e MIRALLES, 1994).

As temperaturas de entrada dos produtos nos congeladores variam tipicamente entre 80 a -3°C e as de saída entre 0 a -40°C .

A curva de resfriamento e congelamento do produto depende do coeficiente de condutibilidade térmica, forma, tamanho e embalagem do produto e da temperatura do ar. Para a determinação dessa curva normalmente são realizados diversos testes em laboratório e na indústria.

Existe uma importante relação entre a capacidade do sistema de congelamento e o tempo de congelamento do produto. Cada produto tem um tempo de congelamento associado que depende da composição e dimensão do mesmo e da eficiência do sistema de congelamento.

O ponto inicial na escolha do processo de congelamento é a previsão do tempo de congelamento, o qual influencia diretamente o custo total do sistema projetado. Desde que as propriedades termofísicas do produto estejam definidas, o tempo de congelamento dependerá principalmente das dimensões do produto, do meio de resfriamento, da temperatura do meio de resfriamento e do coeficiente efetivo de transferência de calor (GONÇALVES, 1986).

A dificuldade do cálculo está geralmente associada à determinação das propriedades termofísicas do produto e do coeficiente convectivo de transferência de calor, incluindo a embalagem (GONÇALVES, 1986).

A forma e tamanho do produto influenciam significativamente o tempo de congelamento do produto. Uma vez que o calor deve deixar o produto por sua superfície, a relação entre a superfície e o peso (superfície específica) é de grande importância. O tempo de congelamento é inversamente proporcional à essa relação para pequenas partículas com pequeno gradiente de temperatura interno. Entretanto, para um produto embalado, o gradiente de temperatura é crítico e o tempo de congelamento é aproximadamente proporcional à espessura da embalagem (ASHRAE, 1989).

Na indústria é comum a realização de vários testes de congelamento com esses produtos a fim de se determinar a curva de congelamento ideal, levando-se em conta as diversas opções de tamanho, composição, embalagem, etc.

Em (ASHRAE, 1989) são discutidos vários métodos de estimativa do tempo de congelamento de produtos.

Recentemente, com o uso de sistemas de computação, têm sido desenvolvidas soluções mais exatas para o problema da transferência de calor.

Nas figuras 4.1 e 4.2 temos as curvas de congelamento obtidas em testes para os produtos 'A' e 'B' na região de seus centros térmicos, com embalagem normal de linha de produção e temperatura ambiente de -30°C . O produto A foi congelado em um túnel de congelamento do tipo contínuo espiral e capacidade de produção de 4.500 kg/h e o produto B num túnel do mesmo tipo para 2.000 kg/h.

Figura 4.1 Curva de Congelamento do produto A. Temperatura do ar -30°C .

A partir dos gráficos pode-se obter a taxa de congelamento ($^{\circ}\text{C}/\text{h}$) para cada etapa, que é a diferença entre a temperatura inicial e final dividida pelo tempo de congelamento.

Figura 4.2 Curva de Congelamento do produto B. Temperatura do ar -30°C.

Estabelecidas as características de tempo e velocidade de congelamento desejadas para o processo, é necessário para o projeto do congelador a determinação da carga térmica do produto.

A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se o estado inicial, massa, calor específico, calor latente e temperatura de início de congelamento do produto. A carga térmica total será dada pela soma das partes:

- a) calor removido no resfriamento do produto até a temperatura de início de congelamento:

$$Q_a = m c_1 (t_1 - t_2) \quad (4.1)$$

- b) calor removido no congelamento:

$$Q_b = m L \quad (4.2)$$

- c) calor removido na redução de temperatura do produto até o valor final desejado:

$$Q_c = m c_2 (t_2 - t_3) \quad (4.3)$$

onde Q - calor removido (kcal); m - massa do produto (kg); c_1 - calor específico do produto acima do congelamento (kcal/kg °C); c_2 - calor específico do produto abaixo do congelamento (kcal/kg °C); L - calor latente de congelamento do produto (kcal/kg); t_1 - temperatura inicial do produto (°C); t_2 - temperatura de início de congelamento (°C) e t_3 - temperatura final do produto (°C).

4.1.1 Curva de Carga Térmica

Para a simulação do sistema foi considerada a operação do túnel de congelamento partindo-se de uma condição inicial com o túnel vazio e com carregamento nominal de 4.500 kg/h do produto A. É feito o carregamento do túnel até sua capacidade máxima, permanecendo então em regime de operação constante igual ao nominal e, finalmente, é feito o descarregamento do túnel.

Partindo-se do início de operação com o túnel vazio, inicialmente tem-se no túnel apenas produtos na fase de remoção de calor sensível até a fase de início de congelamento. Após determinado tempo característico do produto e do processo (curva de congelamento), passa-se a ter também produtos na fase de remoção de calor latente. Finalmente, após outro período, temos também produtos na fase de remoção de calor sensível após o congelamento.

A curva de carga térmica devido aos produtos no túnel terá o comportamento conforme figura 4.3.

O apêndice A mostra a rotina para o programa MATLAB que gera a curva da figura 4.3. O tempo, calor específico e calor latente para o produto em cada uma das fases pode ser ajustado para refletir o comportamento de cada produto.

Figura 4.3 Curva de carga térmica do produto A ao longo do tempo para produção de 4.500kg/h num período de 16 horas de operação.

Capítulo 5

Controle e Simulação

5.1 Simulação de Sistemas Térmicos

A implantação de uma nova fábrica não termina com a conclusão da mesma e o início de fabricação, há um próximo estágio que é a otimização da operação.

Além disso, uma fábrica é projetada com base em parâmetros que quase sempre mudam durante a operação e, então, um novo desafio é a busca da melhor operação em face de novos parâmetros e dos custos.

No projeto de novos sistemas térmicos é comum o estudo e análise de processos ou componentes isolados, estabelecendo-se parâmetros de interconexão entre eles. Para cada processo podem ser determinadas as soluções ótimas em função do custo, tamanho, peso ou outro fator. Essa busca de soluções é conduzida até limites justificáveis de prazo, custo e confiabilidade das informações disponíveis.

Entretanto, STOECKER (1989) chama a atenção para o fato de que soluções melhores poderiam ser obtidas para os sistemas de refrigeração se os parâmetros de interconexão não fossem fixados previamente, mas sim determinados pela análise do sistema completo.

Dessa forma, a simulação dos sistemas térmicos pode fornecer recursos para a adaptação ou otimização de instalações existentes frente às constantes modificações, para uma abordagem complementar no desenvolvimento de novos projetos e para ajustar ou projetar sistemas de controle.

A simulação de sistemas térmicos presume o conhecimento do desempenho característico de todos os componentes do sistema e das propriedades termodinâmicas das substâncias de trabalho.

Como simulação do sistema entende-se aqui o cálculo das variáveis operacionais que constituem o modelo do sistema através da solução simultânea do conjunto de equações formado pelas equações de desempenho dos equipamentos, das propriedades termodinâmicas das substâncias e dos balanços de massa e energia.

A simulação dos sistemas térmicos é interessante principalmente para as condições de operação diferentes das de projeto como, por exemplo, as condições de carga parcial pois os sistemas térmicos operam a maior parte do tempo fora das condições de projeto. A simulação pode ainda ser aplicada na resolução de problemas operacionais e na análise das alternativas de melhorias possíveis.

Segundo STOECKER (1989) a simulação de sistemas térmicos tem tido crescente aplicação na determinação do comportamento em operações com cargas parciais, na identificação de potenciais problemas e na determinação dos requisitos anuais de energia do sistema.

Através da simulação do modelo da planta, serão estudadas alternativas ao controle dos sistemas industriais de compressão a vapor atuais com a finalidade de melhorar o coeficiente de eficiência da planta, frente às operações em carga parcial.

A operação em carga parcial do sistema em questão, como já foi falado, pode acontecer em função de diversos fatores relacionados ao produto e à velocidade de produção.

Para a otimização de sistemas térmicos é necessária a simulação em uma ampla faixa de condições de operação, pois seu desempenho pode ser ótimo para as condições nominais de projeto e pode não sê-lo em faixas de operação que se distanciem das condições nominais.

Segundo STOECKER (1989) a aplicação de técnicas de otimização para sistemas térmicos encontra-se na ‘infância’ e o desenvolvimento de modelos a partir dos quais seja possível a aplicação de um método de otimização representa cerca de 70% do esforço total do projeto.

5.2 Modelo do Sistema Frigorífico

O modelo para simulação compreende as equações desenvolvidas no capítulos 3 e 4 para evaporador, túnel de congelamento, reservatório de baixa pressão, compressor e carga térmica e as propriedades termodinâmicas do refrigerante amônia (R-717) conforme TREVISAN (1988).

O ciclo frigorífico considerado é o apresentado na seção 2.4.

A figura 5.1 apresenta a implementação em SIMULINK do modelo para o evaporador e para o túnel de congelamento. Foi acrescentado ao modelo do item 3.2.2 uma característica prática que é a ‘perda de carga’ na pressão de sucção da ordem de ‘1°C’ no evaporador.

Os parâmetros considerados para a simulação desse bloco são os seguintes: vazão de ar $99 \text{ m}^3/\text{s}$, massa de ar $m_1 = 1.500 \text{ kg}$, massa de ar $m_2 = 50,4 \text{ kg}$, densidade do ar $\rho_{ar} = 1,44 \text{ kg/m}^3$ (para temperatura de -30°C), $cp_{ar} = 1,004 \text{ kJ/kg K}$; $cv_{ar} = 0,717 \text{ kJ/kg K}$; $U = 0,0101 \text{ kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e $A = 5.785 \text{ m}^2$. Admite-se coeficiente médio e fixo de troca de calor. As condições iniciais são $T_1 = T_2 = -30^\circ\text{C}$.

Para simulação com condições de carga térmica total nominal (perdas mais produto) de 460 kW e temperatura de sucção do refrigerante de -40°C , temos temperatura ambiente do túnel de $-31,0^\circ\text{C}$ e $\Delta t_{mlog} = 7,86^\circ\text{C}$.

Para condições de carga térmica igual a 80% da total nominal e temperatura de evaporação do refrigerante de -40°C , temos temperatura ambiente de $-32,6^\circ\text{C}$ e $\Delta t_{mlog} = 6,30^\circ\text{C}$.

A figura 5.2 apresenta a implementação em SIMULINK do modelo do conjunto do reservatório de líquido a baixa pressão.

Os parâmetros considerados para a simulação desse bloco são os seguintes: $V_v = 3,5 \text{ m}^3$ e $V_l = 1,5 \text{ m}^3$.

