

**FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE  
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA**

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE  
REFRIGERAÇÃO MECÂNICA QUE UTILIZAM R-717  
CONTAMINADO POR ÁGUA  
UMA APLICAÇÃO PARA INDÚSTRIA PESQUEIRA DO RIO GRANDE**

MARCO AURÉLIO DOS SANTOS RAHN

Dissertação apresentada à Comissão de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica da Fundação Universidade Federal do Rio Grande, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Paulo Renato Perez dos Santos, Dr.

Rio Grande, março de 2006.

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE  
REFRIGERAÇÃO MECÂNICA QUE UTILIZAM R-717  
CONTAMINADO POR ÁGUA  
UMA APLICAÇÃO PARA INDÚSTRIA PESQUEIRA DO RIO GRANDE**

**MARCO AURÉLIO DOS SANTOS RAHN**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

***MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA***

tendo sido aprovada em sua forma final pela Comissão de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica.

Prof. Dr. Beltramis de Taul  
Coordenador da Comissão de Curso

Banca Examinadora:

Prof. Ph.D. Fulano de Tal  
Orientador – FURG

Prof. Dr. Meslano de Til  
UFPel

Prof. Dr. Miltranus Talgo  
FURG

Prof. Dr. Tosco Turgal  
FURG

Aos meus pais, Erni e Hilda, pelo amor e formação com que me imbuíram, nortando meus passos, e em especial à minha esposa Flávia, pelo carinho, apoio e incentivo.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Dr. Paulo Renato Perez dos Santos, pelo profissionalismo e companheirismo, com os quais conduziu minha orientação nos trabalhos de pesquisa e na elaboração da dissertação.

Ao Colégio Técnico Industrial, na figura dos membros do Colegiado, pela liberação parcial de minhas atividades na escola para execução deste trabalho.

Aos meus colegas de Curso, pela confiança depositada e pelo incentivo para realização do Curso de Mestrado.

Aos professores Ivoni Acunha Júnior e principalmente Msc. Paulo Valério Saraçol, na colaboração com informações da área de refrigeração industrial e material cedido.

Ao amigo, professor Esp. Noracy José de Castro Filho, pelo auxílio no cumprimento das atividades no Colégio Técnico Industrial.

Ao amigo e companheiro de curso, Mário Augusto de Lima e Silva, pela ajuda nas incontáveis horas de estudo para obtenção dos créditos.

À CIRG, na pessoa de seu presidente, o Sr. Paulo Edson, muito prestativo no levantamento dos dados estatísticos das indústria de pescados de Rio Grande.

Ao Eng. Dílson do Valle Branco, assessor técnico da Pescal, Eng. De manutenção Leonardo Files Dias e ao encarregado da sala de máquinas Laudemar Arpino, pelo apoio e colaboração na execução das coletas de dados, assim como ao supervisor técnico da Torquato Pontes, Élio Ribeiro Pontes Neto e ao encarregado do setor de refrigeração André Malaquias.

Ao Eng. João Luiz Sobreiro Bulla, ao gerente de manutenção Eng. Sérgio Barcelos Divério e ao técnico de instrumentação Jorge Haddad Pagartanidis, do grupo petróleo Ipiranga, pela calibração dos instrumentos de medição.

De um modo geral, à todos aqueles, que de alguma forma colaboraram com sugestões, críticas e incentivos, ou mesmo que indiretamente tiveram participação para concretização do mesmo.

## RESUMO

Este trabalho aborda, a influência da contaminação por água, sobre a eficiência energética de uma instalação de refrigeração mecânica funcionando com fluido refrigerante R-717. O estudo toma como base as amostras de refrigerante coletadas e as grandezas termodinâmicas levantadas em pesquisa de campo realizadas nos sistemas de refrigeração da indústria pesqueira local. Com as informações obtidas e utilizando o pacote computacional *CoolPack*, foram calculadas as performances dos ciclos termodinâmicos operando com o fluido anidro e contaminado com água em diversas concentrações. Mostra-se por meio desse estudo, que a contaminação por água, normalmente negligenciada, deve ser considerada como um dos parâmetros mais significativos na avaliação do potencial de economia de energia destas instalações.

Palavras-chave: R-717, contaminação por água, eficiência do ciclo termodinâmico.

## **ABSTRACT**

This work approaches, the influence of the contamination for water, on the energy efficiency of an installation of mechanical refrigeration working with fluid soda R-717. The study takes as base the soda samples collected and the lifted up thermodynamic greatness in field research accomplished in the systems of refrigeration of the local fishing industry. With the obtained information and using the software *CoolPack*, the performances of the thermodynamic cycles were calculated operating with the fluid anhydrous and polluted with water in several concentrations. It is shown by middle of that study, that the contamination for water, usually neglectful, it should be considered as one of the most significant parameters in the evaluation of the potential of economy of energy of these facilities.