Os arquivos CP.M e POTENCIA.M (apêndice A) são rotinas em MATLAB para os dados dos compressores e para a determinação da potência no eixo, respectivamente (conforme item 3.1.4).

Figura 5.1 Implementação em SIMULINK do modelo do Túnel de Congelamento e Evaporador.

Figura 5.2 Implementação em SIMULINK do modelo do Reservatório de Líquido.

A rotina CURVAQ.M calcula a carga térmica para um ciclo de carregamento, regime e descarregamento do túnel de congelamento (item 4.2.1). As rotinas POTENCIA.M e CURVAQ.M (item 3.2.3) são escritas como funções do MATLAB para que possam ser utilizadas durante a simulação.

O modelo da planta deve incluir ainda o controle de pressão (ou temperatura) de sucção do compressor a fim de realizar o chamado ‘controle de capacidade’ (item 3.2.2), onde a vazão de refrigerante é a variável manipulada e a pressão de sucção é a variável controlada. O controlador é do tipo PI. Foi inserido também um sistema de primeira ordem com constante de tempo T igual a 3 segundos para representar a dinâmica do compressor. Por um cuidado extra, a saída desse sistema foi limitada à máxima vazão permitida pelo compressor em função da pressão de sucção de operação.

Conforme o item 3.2.1, um aumento na temperatura de evaporação produz o aumento da capacidade frigorífica do compressor e da potência consumida, sendo porém o aumento de capacidade superior ao de potência (aumento do COP).

Se aumentarmos a temperatura de evaporação de operação mantendo, porém, a mesma necessidade de ‘frio’ ou carga térmica, o controle de capacidade do compressor irá reduzir a capacidade (%) do mesmo a fim de controlar a nova temperatura de evaporação.

Teremos, então, o compressor trabalhando com menor capacidade e, conforme o item 3.2.2, com menor rendimento se comparado ao funcionamento com capacidade total (com mesma temperatura de evaporação). O rendimento do compressor será tanto pior quando menor a capacidade de trabalho. De maneira geral, para a operação com capacidades abaixo de 60% o consumo de energia elétrica apresenta variação muito pequena.

Assim, a redução da temperatura de evaporação implicará num menor consumo de energia elétrica enquanto a redução no rendimento devido à redução na capacidade de trabalho do compressor seja suficientemente pequena.

Para compressores com melhor relação de rendimento em função da capacidade, a redução da temperatura de evaporação trará maiores benefícios.

Numa instalação com dois ou mais compressores operando no mesmo regime, a redução de capacidade pode atingir valores em que possa ser desligado um ou mais

compressores. Esse caso é extremamente vantajoso, pois propicia uma grande redução na potência absorvida.

A diminuição da temperatura de condensação também produz efeito semelhante ao aumento da temperatura de evaporação, porém em proporções menores. Deve-se levar em conta também que os condensadores apresentam significativa perda de eficiência ao longo do tempo e que deve ser considerada a potência absorvida pelos ventiladores e bombas d'água.

Iremos analisar a condição de variação da temperatura de evaporação com temperatura de condensação fixa. Podemos imaginar, entretanto, um sistema onde a pressão de condensação varie livremente conforme as condições ambientais e de operação, respeitando sempre a mínima pressão permitida.

5.3 Ajuste de 'Set-Point'

5.3.1 Máxima Temperatura de Evaporação ou Sucção

A figura 5.3 mostra a implementação em SIMULINK do modelo do sistema frigorífico para as condições de operação típicas das instalações de refrigeração industrial onde temos um 'set-point' de pressão de sucção (ou temperatura de sucção) fixo, neste caso, de -40°C e o controle de capacidade em grupo dos compressores. O sistema frigorífico foi dimensionado para produzir uma temperatura ambiente máxima do túnel de congelamento de -30°C em condições nominais de operação conforme capítulo 3.

Como alternativa ao sistema com temperatura de evaporação fixa, vamos estudar um sistema que opere com a máxima temperatura de evaporação possível para temperatura ambiente do túnel de -30°C .

A figura 5.4 mostra a implementação em SIMULINK de um sistema onde o 'set-point' de temperatura de sucção do compressor é obtido através de um controlador PI (com 'anti-reset windup') onde a variável controlada é a temperatura ambiente do túnel de congelamento, cuja temperatura de operação de projeto é -30°C .

Figura 5.3 Implementação em SIMULINK para o modelo com 'set-point' de temperatura de evaporação fixo.

Figura 5.4 Implementação em SIMULINK para o modelo com 'set-point' de temperatura de evaporação variável em função da temperatura ambiente do túnel.

(a)

(b)

(c)

Figura 5.5 Implementação em SIMULINK : (a) controle de capacidade; (b) cálculo da potência no compressor e (c) controle pela máxima temperatura de evaporação.

Esse 'set-point' é a máxima temperatura de evaporação para operação do túnel com temperatura ambiente de -30°C .

Foram feitas simulações para os dois sistemas considerando-se a operação com carga térmica total nominal e a operação com 75% da carga térmica do produto, isto é, 80% da carga térmica total nominal.

Foi considerado o compressor MYCOM 200LH e a rotina CP.M que ajusta a função do mesmo. Nos dois casos, a potência consumida é determinada pela rotina POTENCIA.M e a carga térmica pela rotina CURVAQ.M.

O início e o final do carregamento do túnel onde o compressor opera abaixo de 50% de sua capacidade não serão considerados nas simulações. Entende-se que nesses curtos períodos, o sistema opere da mesma maneira sempre.

Para a carga térmica nominal de projeto (460 kW) e um ciclo de operação do túnel (item 4.1.1) incluindo carregamento (4 horas), operação em regime (8 horas) e descarregamento (4 horas), o sistema com 'set-point' de temperatura de evaporação variável em função da temperatura ambiente do túnel apresenta consumo total de energia 2,77% inferior ao sistema com 'set-point' fixo.

A figura 5.6 mostra os gráficos com a curva de carga térmica, 'set-point' de temperatura de sucção, temperatura ambiente do túnel, vazão de refrigerante, potência no eixo e consumo de energia elétrica para carga térmica nominal.

É interessante observar no gráfico de potência consumida os instantes onde temos um ou dois compressores operando.

Para operação com 80% da carga térmica total nominal, o sistema com 'set-point' variável em função da temperatura ambiente do túnel apresenta consumo total de energia para o ciclo completo de carregamento, operação em regime e descarregamento 6,08% inferior ao sistema com 'set-point' fixo.

A Figura 5.7 mostra os gráficos com a curva de carga térmica, 'set-point' de temperatura de sucção, temperatura ambiente do túnel, potência no eixo, consumo de energia elétrica e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal.

Figura 5.6 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH); ---- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.

Figura 5.7 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH); ---- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.

Carga Térmica Total	Redução no Consumo para um ciclo de carregamento, regime e descarregamento
100%	2,77%
80%	6,08%

Tabela 5.1 Redução no consumo para operação com 'set-point' variável em função da temperatura ambiente com relação à operação com 'set-point' fixo de -40°C (compressor MYCOM 200LH).

Foi considerado o caso de um ciclo de carregamento, regime e descarregamento do túnel de congelamento para 100% e 80% da carga térmica a fim de analisarmos a operação em cargas térmicas parciais. É importante lembrarmos que a operação em carga térmica parcial ocorre de diversas maneiras e por motivos também diversos ao longo da operação da planta e, dessa forma, o ciclo simulado serve apenas como referência para a análise do sistema. O real consumo de energia irá variar conforme as características de operação e dimensionamento de cada planta.

Observa-se que para uma carga térmica de produto aproximadamente na faixa de 50% (183 kW) a 59% (213 kW) da nominal, ou seja, para uma carga térmica total na faixa de 61% a 67%, o sistema com 'set-point' variável de pressão de sucção em função da temperatura ambiente opera com apenas um compressor, ao passo que o sistema com 'set-point' fixo opera com dois. Neste caso a diferença de consumo de energia é de cerca de 30%.

Se considerarmos que as instalações industriais normalmente possuem vários túneis de congelamento operando com temperaturas de evaporação iguais e com vários compressores no mesmo regime, conclui-se que o desligamento de compressores poderia ser feito para valores de carga térmica pouco abaixo da nominal, o que possibilitaria reduções no consumo de energia maiores do que no caso simulado. Isso se aplica às instalações existentes e, principalmente, às novas instalações onde o projeto do sistema frigorífico e a seleção de seus componentes poderiam ser conduzidos de forma a obter-se resultados ainda melhores.

As mesmas simulações foram realizadas para o modelo de compressor MYCOM 200LH com resfriamento por termo-sifão que apresenta melhor rendimento em capacidades parciais na faixa de 100% a 60%.

Foram considerados os mesmos pontos de operação do diagrama pressão-entalpia e a rotina CP2.M (apêndice A) faz o ajuste da função da potência do compressor conforme item 3.2.4. O máximo erro absoluto encontrado é de 4,61 ou 2,27%.

Para esse caso e simulação nas mesmas condições anteriores, temos uma redução no consumo de energia de 4,09% para carga térmica total nominal e de 7,18% para 80% da mesma. Portanto, para compressores com maior eficiência em regime de cargas parciais os resultados são superiores.

Carga Térmica Total	Redução no Consumo para um ciclo de carregamento, regime e descarregamento
100%	4,09%
80%	7,18%

Tabela 5.2 Redução no consumo para operação com 'set-point' variável em função da temperatura ambiente com relação à operação com 'set-point' fixo de -40°C (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão).

As figuras 5.8 e 5.9 mostram os gráficos com a curva de carga térmica, 'set-point' de temperatura de sucção, temperatura ambiente do túnel, potência no eixo, consumo de energia elétrica e vazão de refrigerante para 100% e 80% da carga térmica nominal, respectivamente.

O erro máximo absoluto encontrado para a função da potência do compressor se deve ao fato de que o coeficiente de eficiência apresenta uma queda acentuada para valores abaixo de 60%. Assim, a operação poderia ser limitada à faixa de melhor rendimento (100% a 60%) como ocorre em alguns controladores atuais de controle de capacidade. Na faixa de 100 a 60%, o erro máximo absoluto é de 1,41 ou 0,75%.

Figura 5.8 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); ----- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.

Figura 5.9 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); ---- sistema com controle de capacidade atual; — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação.

Pelas figuras 5.6, 5.7, 5.8 e 5.9 verifica-se que as variáveis controladas em cada caso, isto é, a temperatura ambiente e a temperatura de evaporação apresentam desempenho satisfatório.

Segundo LUNDBERG (1997), as instalações de refrigeração industrial apresentam tipicamente uma distribuição de carga térmica no tempo conforme figura 5.10.

Figura 5.10 Curva de distribuição de carga típica para uma instalação de refrigeração industrial (ABB REFRIGERATION, 1998).

Dessa forma, e considerando a simulação para o compressor MYCOM 200LH com termo-sifão para as capacidades da Figura 5.10, temos uma redução do consumo de energia de 7,84% para o sistema com 'set-point' variável de temperatura de evaporação quando comparado ao sistema com 'set-point' fixo.

Por fim, é importante considerar que os controladores eletrônicos de pressão de sucção atualmente utilizados dispõem dos recursos necessários para a operação suave do compressor, controlando a velocidade de resposta, os limites para partida e parada, os tempos mínimos de partida e parada, alarmes, proteções e outros.

5.3.2 Otimização

Como vimos, a redução da temperatura de evaporação implica num aumento do coeficiente de eficiência do compressor. Para uma mesma temperatura de evaporação, o rendimento do compressor é tanto pior quanto menor a capacidade (%) de operação. Dessa forma, eventualmente o ponto de menor temperatura de evaporação poderá não corresponder ao de menor potência absorvida.

Será estudada aqui a otimização do sistema correspondente à determinação da temperatura de evaporação que produza a menor potência absorvida no eixo do compressor para determinada capacidade de refrigeração.

Da mesma forma como foi feito anteriormente, o controle será baseado no controle de capacidade (vazão do refrigerante).

A máxima temperatura de evaporação em função da temperatura ambiente conforme definida no item 5.3.1 será tratada como uma restrição. Serão também definidas como restrições a vazão de refrigerante nos compressores, as vazões máximas e mínimas de refrigerante nos compressores em função da temperatura de evaporação e a mínima temperatura de evaporação permitida.

A potência absorvida pelo compressor é calculada conforme item 3.2.4.

A temperatura de evaporação deve ser menor ou igual à máxima temperatura de evaporação em função da temperatura ambiente.

A vazão de refrigerante nos compressores é determinada pelo controle de capacidade.

A vazão de refrigerante no compressor é limitada pelas vazões máximas e mínimas em função da temperatura de evaporação. As vazões máximas e mínimas serão determinadas através de funções ajustadas a partir dos dados de catálogo do fabricante para cada temperatura de evaporação. O ajuste dessas funções é feito através da função POLYFIT do MATLAB, que calcula os coeficientes de um polinômio $p(x)$ de ordem n que ajusta os dados $p(x(i))$ para $y(i)$ dados utilizando o método dos mínimos quadrados. Foram utilizados polinômios de terceira ordem, conforme:

$$\dot{m}v_{\min} = p_0 + p_1Te + p_2Te^2 + p_3Te^3 \quad (5.1)$$

$$\dot{m}v_{\max} = q_0 + q_1Te + q_2Te^2 + q_3Te^3 \quad (5.2)$$

onde $\dot{m}v_{\min}$ - vazão mínima de refrigerante no compressor (kg/s), $\dot{m}v_{\max}$ - vazão máxima de refrigerante no compressor (kg/s), Te - temperatura de evaporação (°C), p e q são os parâmetros ajustados.

As vazões máximas e mínimas de refrigerante no compressor são definidas na rotina CP.M para o compressor MYCOM 200LH.

A mínima temperatura de evaporação permitida será a de projeto, isto é, -40°C.

A potência absorvida pelo compressor é minimizada através da função CONSTR do MATLAB.

A função CONSTR determina o mínimo de uma função escalar de várias variáveis, sujeita a restrições e a partir de uma estimativa inicial (GRACE, 1992).

A minimização é feita utilizando-se a rotina PMIN.M desenvolvida em MATLAB (apêndice A). A função PMIN tem como entradas a vazão de refrigerante no compressor e a máxima temperatura de evaporação em função da temperatura ambiente e tem como saídas a potência total absorvida, as vazões de refrigerante para os compressores e a temperatura de evaporação que minimiza a potência absorvida.

As rotinas FCP1.M e FCP2.M (apêndice A) contêm a função a ser minimizada e suas restrições para o caso em que somente um compressor opere e para o caso em que dois compressores operem, respectivamente.

Deve ser observado que a rotina de minimização utilizada pode encontrar mínimos locais (GRACE, 1992). Conforme GRACE (1992), foram utilizadas diferentes condições iniciais a fim de verificar o comportamento da rotina e determinar as condições iniciais mais favoráveis. Durante as simulações, verificou-se que existem condições iniciais que tendem a produzir mínimos locais.

Figura 5.11 Implementação em SIMULINK para o modelo com otimização da potência do compressor.

Figura 5.12 Implementação em SIMULINK do sistema com otimização da potência do compressor.

A Figura 5.11 mostra a implementação em SIMULINK do sistema onde o 'set-point' de temperatura de evaporação do compressor é obtido através da minimização da função da potência absorvida no eixo do compressor (função PMIN.M).

Como nos casos anteriores, a carga térmica é determinada pela rotina CURVAQ.M. Foram feitas simulações considerando-se a carga térmica nominal e a operação com 75% da carga térmica do produto, isto é, 80% da carga térmica total nominal. Foi considerado o compressor MYCOM 200LH e a rotina CP.M que ajusta a função do mesmo.

Uma vez que a rotina PMIN.M é chamada a cada passo de simulação e a própria execução da rotina de minimização apresenta tempo de execução bastante longo, a simulação do sistema é lenta, levando praticamente o triplo do que seria o tempo real de operação (trabalhando-se com um computador com velocidade relativa 8 no teste de 'benchmark' do MATLAB 5.2, função BENCH.M).

O uso das derivadas parciais permite a solução do problema de maneira mais eficiente (GRACE, 1992) e foi testado com o intuito de diminuir o tempo de simulação, entretanto, sem apresentar melhora significativa. A rotina DPFCP.M (apêndice A)

contém as derivadas parciais da função a ser minimizada e suas restrições. A rotina DPFMIN (apêndice A) realiza a minimização utilizando as derivadas parciais.

Dessa forma, optou-se pela redução do tempo de simulação através do uso de uma escala de tempo de 1/10 da escala real e da simulação apenas do ciclo de carregamento e metade do ciclo de regime do túnel de congelamento, uma vez que o ciclo completo é relativamente simétrico.

A fim de que a variação no 'set-point' da pressão de evaporação seja feita de forma suave foi inserido um sistema de primeira ordem com constante de tempo T igual a 5 segundos.

As Figura 5.13 e Figura 5.14 mostram os gráficos com a curva de carga térmica, 'set-point' de temperatura de evaporação, temperatura ambiente do túnel, potência no eixo, consumo de energia elétrica e vazão de refrigerante para carga térmica nominal e a 80%.

O sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor apresenta consumo total de energia para o ciclo simulado 3,40% inferior ao sistema com 'set-point' fixo para carga térmica total nominal e de 8,37% para 80% da mesma.

Carga Térmica Total	Redução no Consumo SP variável pela máxima temperatura de evaporação	Redução no Consumo SP variável pela rotina de otimização
100%	2,26%	3,40%
80%	5,69%	8,37%

Tabela 5.3 Redução no consumo para operação com 'set-point' variável conforme máxima temperatura de evaporação e rotina de otimização com relação à operação com 'set-point' fixo de -40°C para ciclo parcial de operação (compressor MYCOM 200LH).

Observa-se que a rotina de otimização nem sempre produz como resultado a máxima temperatura de evaporação possível (em função da temperatura ambiente do túnel). Existe uma tendência à operação somente com um compressor enquanto a vazão de refrigerante necessária esteja dentro da faixa do mesmo.

Figura 5.13 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH); — — sistema com controle de capacidade atual; - - - sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; — sistema com controle com rotina de otimização.

Figura 5.14 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH); — sistema com controle de capacidade atual; - - - sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; — sistema com controle com rotina de otimização.

Dessa forma, ao contrário do observado para a operação com 'set-point' igual à máxima temperatura de evaporação, temos a variação da temperatura ambiente para valores abaixo do 'set-point' de -30°C . Essa variação, entretanto, é menor do que as observadas nos sistemas com 'set-point' fixo.

Devido ao período em que o sistema opera com 'set-point' inferior ao máximo possível, o controlador PI provocou a operação pouco acima da temperatura de -30°C durante um pequeno intervalo. Caso necessário, pode-se modificar essa malha de controle para atender às especificações desejadas.

Para o ciclo parcial de operação a redução de consumo para o sistema com 'set-point' de máxima temperatura de evaporação é pouco menor do que para o ciclo completo (item 5.2.1).

É interessante observar que para a operação com dois compressores a rotina de minimização fornece como resultado a operação dos compressores com capacidades iguais.

Alguns controladores eletrônicos de capacidade disponíveis no mercado operam dessa forma, mantendo os compressores funcionando em paralelo e com a mesma capacidade. Quando há diminuição da carga térmica os compressores têm sua capacidade reduzida até que se atinja o ponto onde um compressor possa ser desligado. Os compressores restantes passam a operar em um novo valor de capacidade adequado à carga térmica. Para o caso de aumento da carga térmica, segue-se o mesmo princípio.

Da mesma forma que no caso anterior, foram realizadas simulações para o modelo de compressor MYCOM 200LH com resfriamento por termo-sifão. Foram considerados os mesmos pontos de operação do diagrama pressão-entalpia, a rotina CP2.M e as rotinas FCP21.M e FCP22.M para minimização (apêndice A).

Para esse caso, temos uma redução de 5,54% para carga térmica total nominal e de 9,19% para 80% da mesma (Figura 5.15 e Figura 5.16).

Utilizando a distribuição de carga térmica segundo LUNDBERG (1997), e considerando a simulação para o compressor MYCOM 200LH com termo-sifão, temos uma redução do consumo de energia de 10,1% para o sistema com 'set-point' variável de temperatura de evaporação quando comparado ao sistema com 'set-point' fixo.

Carga Térmica Total	Redução no Consumo SP variável pela máxima temperatura de evaporação	Redução no Consumo SP variável pela rotina de otimização
100%	3,41%	5,54%
80%	6,64%	9,19%

Tabela 5.4 Redução no consumo para operação com 'set-point' variável conforme máxima temperatura de evaporação e rotina de otimização com relação à operação com 'set-point' fixo de -40°C para ciclo parcial de operação (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão).

Na formulação do problema de controle ótimo deve-se escrever as equações matemáticas que representam o sistema, definir as restrições a serem obedecidas e escolher o critério de desempenho. Neste caso, as equações de desempenho do compressor foram baseadas em dados de catálogo do fabricante. Esses dados são obtidos em laboratório para os equipamentos operando em condições específicas (SABROE, 1989) que nem sempre irão corresponder às instalações reais.