Key-words: R-717, contamination for water, efficiency of the thermodynamic cycle.

## **SUMÁRIO**

LISTA DE SÍMBOLOS .....	9
LISTA DE ABREVIATURAS.....	13
LISTA DE TABELAS.....	14
LISTA DE FIGURAS .....	15
1. INTRODUÇÃO .....	18
1.1 MOTIVAÇÃO.....	18
1.2 OBJETIVO.....	21
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	23
2.1 REFRIGERAÇÃO MECÂNICA POR MEIO DE VAPORES.....	23
2.1.1 Ciclos Termodinâmicos de Refrigeração.....	23
2.1.2 Volumes de Controle.....	32
2.1.3 Eficiência e Rendimento do Ciclo Termodinâmico de Refrigeração.....	36
2.1.4 Parâmetros Operacionais Térmicos para Variação do COP.....	40
2.2 FLUIDO REFRIGERANTE R-717.....	43
2.2.1 Propriedades.....	43
2.2.2 Aplicação Industrial.....	45
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	53
3.1 CONTAMINAÇÃO DO R-717 POR ÁGUA.....	53
3.2 ALTERAÇÃO DO COP PELA CONTAMINAÇÃO DO R-717 POR ÁGUA....	65
4. ESTUDO DE CASO.....	69
4.1 LEVANTAMENTO DE DADOS.....	69
4.1.1 Identificação das Instalações de Refrigeração Pesquisadas.....	69
4.1.2 Procedimento para Coleta de Amostra de R-717 Contaminado.....	70
4.1.3 Metodologia para Determinação do Volume da Solução de Água com R-717..	74
4.1.4 Cálculo do Percentual de Água na Carga de R-717 da Instalação.....	82
4.2 TRATAMENTO DOS DADOS.....	87
4.2.1 Determinação da Queda na Pressão de Ebulição.....	87



4.2.2 Parâmetros e Dados de Entrada e Saída do <i>Software CoolPack</i> .....	89
4.2.3 Simulação de um Sistema Contaminado com Água.....	96
4.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	99
5. CONCLUSÕES.....	103
ANEXOS.....	104
A. TABELA DE R-717 SATURADO.....	104
B. DIAGRAMA PH PARA O R-717.....	105
C. DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS.....	106
C.1 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO PARA TEMPERATURAS NORMAIS.....	106
C.2 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO PARA BAIXAS TEMPERATURAS.....	107
D. PROPRIEDADES DA MISTURA DE R-717 COM ÁGUA.....	108
D.1 CONTEÚDO DE R-717 EM ÁGUA.....	108
D.2 TEMPERATURAS DE SATURAÇÃO PARA MISTURAS DE R-717 COM ÁGUA.....	109
D.3 PONTOS DE SOLIDIFICAÇÃO DA MISTURA DE R-717 COM ÁGUA.....	110
D.4 FATOR DE EVAPORAÇÃO – EF.....	111
E. INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO.....	112
E.1 TERMÔMETRO DIGITAL.....	112
E.2 MULTÍMETRO DIGITAL.....	113
E.3 FICHA DE CALIBRAÇÃO DO MANOVACUÔMETRO.....	114
E.4 CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DO INSTRUMENTO PADRÃO.....	115
F. IDENTIFICAÇÃO DAS INSTALAÇÕES AVALIADAS.....	117
F.1 INDÚSTRIA DE PESCADOS PESCAL S/A.....	117
F.2 TORQUATO PONTES PESCADOS S/A.....	119
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	121

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área da superfície de troca de calor [m <sup>2</sup> ]
$C_e$	calor específico [J/kg.K]
$CF$	fator de contaminação [%]
$COP$	coeficiente de performance
$COP_{Carnot}$	coeficiente de performance do ciclo de Carnot
$COP_{HS}$	coeficiente de performance do estágio de alta
$COP_{LS}$	coeficiente de performance do estágio de baixa
$COP_{real}$	coeficiente de performance do ciclo real
$COP_{teórico}$	coeficiente de performance do ciclo teórico
$C_p$	calor específico à pressão constante [J/kg.K]
$C_v$	calor específico à volume constante [J/kg.K]
$EF$	fator de vaporização
$L_v$	calor latente de vaporização [J/kg]
$Q$	quantidade de calor [J]
$Q_H$	quantidade de calor cedida pela fonte quente [J]
$Q_L$	quantidade de calor recebida pela fonte fria [J]
$\dot{Q}$	fluxo de calor [W]
$\dot{Q}_C$	potência calorífica [W]
$\dot{Q}_E$	capacidade frigorífica [W]
$\dot{Q}_{E,HS}$	capacidade frigorífica do estágio de alta [kW]
$\dot{Q}_{E,LS}$	capacidade frigorífica do estágio de baixa [kW]
$\dot{Q}_{HS}$	calor de superaquecimento na sucção do compressor de alta [W]
$\dot{Q}_{LOSS,HS}$	quantidade de calor retirada para resfriamento do compressor de alta [kW]
$\dot{Q}_{LOSS,LS}$	quantidade de calor retirada para resfriamento do compressor de baixa [kW]
$\dot{Q}_{LS}$	calor de superaquecimento na sucção do compressor de baixa [W]
$S$	entropia [J/kg]
$T$	temperatura [K]
$T_1$	temperatura de aspiração do compressor de alta ( <i>CoolPack</i> ) [°C]

$T_{13}$	temperatura de aspiração do compressor de baixa ( <i>CoolPack</i> ) [°C]
$T_{14}$	temperatura de descarga do compressor de baixa ( <i>CoolPack</i> ) [°C]
$T_2$	temperatura de descarga do compressor de alta ( <i>CoolPack</i> ) [°C]
$T_A$	temperatura ambiente [K]
$T_C$	temperatura de condensação ( <i>CoolPack</i> ) [°C]
$T_E$	temperatura de ebulição [K]
$T_{E, HS}$	temperatura de ebulição do estágio de alta ( <i>CoolPack</i> ) [°C]
$T_{E, LS}$	temperatura de ebulição do estágio de baixa ( <i>CoolPack</i> ) [°C]
$T_S$	temperatura da amostra [K]
$U$	coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]
$V$	velocidade de escoamento [m/s]
$V_C$	capacidade volumétrica do cilindro [m <sup>3</sup> ]
$V_R$	volume do resíduo [m <sup>3</sup> ]
$V_S$	volume da amostra [m <sup>3</sup> ]
$V_\epsilon$	volume do espaço nocivo [m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}_C$	vazão volumétrica do compressor [m <sup>3</sup> /s]
$\dot{V}_{HS}$	vazão de fluido refrigerante no estágio de alta [m <sup>3</sup> /h]
$\dot{V}_{LS}$	vazão de fluido refrigerante no estágio de baixa [m <sup>3</sup> /h]
$W$	trabalho [J]
$W_{LS}$	trabalho do compressor do estágio de baixa [J]
$W_{HS}$	trabalho do compressor do estágio de alta [J]
$\dot{W}$	taxa de trabalho [W]
$\dot{W}_C$	consumo de potência [W]
$\dot{W}_{HS}$	potência consumida no estágio de alta [kW]
$\dot{W}_{LS}$	potência consumida no estágio de baixa [kW]
$X$	título
$X_{OUT}$	título do refrigerante à saída do evaporador [kg/kg]
$f_{Q,HS}$	fator de resfriamento do compressor do estágio de alta [%]
$f_{Q,LS}$	fator de resfriamento do compressor do estágio de baixa [%]
$g$	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	entalpia específica [J/kg]

$k$	coeficiente isentrópico
$m$	massa [kg]
$\dot{m}$	fluxo de massa [kg/s]
$\dot{m}_{HS}$	fluxo de massa no estágio de alta [kg/s]
$\dot{m}_{LS}$	fluxo de massa no estágio de baixa [kg/s]
$m_S$	massa da amostra [kg]
$m_W$	massa de água [kg]
$n$	coeficiente politrópico
$n_{CIRC}$	taxa de recirculação de líquido
$p_1$	pressão de aspiração [Pa]
$p_2$	pressão de descarga [Pa]
$p_C$	pressão de condensação [Pa]
$p_E$	pressão de ebulição [Pa]
$p_I$	pressão intermediária [Pa]
$q_C$	efeito calorífico [J/kg]
$q_E$	efeito frigorífico [J/kg]
$q_{reversível}$	quantidade de calor trocado no processo reversível [J]
$v_1$	volume específico do vapor na aspiração do compressor [m <sup>3</sup> /kg]
$w_C$	trabalho de compressão específico [J/kg]
$w_{LS}$	trabalho de compressão específico no estágio de baixa [J/kg]
$w_{HS}$	trabalho de compressão específico no estágio de alta [J/kg]
$z$	variação de altura [m]
$\Delta p_C$	variação de temperatura por perda de carga na tubulação do condensador [K]
$\Delta p_E$	variação de temperatura por perda de carga na tubulação do evaporador [K]
$\Delta \rho_{DL, HS}$	variação de temperatura por perda de carga na linha de descarga do estágio de alta [K]
$\Delta \rho_{DL, LS}$	variação de temperatura por perda de carga na linha de descarga do estágio de baixa [K]
$\Delta S$	variação de entropia [J/K]
$\Delta T$	diferença de temperatura [K]
$\Delta T_{SC}$	sub-resfriamento do líquido [K]
$\Delta T_{SH,SL, HS}$	superaquecimento na linha de sucção do compressor de alta [K]