A despeito da maior ou menor precisão desses dados, podemos dizer que eles representam o comportamento qualitativo do compressor e, assim sendo, a otimização da temperatura de evaporação e a operação com máxima temperatura de evaporação possível mostraram produzir redução no consumo de energia.

Assim, seria interessante considerar a possibilidade de utilizar-se técnicas de identificação de sistemas a fim de inferirmos a operação e o desempenho do compressor na instalação.

Quanto à questão do tempo de processamento da rotina de otimização podem ser analisadas possibilidades como a compilação dos algoritmos e o processamento 'off-line'. Evidentemente, a rotina utilizada teve como função a investigação da alternativa de controle, sendo necessário o desenvolvimento específico caso se deseje implementar um controlador.

Figura 5.15 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); — — sistema com controle de capacidade atual; - - - sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; — sistema com controle com rotina de otimização.

Figura 5.16 Gráficos de carga térmica, potência no eixo, consumo e vazão de refrigerante para 80% da carga térmica nominal para sistema com otimização da potência absorvida no eixo do compressor (compressor MYCOM 200LH com termo-sifão); — — sistema com controle de capacidade atual; — - — sistema com controle pela máxima temperatura de evaporação; — sistema com controle com rotina de otimização.

Por outro lado, o sistema de controle operando com 'set-point' de máxima temperatura de evaporação apresenta boas perspectivas de redução de consumo e facilidade de implementação o que o torna bastante atraente. Em muitas instalações industriais, existem os sistemas de controle e a instrumentação necessários, o que reduz o investimento necessário ao projeto do sistema de controle e a sua implementação em campo (engenharia, instalação e testes).

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações

6.1 Conclusões

O presente trabalho elaborou um modelo para simulação dinâmica de um sistema de refrigeração industrial por compressão a vapor com refrigerante amônia (R-717) para o congelamento de alimentos, composto basicamente de túnel de congelamento por circulação forçada de ar, evaporador com recirculação de líquido, reservatório de líquido a baixa pressão, compressores parafuso e condensador evaporativo atmosférico.

A motivação da pesquisa foi a otimização energética dos sistemas frigoríficos por compressão a vapor através da operação com regime variável para o ciclo frigorífico, uma vez que esses sistemas operam na maior parte do tempo fora das condições nominais de projeto e seu consumo de energia apresenta grande variação em função do regime de trabalho. Em especial, o estudo propôs-se a investigar a operação com ‘set-point’ de temperatura de evaporação (ou sucção) variável em função da variação da carga térmica das instalações.

Pretendeu-se ainda desenvolver um modelo para simulação que auxilie na adaptação da operação em face de novos parâmetros e custos, no projeto e na otimização de sistemas frigoríficos por compressão a vapor.

Foram desenvolvidas rotinas específicas para a simulação de cada componente do ciclo, para o controle de capacidade dos compressores e para dois sistemas de ‘set-

point' variável: através da máxima temperatura de evaporação e através da otimização da função de consumo de energia do compressor.

O modelo para a potência no eixo do compressor foi desenvolvido através do ajuste de uma função a dados de catálogo. Foram utilizados dois modelos de compressores parafuso com variação diferenciada de rendimento em função da temperatura de evaporação. Apesar de tratarmos especificamente de compressores parafuso operando em sistema com aspiração a pressão intermediária ('economizer'), o comportamento da potência absorvida é o mesmo para outros casos como sistemas em simples ou duplo estágio e também para o caso de compressores alternativos.

Os modelos para o evaporador e túnel de congelamento foram desenvolvidos a partir do balanço de massa e energia e de relações constitutivas. Da mesma forma, foi obtido o modelo para o separador de líquido.

Foram encontradas poucas referências na literatura sobre a simulação dinâmica de sistemas de refrigeração industrial ou que utilizem reservatórios de líquido a baixa pressão e recirculação de líquido no evaporador. Esse tipo de sistema, entretanto, é um dos mais comuns na refrigeração industrial.

A literatura concentra-se em sistemas com expansão seca e refrigerantes halogenados, que são largamente aplicados na refrigeração comercial e residencial. Isso talvez se deva à superioridade numérica de equipamentos produzidos e à maior padronização entre eles. Em muitos trabalhos, a simulação dos sistemas é utilizada para a análise de diferentes mecanismos de controle como a variação de frequência de rotação dos compressores, válvulas de controle de expansão e outros. Os sistemas industriais, por outro lado, diferem desses sistemas pois dispõem de vários mecanismos de controle estabelecidos, como o controle de capacidade e a operação com reservatórios de baixa pressão.

A partir desses modelos foram escritas rotinas para a simulação do sistema em função da carga térmica para três casos: a operação com controle de capacidade e 'set-point' de evaporação fixo como operam as instalações automáticas atuais, a operação com controle de capacidade e 'set-point' de temperatura variável em função da máxima temperatura de evaporação possível e, finalmente, a operação com controle de capacidade e 'set-point' ajustado por uma rotina para a otimização do consumo de energia dos compressores.

Para as duas soluções propostas, a simulação mostrou uma redução no consumo de energia frente a condições de carga térmica parcial. Sabe-se que as instalações operam grande parte do tempo em condições de carga térmica parcial, porém elas ocorrem por inúmeras razões e ainda em função de cada projeto frigorífico (ciclo de operação, quantidade e capacidade dos compressores, etc). Dessa forma, foi utilizado como exemplo para a variação de carga térmica um ciclo de operação de um túnel de congelamento e uma curva típica dos sistemas industriais dada por LUNDBERG (1996). A determinação da curva de operação em carga térmica parcial só pode ser feita em média e para cada instalação, dessa forma só é possível a previsão de uma redução média no consumo para cada instalação.

Deve-se levar em conta ainda o fato de as instalações apresentarem normalmente um sobre-dimensionamento a fim de acomodar variações na produção.

Considerando-se o acima mencionado, para a operação com ‘set-point’ de temperatura variável em função da máxima temperatura de evaporação possível obteve-se uma redução de 3 a 4% para operação com 100% da carga térmica de produto e de 6 a 7% para operação com 80% da carga térmica de produto.

Utilizando-se a distribuição de carga térmica típica no tempo conforme LUNDBERG (1996), a redução obtida foi de cerca de 8%.

Para a operação com ‘set-point’ ajustado pela rotina para a otimização do consumo de energia dos compressores obteve-se uma redução de 3 a 5% para operação com 100% da carga térmica de produto e de 8 a 9% para operação com 80% da carga térmica de produto.

Utilizando-se a distribuição de carga térmica típica no tempo conforme LUNDBERG (1996), a redução obtida foi de cerca de 10%.

A otimização da função de consumo de energia do compressor baseada em dados de catálogo mostrou a possibilidade de redução no consumo. Entretanto, para uma implementação do sistema é necessário que os dados utilizados estejam próximos ao real ou ainda que se realize a identificação do sistema.

Por outro lado, a operação com ‘set-point’ de temperatura variável em função da máxima temperatura de evaporação possível é de fácil implementação e apresenta boas perspectivas de redução de consumo.

Apesar de termos tratado especificamente da operação com túnel de congelamento contínuo, as mesmas características de operação do ciclo frigorífico são encontradas em outras aplicações, como por exemplo no resfriamento de emulsões (fabricação de margarinas), líquidos e no caso dos túneis de congelamento com retenção variável, onde pode-se operar com uma composição variável entre produtos congelados e resfriados ou ainda somente com produtos resfriados ou somente congelados.

Recentemente, têm sido introduzidos compressores parafuso especificamente projetados para operação com motores de maior velocidade de operação, alto rendimento e acionamento por conversores de frequência. Esses compressores possuem desempenho superior aos tradicionais para operação em capacidades parciais. A utilização desses equipamentos em conjunto com a operação com ‘set-point’ variável poderá proporcionar reduções no consumo ainda maiores.

Por fim, conclui-se que a operação com ‘set-point’ variável pode proporcionar a redução no consumo de energia das instalações frigoríficas industriais por compressão a vapor.

6.2 Recomendações para Continuação do Trabalho

Dentre os estudos que poderiam ser realizados como continuidade do presente trabalho, pode-se destacar os seguintes:

- Simulação a partir de dados reais de operação para as cargas parciais e de operação dos compressores a fim de realizar a identificação de um modelo para o consumo de energia dos mesmos. Dessa forma, pode-se obter resultados mais precisos para a redução no consumo de energia.
- Implementação do controle com ‘set-point’ variável para um sistema de refrigeração industrial por compressão a vapor.
- Adaptação do modelo para outros objetivos de controle, como o aumento da capacidade de refrigeração ou obtenção de melhor resposta a picos de produção, que são problemas comuns nas instalações industriais. Podem ser

investigadas modificações nos sistemas de controle (nível, capacidade, etc), inclusive com a medição de variáveis adicionais como velocidade de produção (kg/h) e temperatura de entrada dos produtos.

- Incorporação do modelo do sistema frigorífico a um modelo de congelamento do produto, ou produtos, a fim de se obter um modelo para simulação e projeto de um sistema de congelamento industrial por túnel de circulação forçada de ar. A modelagem do comportamento térmico dos alimentos tem recebido crescente atenção por parte dos pesquisadores na área de alimentos. Um modelo do sistema de congelamento seria uma ferramenta útil a engenheiros de alimentos e de refrigeração, pois permitiria o aprimoramento de projetos a custos menores e prazos reduzidos.
- Aperfeiçoamento do modelo, considerando-se outras características do comportamento do refrigerante nos equipamentos, umidade relativa, controle de nível, etc. uma vez que existe um crescente interesse pela modelagem de sistemas térmicos.
- Aperfeiçoamento do modelo para a inclusão do motor elétrico para o compressor e o respectivo acionamento, pois a operação em transitórios é um fator fundamental na seleção do motor.
- Desenvolvimento do modelo para os ciclos de refrigeração de simples e duplo estágio. Realizar análise comparativa do consumo de energia de cada ciclo em operação normal e com 'set-point' variável.

Referências Bibliográficas

- [1] ABB REFRIGERATION AB. **STAL Brochure**. Suécia, 1998.
- [2] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. **Handbook of Equipment**. Atlanta, 1988.
- [3] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. **Handbook of Fundamentals**. Atlanta, 1989.
- [4] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. **Handbook of Refrigeration Systems and Applications**. Atlanta, 1986.
- [5] CONAN, J. G. **Refrigeration Industrial**. Madrid, Editorial Paraninfo S.A., 1990.
- [6] COSTA, E. C. **Refrigeração**. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 1982.
- [7] DANFOSS A/S. **Electronic Expansion Valve type AKV 20 and AKVA 20, Technical Brochure RC.1J.12.02**. Dinamarca, 1995.
- [8] FIORELLI, F. A. S. **Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar**. Dissertação (Mestrado), EPUSP, São Paulo, 1995.
- [9] GARCIA, C. **Modelagem de Sistemas Eletromecânicos e Processos Industriais**. São Paulo, EDUSP, 1997.
- [10] GEORGE, R. M. Freezing Processes Used in the Food Industry. **Trends in Food & Technology**, vol.4, p.134-138, 1993.

- [11] GRACE, A. **Optimization Toolbox User's Guide**. United States of America, The MathWorks, Inc., 1992.
- [12] GONÇALVES, J. R. Considerações Sobre Alguns Parâmetros Críticos no Processo de Congelamento de Alimentos. **Boletim ITAL**, Campinas, v.23, p.1-15, 1986.
- [13] IIR – INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION. **Recomendations for the Processing and Handling of Frozen Foods**. Paris, 1986.
- [14] JANNA, W. S. **Design of Fluid Thermal Systems**. United States of America, PWS Publishing Company, 1993.
- [15] LUNDBERG, A. Speed Controlled Screw Compressor Units. The Institute of Refrigeration at the Institute of Marine Engineers, **Proc. Inst. R.**, Londres, p.3.1-3.5, 1996.
- [16] MARSHALL, S. A.; JAMES, R. W. Dynamic Analysis of an Industrial Refrigeration System to Investigate Capacity Control. **Proc. Inst. Mech. Engrs.**, v.189, p.44-75, 1975.
- [17] MAYEKAWA MFG. CO. LTD. **Screw Compressors Manual**, 1978.
- [18] MYCOM CO. LTD. **Compressors Selection Program**, 1994.
- [19] MIRALLES, J. A. R. **Refrigeracion**. Barcelona, Egrupo Editorial Ceac, S. A., 1994.
- [20] NEVES FILHO, L. C. **Resfriamento, Congelamento e Estocagem de Alimentos**. São Paulo, Instituto Brasileiro do Frio, 1991.
- [21] OLIVEIRA, S. J.; SANTOS, A. M. Simulação de Sistemas de Refrigeração. **III Congresso Ibero-americano de Ar Condicionado e Refrigeração / V Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, São Paulo, 1995**. Anais. São Paulo, ABRAVA, v.II, p.97-103, 1995.

- [22] PEDERSEN, C. O. **Simulation and Optimization of Thermal Systems.** Urbana, Air Conditioning and Refrigeration Center of University of Illinois at Urbana-Champaign, 1994.
- [23] PERRY., R. H.; GREEN, D. **Perry's Chemical Engineers' Handbook International Edition.** Japão, McGraw-Hill Book Company, 1984.
- [24] SABROE REFRIGERATION SA. **SAB 128 - SAB 163 Classified Informations.** Dinamarca, 1989.
- [25] SABROE REFRIGERATION SA. **UNISAB II Compressor Controller.** Dinamarca, 1994.
- [26] SALVADORI, V. O.; DALMENDRAY, N. A.; ROCHE, L. A.; MASCHERONI, R. H. M. Storage of Frozen Foods. Effect of Operation Conditions of the Cold Store on Food Quality and Energy Costs. **IIF-IIR - Comission C2,E1 with D2/3**, Nantes, 1998.
- [27] SILVEIRA JÚNIOR., V.; RIOS, J. A. D.; MAUGER, F. M. Chiller Inteligente: Modelagem e Simulação. **III Congresso Ibero-americano de Ar Condicionado e Refrigeração / V Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, São Paulo, 1995.** Anais. São Paulo, ABRAVA, v.II, p.19-27, 1995.
- [28] SLABOUGH, H. W.; PARSONS, T. D. **Química Geral.** São Paulo, Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 1978.
- [29] STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M.. **Refrigeração Industrial.** Trad. de J. M. Saiz Jabardo. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 1994.
- [30] STOECKER, W. F.; JONES, J. W., **Refrigeração e Ar Condicionado.** Trad. de José M. Saiz Jabardo; Euryale J. G. Zerbini, Sílvio de Oliveira Jr. e Saburo Ikeda. São Paulo, Makron Books do Brasil Editora Ltda., 1985.
- [31] STOECKER, W. F. **Design of Thermal Systems - Third Edition.** United States of America, McGraw-Hill, Inc., 1989.

- [32] TEIXEIRA, A. A.; SCHOEMAKER, C. F. **Computerized Food Processing Operations**. New York, AVI Book, 1989.
- [33] TREVISAN, W. **Manual Termo-técnico**. São Paulo, IBLC – Instituto Brasileiro do Livro Técnico e Científico Ltda. 1988.
- [34] VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R. Simulação em Regime Transiente do Controle em Malha Fechada de uma Bomba de Calor. **III CONBRAVA, São Paulo, 1992**. Anais. São Paulo, ABRAVA, p. 87-90, 1992.

Apêndice A

Rotinas utilizadas:

- 1) CP.M: dados de catálogo do compressor MYCOM 200LH e ajuste do modelo para a potência em função da vazão de refrigerante e temperatura de evaporação. Ajuste das funções para máxima e mínima vazão de refrigerante em função da temperatura de evaporação.
- 2) CP2.M: dados de catálogo do compressor MYCOM 200LH com resfriamento por termo-sifão e ajuste do modelo para a potência em função da vazão de refrigerante e temperatura de evaporação. Ajuste das funções para máxima e mínima vazão de refrigerante em função da temperatura de evaporação.
- 3) CURVAQ.M: calcula a carga térmica para um ciclo de carregamento, regime e descarregamento do túnel de congelamento contínuo.
- 4) POTENCIA.M: determina a potência no eixo do compressor conforme parâmetros gerados pela rotina CP.M ou CP2.M.
- 5) PMIN.M: minimiza a potência no eixo do compressor em função da temperatura de evaporação e vazão de refrigerante.
- 6) FCP1.M e FCP2.M: funções para a potência do compressor para minimização pela função CONSTR do MATLAB.
- 7) DPFCP.M: derivadas parciais da função a ser minimizada e de suas restrições.
- 8) DPFMIN.M: minimiza a potência no eixo do compressor em função da temperatura de evaporação e vazão de refrigerante, utilizando derivadas parciais.
- 9) FCP21.M e FCP22.M: funções para a potência do compressor para minimização pela função CONSTR do MATLAB.

```

% A rotina CP ajusta os coeficientes da função BHP = f(TE, mv) do tipo
%   f = (a4 + a3*TE + a2*TE^2 + a1*TE^3)      +
%       (b4 + b3*TE + b2*TE^2 + b1*TE^3)*MV   +
%       (c4 + c3*TE + c2*TE^2 + c1*TE^3)*MV^2 +
%       (d4 + d3*TE + d2*TE^2 + d1*TE^3)*MV^3
% para um compressor MYCOM modelo 200LH a partir dos dados de catálogo
% do fabricante.
% onde BHP é a potência consumida no eixo (kW), TE é a temperatura de
%   evaporação (°C) e MV é a vazão de amônia (kg/h).

% Francisco Salvador   jan/1999.

% Variáveis globais
global A          % vetor A coeficientes de f
global B          % vetor B coeficientes de f
global C          % vetor C coeficientes de f
global D          % vetor D coeficientes de f
global pmax       % Vazão Máxima produzida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)
global pmin       % Vazão Mínima permitida MVmin(kg/h)=f(Temp.Evap.)

% Tabela dados Compressor MYCOM modelo 200LH
% Temperatura de condensação 35°C, rotação 3550 rpm, super-aquecimento
% 5°C, sub-resfriamento 5°C, temperatura do óleo 40°C.

% BHP (kW)
bhp100 = [171.6 174.3 177.0 179.9 182.8 185.8 188.8 191.9 195.1
          198.4 201.8]';
bhp90  = [169.3 172.0 174.7 177.5 180.4 183.3 186.3 189.4 192.6
          195.8 199.1]';
bhp80  = [162.1 164.5 167.1 169.7 172.4 175.1 178.0 180.8 183.8
          186.8 189.9]';
bhp70  = [151.8 154.0 156.2 158.5 160.9 163.4 165.8 168.4 171.0
          173.6 176.4]';
bhp60  = [141.2 143.0 144.8 146.7 148.8 150.8 152.8 154.9 157.0
          159.2 161.4]';
bhp50  = [132.9 134.4 135.9 137.4 139.0 140.6 142.3 143.9 145.6
          147.3 149.0]';
bhp = [bhp100 bhp90 bhp80 bhp70 bhp60 bhp50];

% Vazão (kg/h)
mv100 = [ 727.2 771.0 816.4 863.5 912.4 963.1 1015.7 1070.2 1126.7
          1185.1 1245.7]';
mv90  = [ 654.1 693.5 734.3 776.8 820.8 866.4  913.7  962.8 1013.6
          1066.2 1120.7]';
mv80  = [ 581.0 616.0 652.3 690.0 729.1 769.7  811.7  855.3  900.5
          947.3  995.7]';
mv70  = [ 507.9 538.5 570.2 603.2 637.5 673.0  709.8  747.9  787.4
          828.4  870.7]';
mv60  = [ 434.7 461.0 488.2 516.5 545.8 576.2  607.8  640.5  674.4
          709.4  745.8]';
mv50  = [ 361.6 383.5 406.2 429.7 454.2 479.2  505.8  533.0  561.3
          590.5  620.8]';
mv = [mv100 mv90 mv80 mv70 mv60 mv50];

% Temperatura de Evaporação (°C)
t = [-40:1:-30];
te = [t; t; t; t; t; t]';

% Potência (kW) X Vazão (kg/h) em função de cada Temperatura de

```



```
% Evaporação (°C). Curve Fiting, polinômios de ordem 3.
```

```
% TE = -40 °C
BHP1 = bhp(1,:);
MV1 = mv(1,:);
[p1,S1] = polyfit(MV1,BHP1,3);
[P1,delta1] = polyval(p1,MV1,S1);
res1 = BHP1-P1;
```

```
% TE = -39 °C
BHP2 = bhp(2,:);
MV2 = mv(2,:);
[p2,S2] = polyfit(MV2,BHP2,3);
[P2,delta2] = polyval(p2,MV2,S2);
res2 = BHP2-P2;
```

```
% TE = -38 °C
BHP3 = bhp(3,:);
MV3 = mv(3,:);
[p3,S3] = polyfit(MV3,BHP3,3);
[P3,delta3] = polyval(p3,MV3,S3);
res3 = BHP3-P3;
```

```
% TE = -37 °C
BHP4 = bhp(4,:);
MV4 = mv(4,:);
[p4,S4] = polyfit(MV4,BHP4,3);
[P4,delta4] = polyval(p4,MV4,S4);
res4 = BHP4-P4;
```

```
% TE = -36 °C
BHP5 = bhp(5,:);
MV5 = mv(5,:);
[p5,S5] = polyfit(MV5,BHP5,3);
[P5,delta5] = polyval(p5,MV5,S5);
res5 = BHP5-P5;
```

```
% TE = -35 °C
BHP6 = bhp(6,:);
MV6 = mv(6,:);
[p6,S6] = polyfit(MV6,BHP6,3);
[P6,delta6] = polyval(p6,MV6,S6);
res6 = BHP6-P6;
```

```
% TE = -34 °C
BHP7 = bhp(7,:);
MV7 = mv(7,:);
[p7,S7] = polyfit(MV7,BHP7,3);
[P7,delta7] = polyval(p7,MV7,S7);
res7 = BHP7-P7;
```

```
% TE = -33 °C
BHP8 = bhp(8,:);
MV8 = mv(8,:);
[p8,S8] = polyfit(MV8,BHP8,3);
[P8,delta8] = polyval(p8,MV8,S8);
res8 = BHP8-P8;
```

```
% TE = -32 °C
BHP9 = bhp(9,:);
```

```

MV9 = mv(9,:);
[p9,S9] = polyfit(MV9,BHP9,3);
[P9,delta9] = polyval(p9,MV9,S9);
res9 = BHP9-P9;

% TE = -31 °C
BHP10 = bhp(10,:);
MV10 = mv(10,:);
[p10,S10] = polyfit(MV10,BHP10,3);
[P10,delta10] = polyval(p10,MV10,S10);
res10 = BHP10-P10;

% TE = -30 °C
BHP11 = bhp(11,:);
MV11 = mv(11,:);
[p11,S11] = polyfit(MV11,BHP11,3);
[P11,delta11] = polyval(p11,MV11,S11);
res11 = BHP11-P11;

% Coeficientes p da função [Potência (kW) X Vazão (kg/h)] em função da
% Temperatura de Evaporação (°C).
% Curve Fiting para coeficientes p, polinômios de ordem 3.

a = [p1(4) p2(4) p3(4) p4(4) p5(4) p6(4) p7(4) p8(4) p9(4) p10(4)
      p11(4)];
TE1 = [-40:1:-30];
[A,SA] = polyfit(TE1,a,3);
[A1,deltaA] = polyval(A,TE1,SA);
resA = a-A1;

b = [p1(3) p2(3) p3(3) p4(3) p5(3) p6(3) p7(3) p8(3) p9(3) p10(3)
      p11(3)];
TE2 = [-40:1:-30];
[B,SB] = polyfit(TE2,b,3);
[B1,deltaB] = polyval(B,TE2,SB);
resB = b-B1;

c = [p1(2) p2(2) p3(2) p4(2) p5(2) p6(2) p7(2) p8(2) p9(2) p10(2)
      p11(2)];
TE3 = [-40:1:-30];
[C,SC] = polyfit(TE3,c,3);
[C1,deltaC] = polyval(C,TE3,SC);
resC = c-C1;

d = [p1(1) p2(1) p3(1) p4(1) p5(1) p6(1) p7(1) p8(1) p9(1) p10(1)
      p11(1)];
TE4 = [-40:1:-30];
[D,SD] = polyfit(TE4,d,3);
[D1,deltaD] = polyval(D,TE4,SD);
resD = d-D1;

% Verificação do resíduo
for I = 1:11,
    for J = 1:6
        BHP(I,J)=(A(4)+A(3)*te(I,J)+A(2)*te(I,J)^2+A(1)*te(I,J)^3) +...
            (B(4)+B(3)*te(I,J)+B(2)*te(I,J)^2+B(1)*te(I,J)^3)*mv(I,J)+...
            (C(4)+C(3)*te(I,J)+C(2)*te(I,J)^2+C(1)*te(I,J)^3)*mv(I,J)^2+...
            (D(4)+D(3)*te(I,J)+D(2)*te(I,J)^2+D(1)*te(I,J)^3)*mv(I,J)^3;
    end
end

```

```
end
res = bhp - BHP

% Vazão Máxima produzida - MVmax (kg/h) x Temperatura de Evaporação
% (°C). Curve Fiting, polinômios de ordem 3.

MVmax = mv(:,1);
tem = [-40:1:-30]';
[pmax,Smax]=polyfit(tem,MVmax,3);
[Pmax,deltamax]=polyval(pmax,tem,Smax);

% Vazão Mínima Permitida - MVmin (kg/h) x Temperatura de Evaporação
% (°C). Curve Fiting, polinômios de ordem 3.

MVmin = mv(:,6);
tem = [-40:1:-30]';
[pmin,Smin]=polyfit(tem,MVmin ,3);
[Pmin,deltamin]=polyval(pmin,tem,Smin);
```

```

% A rotina CP2 ajusta os coeficientes da função BHP =f(TE, mv) do tipo
%   f = (a4 + a3*TE + a2*TE^2 + a1*TE^3)      +
%       (b4 + b3*TE + b2*TE^2 + b1*TE^3)*MV   +
%       (c4 + c3*TE + c2*TE^2 + c1*TE^3)*MV^2 +
%       (d4 + d3*TE + d2*TE^2 + d1*TE^3)*MV^3
% para um compressor MYCOM modelo 200LH a partir dos dados de tabela
% do fabricante.
% onde BHP é a potência consumida (kW), TE é a temperatura de
%   evaporação (°C) e MV é a vazão de amônia (kg/h).

% Francisco Salvador   jan/99.

% Variáveis globais
global A               % vetor A coeficientes de f
global B               % vetor B coeficientes de f
global C               % vetor C coeficientes de f
global D               % vetor D coeficientes de f
global pmax            % Vazão Máxima produzida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)
global pmin            % Vazão Mínima permitida MVmin(kg/h)=f(Temp.Evap.)

% Tabela dados Compressor MYCOM modelo 200LH economizer termo-sifão.
% Temperatura de condensação 35°C, rotação 3550 rpm, super-aquecimento
% 3°C, temperatura do óleo 50°C.

% BHP (kW)
bhp100 = [171.1 173.8 176.5 179.3 182.2 185.2 188.3 191.9 194.6
          197.9 201.2]';
bhp90  = [161.7 164.3 166.9 169.6 172.4 175.2 178.1 181.1 184.1
          187.2 190.4]';
bhp80  = [152.5 154.9 157.4 160.0 162.6 165.3 168.0 170.8 173.7
          176.7 179.7]';
bhp70  = [143.0 145.3 147.7 150.1 152.6 155.1 157.7 160.4 163.1
          165.9 168.7]';
bhp60  = [121.8 123.8 125.9 128.0 130.1 132.3 134.6 136.9 139.3
          141.7 144.1]';
bhp50  = [117.9 119.8 121.7 123.7 125.7 127.7 129.8 132.0 134.2
          136.4 138.6]';
bhp = [bhp100 bhp90 bhp80 bhp70 bhp60 bhp50];

% Vazão (kg/h)
mv100 = [ 750.5 795.7 842.5 891.2 941.6 994.0 1048.3 1104.5 1162.8
          1223.1 1285.6]';
mv90  = [ 675.1 715.7 757.9 801.6 847.1 894.2  943.0  993.7 1046.1
          1100.4 1156.6]';
mv80  = [ 599.6 635.7 673.2 712.1 752.5 794.4  837.8  882.8  929.4
          977.7 1027.7]';
mv70  = [ 524.2 555.7 588.5 622.6 657.9 694.5  732.5  771.9  812.7
          855.0  898.7]';
mv60  = [ 448.7 475.8 503.9 533.0 563.3 594.7  627.3  661.0  696.0
          732.2  769.7]';
mv50  = [ 372.2 395.8 419.2 443.5 468.8 494.9  522.1  550.2  579.3
          609.5  640.8]';
mv = [mv100 mv90 mv80 mv70 mv60 mv50];

% Temperatura de Evaporação (°C)
t = [-40:1:-30];
te = [t; t; t; t; t; t];

% Potência (kW) X Vazão (kg/h) em função de cada Temperatura de
% Evaporação (°C). Curve Fiting, polinômios de ordem 3.

```

```
% TE = -40 °C
BHP1 = bhp(1,:);
MV1 = mv(1,:);
[p1,S1] = polyfit(MV1,BHP1,3);
[P1,delta1] = polyval(p1,MV1,S1);
res1 = BHP1-P1;

% TE = -39 °C
BHP2 = bhp(2,:);
MV2 = mv(2,:);
[p2,S2] = polyfit(MV2,BHP2,3);
[P2,delta2] = polyval(p2,MV2,S2);
res2 = BHP2-P2;

% TE = -38 °C
BHP3 = bhp(3,:);
MV3 = mv(3,:);
[p3,S3] = polyfit(MV3,BHP3,3);
[P3,delta3] = polyval(p3,MV3,S3);
res3 = BHP3-P3;

% TE = -37 °C
BHP4 = bhp(4,:);
MV4 = mv(4,:);
[p4,S4] = polyfit(MV4,BHP4,3);
[P4,delta4] = polyval(p4,MV4,S4);
res4 = BHP4-P4;

% TE = -36 °C
BHP5 = bhp(5,:);
MV5 = mv(5,:);
[p5,S5] = polyfit(MV5,BHP5,3);
[P5,delta5] = polyval(p5,MV5,S5);
res5 = BHP5-P5;

% TE = -35 °C
BHP6 = bhp(6,:);
MV6 = mv(6,:);
[p6,S6] = polyfit(MV6,BHP6,3);
[P6,delta6] = polyval(p6,MV6,S6);
res6 = BHP6-P6;

% TE = -34 °C
BHP7 = bhp(7,:);
MV7 = mv(7,:);
[p7,S7] = polyfit(MV7,BHP7,3);
[P7,delta7] = polyval(p7,MV7,S7);
res7 = BHP7-P7;

% TE = -33 °C
BHP8 = bhp(8,:);
MV8 = mv(8,:);
[p8,S8] = polyfit(MV8,BHP8,3);
[P8,delta8] = polyval(p8,MV8,S8);
res8 = BHP8-P8;

% TE = -32 °C
BHP9 = bhp(9,:);
MV9 = mv(9,:);
```

```

[p9,S9] = polyfit(MV9,BHP9,3);
[P9,delta9] = polyval(p9,MV9,S9);
res9 = BHP9-P9;

% TE = -31 °C
BHP10 = bhp(10,:);
MV10 = mv(10,:);
[p10,S10] = polyfit(MV10,BHP10,3);
[P10,delta10] = polyval(p10,MV10,S10);
res10 = BHP10-P10;

% TE = -30 °C
BHP11 = bhp(11,:);
MV11 = mv(11,:);
[p11,S11] = polyfit(MV11,BHP11,3);
[P11,delta11] = polyval(p11,MV11,S11);
res11 = BHP11-P11;

% Coeficientes p da função [Potência (kW) X Vazão (kg/h)] em função da
% Temperatura de Evaporação (°C).
% Curve Fiting para coeficientes p, polinômios de ordem 4.

a = [p1(4) p2(4) p3(4) p4(4) p5(4) p6(4) p7(4) p8(4) p9(4) p10(4)
      p11(4)];
TE1 = [-40:1:-30];
[A,SA] = polyfit(TE1,a,4);
[A1,deltaA] = polyval(A,TE1,SA);
resA = a-A1;

b = [p1(3) p2(3) p3(3) p4(3) p5(3) p6(3) p7(3) p8(3) p9(3) p10(3)
      p11(3)];
TE2 = [-40:1:-30];
[B,SB] = polyfit(TE2,b,4);
[B1,deltaB] = polyval(B,TE2,SB);
resB = b-B1;

c = [p1(2) p2(2) p3(2) p4(2) p5(2) p6(2) p7(2) p8(2) p9(2) p10(2)
      p11(2)];
TE3 = [-40:1:-30];
[C,SC] = polyfit(TE3,c,4);
[C1,deltaC] = polyval(C,TE3,SC);
resC = c-C1;

d = [p1(1) p2(1) p3(1) p4(1) p5(1) p6(1) p7(1) p8(1) p9(1) p10(1)
      p11(1)];
TE4 = [-40:1:-30];
[D,SD] = polyfit(TE4,d,4);
[D1,deltaD] = polyval(D,TE4,SD);
resD = d-D1;

% Verificando o resíduo
for I = 1:11,
    for J = 1:6
        BHP(I,J) =
        (A(5)+A(4)*te(I,J)+A(3)*te(I,J)^2+A(2)*te(I,J)^3+A(1)*te(I,J)^4) +...
        (B(5)+B(4)*te(I,J)+B(3)*te(I,J)^2+B(2)*te(I,J)^3+B(1)*te(I,J)^4)*mv(I,
        J)+...
        C(5)+C(4)*te(I,J)+C(3)*te(I,J)^2+C(2)*te(I,J)^3+C(1)*te(I,J)^4)*mv(I,J
        )^2 +...

```

```
(D(5)+D(4)*te(I,J)+D(3)*te(I,J)^2+D(2)*te(I,J)^3+D(1)*te(I,J)^4)*mv(I,
J)^3;
    end
end

res = bhp - BHP

% Vazão Máxima produzida - MVmax (kg/h) x Temperatura de Evaporação
% (°C). Curve Fiting, polinômios de ordem 3.

MVmax = mv(:,1);
tem = [-40:1:-30]';
[pmax,Smax]=polyfit(tem,MVmax,3);
[Pmax,deltamax]=polyval(pmax,tem,Smax);

% Vazão Mínima Permitida - MVmin (kg/h) x Temperatura de Evaporação
% (°C). Curve Fiting, polinômios de ordem 3.

MVmin = mv(:,6);
tem = [-40:1:-30]';
[pmin,Smin]=polyfit(tem,MVmin ,3);
[Pmin,deltamin]=polyval(pmin,tem,Smin);
```

```

function [Q] = CURVAQ(t);
%CURVAQ    A função CURVAQ simula uma curva de carregamento, regime e
%          descarregamento de um túnel de congelamento contínuo com
%          tempo de retenção de 4 horas. O produto atinge o início de
%          congelamento após 1 hora, o fim de congelamento após mais 2
%          horas e a temperatura final após mais uma hora.
%          onde t é o tempo de simulação.

% Francisco Salvador jan/1999

v = 1.25;      % velocidade de Carregamento (kg/s)
c1 = 2.55;     % calor específico acima do congelamento (Kcal/kg°C)
c2 = 60;       % calor latente do produto (Kcal/kg°C)
c3 = 6.75;     % calor específico abaixo do congelamento(Kcal/kg°C)
e = 0.1;       % fator de escala para reduzir o tempo de simulação
t1 = 100;      % tempo para estabilização
t2 = 1*3600*e; % tempo carregamento até início do congelamento
t3 = 2*3600*e; % tempo carregamento de produtos até fim congelamento
t4 = 1*3600*e; % tempo carregamento até final fase resfriamento final
t5 = 8*3600*e; % tempo produção normal - túnel totalmente carregado
t6 = 1*3600*e; % tempo descarregamento antes da fase de congelamento
t7 = 2*3600*e; % tempo descarregamento da fase de congelamento
t8 = 1*3600*e; % tempo descarregamento da fase de resfriamento final

% Partida
if t <= t1
    q = 0;
%Carregamento do Túnel até início da fase de congelamento
elseif t <= (t1+t2)
    m1 = v*(t-t1)/(t2);
    q = c1*m1;
%Carregamento do Túnel até final da fase de troca calor latente
elseif t <= (t1+t2+t3)
    m2 = v*(t-t1-t2)/t3;
    q = c1*v + c2*m2;
%Carregamento do Túnel até final de resfriamento final - túnel
%totalmente carregado
elseif t <= (t1+t2+t3+t4)
    m3 = v*(t-t1-t2-t3)/t4;
    q = c1*v + c2*v + c3*m3;
% Regime
elseif t <= (t1+t2+t3+t4+t5)
    q = c1*v + c2*v + c3*v;
% Descarregamento de produtos antes da fase de início de congelamento
elseif t <= (t1+t2+t3+t4+t5+t6)
    m4 = -v*(t-t1-t2-t3-t4-t5)/t6;
    q = c1*v + c2*v + c3*v + c1*m4;
% Descarregamento de produtos da fase de troca de calor latente
elseif t <= (t1+t2+t3+t4+t5+t6+t7)
    m5 = -v*(t-t1-t2-t3-t4-t5-t6)/t7;
    q = c2*v + c3*v + c2*m5;
% Descarregamento de produtos da fase de resfriamento final
elseif t <= (t1+t2+t3+t4+t5+t6+t7+t8)
    m6 = -v*(t-t1-t2-t3-t4-t5-t6-t7)/t8;
    q = c3*v + c3*m6;
end

% Transformação de Kcal/s para kW
Q = q * 4.186;

```



```

function [P] = potencia(x)
%Potência      A função POTENCIA calcula a potência no eixo do
%              compressor através da função f(TE,MV) ajustada pela
%              rotina CP.M.

% Francisco Salvador   jan/1999.

% Variáveis globais
global A          % vetor A coeficientes de f
global B          % vetor B coeficientes de f
global C          % vetor C coeficientes de f
global D          % vetor D coeficientes de f
global pmax       % Vazão Máxima produzida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)
global pmin       % Vazão Mínima permitida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)

TE = x(1);        % temperatura máxima de evaporação (°C)
MV = x(2)*3600;   % vazão de refrigerante necessária em (kg/h)
t = x(3);         % tempo (s)
t1 = 0;          % tempo para início do cálculo (s)

if t <= t1
    p = 0;
elseif MVnec <= polyval(pmax,TEmax)
    p1 = (A(4) + A(3)*x(1) + A(2)*x(1)^2 + A(1)*x(1)^3) +...
          (B(4) + B(3)*x(1) + B(2)*x(1)^2 + B(1)*x(1)^3)*MVnec +...
          (C(4) + C(3)*x(1) + C(2)*x(1)^2 + C(1)*x(1)^3)*MVnec^2 +...
          (D(4) + D(3)*x(1) + D(2)*x(1)^2 + D(1)*x(1)^3)*MVnec^3;
    p = p1;
elseif MVnec > polyval(pmax,TEmax)
    aux = MVnec/2;
    p2 = (A(4) + A(3)*x(1) + A(2)*x(1)^2 + A(1)*x(1)^3) +...
          (B(4) + B(3)*x(1) + B(2)*x(1)^2 + B(1)*x(1)^3)*aux +...
          (C(4) + C(3)*x(1) + C(2)*x(1)^2 + C(1)*x(1)^3)*aux^2 +...
          (D(4) + D(3)*x(1) + D(2)*x(1)^2 + D(1)*x(1)^3)*aux^3;
    p = 2 * p2;
end

P = p;

```

```

function [p] = PMIN(i);
%PMIN    A função PMIN define o SP de pressão ótimo para os
%        compressores, em função da temperatura de evaporação máxima
%        (°C) e da vazão (kg/s).

% Francisco Salvador    jan/99.

% Variáveis globais
global A          % vetor A coeficientes de f
global B          % vetor B coeficientes de f
global C          % vetor C coeficientes de f
global D          % vetor D coeficientes de f
global pmax       % Vazão Máxima produzida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)
global pmin       % Vazão Mínima permitida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)

TEmax = i(1);          % temperatura máxima de evaporação
MVnec = i(2)*3600;     % vazão necessária em kg/h
t=i(3);               % tempo de simulação

options = [];          % Parâmetros 'default'
options(13) = 1;       % Uma restrição é uma igualdade
options(14) = 1000;    % Número máximo de iterações
options(2) = 0.001;    % Critério de término para x
options(3) = 0.001;    % Critério de término para f
options(4) = 0.001;    % Critério de término para g

if t<=600
    x(1) = 0;
    x(2) = 0;
    x(3) = 0;
    options(8)=0;
elseif MVnec <= polyval(pmax,TEmax)
    X0 = [-40, MVnec*0.7]; % Valor inicial TE e MV (CP1)
    [x,options] =
    constr('FCP1', X0, options,[],[],[],A,B,C,D,TEmax,MVnec,pmax,pmin);
    x(3) = 0; % Compressor 2 desligado
elseif MVnec > polyval(pmax,TEmax)
    X0 = [-40, MVnec*0.7, MVnec*0.7]; % Valor inicial TE e MV (CP1 e 2)
    [x,options] =
    constr('FCP2', X0, options,[],[],[],A,B,C,D,TEmax,MVnec,pmax,pmin);
end

% Resultados
p(1) = x(1);          % Temperatura de evaporação ótima (°C)
p(2) = x(2)/3600;     % Vazão atual CP1 (kg/s)
p(3) = x(3)/3600;     % Vazão atual CP2 (kg/s)
p(4) = options(8);    % Potência atual (kW)

```

```
function [f,g] = FCP1(x,A,B,C,D,TEmax,MVnec,pmax,pmin)
%FCP1    A função f1 é a equação BHP = f(x(1),x(2)) de um compressor
%        MYCOM 200LH.
%        A função g(1) impõe que a vazão [x(2)] seja igual à vazão
%        necessária [MVnec].
%        A função g(2) impõe a máxima vazão para cada temperatura de
%        evaporação (x(1)).
%        A função g(3) impõe a mínima vazão para cada temperatura de
%        evaporação (x(1)).

% Francisco Salvador    jan/99.

f1 = (A(4) + A(3)*x(1) + A(2)*x(1)^2 + A(1)*x(1)^3) +...
      (B(4) + B(3)*x(1) + B(2)*x(1)^2 + B(1)*x(1)^3)*x(2) +...
      (C(4) + C(3)*x(1) + C(2)*x(1)^2 + C(1)*x(1)^3)*x(2)^2 +...
      (D(4) + D(3)*x(1) + D(2)*x(1)^2 + D(1)*x(1)^3)*x(2)^3;
f = f1;

g(1) = x(2) - MVnec;
g(2) = x(2) - polyval(pmax,x(1));
g(3) = -x(2) + polyval(pmin,x(1));
g(4) = x(1) - TEmax;
g(5) = -x(1) - 40;
```

```

function [f,g] = FCP2(x,A,B,C,D,TEmax,MVnec,pmax,pmin)
%FCP2    As funções f1 e f2 são a equação BHP = f(TE,MV) de um
%        compressor MYCOM 200LH. f é a soma das potências dos
%        compressores 1 e 2.
%        A função g(1) impõe que a vazão [x(2) do CP1 e x(3) do CP2]
%        seja igual à vazão necessária [MVnec].
%        As funções g(2) e g(3) impõe a máxima vazão para cada
%        temperatura de evaporação (TE) para cada compressor.
%        As funções g(4) e g(5) impõe a mínima vazão para cada
%        temperatura de evaporação (TE) para cada compressor.

% Francisco Salvador    jan/99.

f1 = (A(4) + A(3)*x(1) + A(2)*x(1)^2 + A(1)*x(1)^3) +...
      (B(4) + B(3)*x(1) + B(2)*x(1)^2 + B(1)*x(1)^3)*x(2) +...
      (C(4) + C(3)*x(1) + C(2)*x(1)^2 + C(1)*x(1)^3)*x(2)^2 +...
      (D(4) + D(3)*x(1) + D(2)*x(1)^2 + D(1)*x(1)^3)*x(2)^3;
f2 = (A(4) + A(3)*x(1) + A(2)*x(1)^2 + A(1)*x(1)^3) +...
      (B(4) + B(3)*x(1) + B(2)*x(1)^2 + B(1)*x(1)^3)*x(3) +...
      (C(4) + C(3)*x(1) + C(2)*x(1)^2 + C(1)*x(1)^3)*x(3)^2 +...
      (D(4) + D(3)*x(1) + D(2)*x(1)^2 + D(1)*x(1)^3)*x(3)^3;
f = f1 + f2;

g(1) = x(2) + x(3) - MVnec;
g(2) = x(2) - polyval(pmax,x(1));
g(3) = x(3) - polyval(pmax,x(1));
g(4) = -x(2) + polyval(pmin,x(1));
g(5) = -x(3) + polyval(pmin,x(1));
g(6) = x(1) - TEmax;
g(7) = -x(1) - 40;

```

```

function [gf, gg] = DPFCP(x,A,B,C,D,MVnec,pmax,pmin)
%DPFCP    A função DPFCP contém as derivadas parciais da função a ser
%          minimizada (f) e de suas restrições (g) para um compressor.

% Francisco Salvador    jan/99.

gf(1) = A(3) + 2*A(2)*x(1) + 3*A(1)*x(1)^2 + ...
        (B(3) + 2*B(2)*x(1) + 3*B(1)*x(1)^2)*x(2) + ...
        (C(3) + 2*C(2)*x(1) + 3*C(1)*x(1)^2)*x(2)^2 + ...
        (D(3) + 2*D(2)*x(1) + 3*D(1)*x(1)^2)*x(2)^3;

gf(2) = (B(4) + B(3)*x(1) + B(2)*x(1)^2 + B(1)*x(1)^3) + ...
        2*(C(4) + C(3)*x(1) + C(2)*x(1)^2 + C(1)*x(1)^3)*x(2) + ...
        3*(D(4) + D(3)*x(1) + D(2)*x(1)^2 + D(1)*x(1)^3)*x(2)^2;

gg = [ 0, ...
       3*pmax(1)*x(1)^2 + 2*pmax(2)*x(1) + pmax(3), ...
       3*pmin(1)*x(1)^2 + 2*pmin(2)*x(1) + pmin(3); ...
       1, 1, -1];

```

```

function [p] = DPFMIN(i);
%DPFMIN A função DPFMIN define o SP de pressão ótimo para os
%        compressores, em função da temperatura de evaporação máxima
%        (°C) e da vazão (kg/s) utilizando derivadas parciais.

% Francisco Salvador    jan/99.

% Variáveis globais
global mv          % matriz das mvacidades
global A          % vetor A coeficientes de f
global B          % vetor B coeficientes de f
global C          % vetor C coeficientes de f
global D          % vetor D coeficientes de f
global pmax       % Vazão Máxima produzida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)
global pmin       % Vazão Mínima permitida MVmax(kg/h)=f(Temp.Evap.)

TEmax = i(1);           % temperatura máxima de evaporação
MVnec = i(2)*3600;      % vazão necessária em kg/h
t=i(3);                 % tempo de simulação

options = [];           % Parâmetros 'default'
options(13) = 1;        % Uma restrição é uma igualdade
options(14) = 1000;     % Número máximo de iterações
options(2) = 0.001;     % Critério de término para x
options(3) = 0.001;     % Critério de término para f
options(4) = 0.001;     % Critério de término para g

if t<=600
    x(1) = 0;
    x(2) = 0;
    x(3) = 0;
    options(8)=0;
elseif MVnec <= polyval(pmax,TEmax)
    X0 = [-40, MVnec/2]; % Valor inicial TE e MV (CP1)
    [x,options] =
constr('FCP1', X0, options,-40,TEmax,'DPFCP',A,B,C,D,MVnec,pmax,pmin);
    x(3) = 0;           % Compressor 2 desligado
elseif MVnec > polyval(pmax,TEmax)
    aux = MVnec/2;
    X0 = [-40, MVnec/2]; % Valor inicial TE e MV (CP1 e CP2)
    [x,options] =
constr('FCP1', X0, options,-40,TEmax,'DPFCP',A,B,C,D,MVnec,pmax,pmin);
    x(3) = x(2);
end

% Resultados
p(1) = x(1);           % Temperatura de evaporação ótima (°C)
p(2) = x(2)/3600;      % Vazão atual CP1 (kg/s)
p(3) = x(3)/3600;      % Vazão atual CP2 (kg/s)
p(4) = n*options(8);    % Potência atual (kW)

```

```

function [f,g] = FCP21(x,A,B,C,D,TEmax,MVnec,pmax,pmin)
%FCP21  A função f1 é a equação BHP = f(x(1),x(2)) de um compressor
%       MYCOM 200LH com termo-sifão.
%       A função g(1) impõe que a vazão [x(2)] seja igual à vazão
%       necessária [MVnec].
%       A função g(2) impõe a máxima vazão para cada temperatura de
%       evaporação (x(1)).
%       A função g(3) impõe a mínima vazão para cada temperatura de
%       evaporação (x(1)).

% Francisco Salvador    jan/99.

f1 = (A(5)+A(4)*x(1)+A(3)*x(1)^2+A(2)*x(1)^3+A(1)*x(1)^4) +...
      (B(5)+B(4)*x(1)+B(3)*x(1)^2+B(2)*x(1)^3+B(1)*x(1)^4)*x(2)+...
      (C(5)+C(4)*x(1)+C(3)*x(1)^2+C(2)*x(1)^3+C(1)*x(1)^4)*x(2)^2 +...
      (D(5)+D(4)*x(1)+D(3)*x(1)^2+D(2)*x(1)^3+D(1)*x(1)^4)*x(2)^3;
f = f1;

g(1) = x(2) - MVnec;
g(2) = x(2) - polyval(pmax,x(1));
g(3) = -x(2) + polyval(pmin,x(1));
g(4) = x(1) - TEmax;
g(5) = -x(1) - 40;

```

```

function [f,g] = FCP22(x,A,B,C,D,TEmax,MVnec,pmax,pmin)
%FCP22  As funções f1 e f2 são a equação BHP = f(TE,MV) de um
%       compressor MYCOM 200LH com termo-sifão.
%       f é a soma das potências dos compressores 1 e 2.
%       A função g(1) impõe que a vazão [x(2) do CP1 e x(3) do CP2]
%       seja igual à vazão necessária [MVnec].
%       As funções g(2) e g(3) impõe a máxima vazão para cada
%       temperatura de evaporação (TE) para cada compressor.
%       As funções g(4) e g(5) impõe a mínima vazão para cada
%       temperatura de evaporação (TE) para cada compressor.

% Francisco Salvador   jan/99.

f1 = (A(5)+A(4)*x(1)+A(3)*x(1)^2+A(2)*x(1)^3+A(1)*x(1)^4) +...
      (B(5)+B(4)*x(1)+B(3)*x(1)^2+B(2)*x(1)^3+B(1)*x(1)^4)*x(2) +...
      (C(5)+C(4)*x(1)+C(3)*x(1)^2+C(2)*x(1)^3+C(1)*x(1)^4)*x(2)^2 +...
      (D(5)+D(4)*x(1)+D(3)*x(1)^2+D(2)*x(1)^3+D(1)*x(1)^4)*x(2)^3;
f2 = (A(5)+A(4)*x(1)+A(3)*x(1)^2+A(2)*x(1)^3+A(1)*x(1)^4) +...
      (B(5)+B(4)*x(1)+B(3)*x(1)^2+B(2)*x(1)^3+B(1)*x(1)^4)*x(3) +...
      (C(5)+C(4)*x(1)+C(3)*x(1)^2+C(2)*x(1)^3+C(1)*x(1)^4)*x(3)^2 +...
      (D(5)+D(4)*x(1)+D(3)*x(1)^2+D(2)*x(1)^3+D(1)*x(1)^4)*x(3)^3;
f = f1 + f2;

g(1) = x(2) + x(3) - MVnec;
g(2) = x(2) - polyval(pmax,x(1));
g(3) = x(3) - polyval(pmax,x(1));
g(4) = -x(2) + polyval(pmin,x(1));
g(5) = -x(3) + polyval(pmin,x(1));
g(6) = x(1) - TEmax;
g(7) = -x(1) - 40;

```