$\Delta T_{SH,SL,LS}$	superaquecimento na linha de sucção do compressor de baixa [K]
$\Delta\rho_{SL,HS}$	variação de temperatura por perda de carga na linha de sucção do estágio de alta [K]
$\Delta\rho_{SL,LS}$	variação de temperatura por perda de carga na linha de sucção do estágio de baixa [K]
$\varepsilon$	coeficiente do espaço nocivo
$\eta_{Ciclo}$	rendimento do ciclo termodinâmico de refrigeração
$\eta_{IS,HS}$	eficiência isentrópica do compressor de alta
$\eta_{IS,LS}$	eficiência isentrópica do compressor de baixa
$\eta_V$	rendimento volumétrico do compressor
$\rho$	massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_A$	massa específica do R-717 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_R$	massa específica do resíduo [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_S$	massa específica da amostra [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_W$	massa específica da água [kg/m <sup>3</sup> ]

## LISTA DE ABREVIATURAS

AB	Alquil Benzeno
ANSI	American National Standards Institute
ASHRAE	American Society Heating Refrigerating Air Conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
Cd	Condensador
CEEE	Companhia Estadual de Energia Elétrica
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
COP	Coefficient Of Performance
Cp <sub>HS</sub>	Compressor do estágio de alta
Cp <sub>LS</sub>	Compressor do estágio de baixa
DIS	Draft International Standards
GWP	Global Warming Potential
HS	High Stage
IAR	International Institute of Ammonia Refrigeration
ISO	International Organization for Standardization
LS	Low Stage
MO	Mineral Oil
NR	Norma Regulamentadora
ODP	Ozone Depletion Potential
PAG	Poli Alquileno Glicol
POE	Poli Oil Ester
RI	Resfriador Intermediário
SL	Separador de Líquido
TEWI	Total Environment Warming Impact
VE	Vaso de Expansão

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	–	Compatibilidade do R-717 com elastômeros.....	43
Tabela 2.2	–	Principais propriedades do R-717.....	44
Tabela 2.3	–	Características termodinâmicas do R-717.....	45
Tabela 2.4	–	Coefficiente de película do R-717 para diferentes tipos de trocadores...	50
Tabela 3.1	–	Temperaturas de saturação para mistura de R-717 e água.....	65
Tabela 4.1	–	Valor do volume da amostra para cálculo do $CF$ .....	85
Tabela 4.2	–	Valor de $EF$ para cálculo de $CF$ .....	86
Tabela 4.3	–	Valores de $CF$ em função de $V_R$ .....	86
Tabela 4.4	–	Erro de interpolação da pressão de saturação.....	87
Tabela 4.5	–	Varição da pressão de saturação com aumento da temperatura.....	88
Tabela 4.6	–	Temperaturas de saturação em função do rebaixamento da pressão.....	88
Tabela 4.7	–	Varição do COP em função de $CF$ .....	98
Tabela 4.8	–	Consumo adicional de energia em função do aumento do $CF$ .....	99

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	–	Ciclo de refrigeração de Carnot.....	24
Figura 2.2	–	Ciclo teórico simples sobre um diagrama de Mollier no plano p-h.....	25
Figura 2.3	–	Comparação entre o ciclo real e teórico.....	26
Figura 2.4	–	Sistema de refrigeração em duplo estágio.....	28
Figura 2.5	–	Comparação entre o ciclo simples e duplo estágio.....	29
Figura 2.6	–	Comparação entre o ciclo duplo estágio real e teórico.....	30
Figura 2.7	–	Sistema de duplo estágio com resfriamento intermediário por injeção de líquido.....	31
Figura 2.8	–	Ciclo de refrigeração duplo estágio com injeção de líquido.....	32
Figura 2.9	–	Volume de controle aplicado sobre o compressor.....	34
Figura 2.10	–	Volume de controle aplicado sobre o condensador.....	34
Figura 2.11	–	Volume de controle aplicado sobre o evaporador.....	35
Figura 2.12	–	Volume de controle aplicado sobre a válvula de expansão.....	36
Figura 2.13	–	Performance do Ciclo de Carnot.....	37
Figura 2.14	–	Diferenças de potencial térmico mínimas para um ciclo real.....	38
Figura 2.15	–	Variações entre as performances dos ciclos real e teórico identificadas sobre um diagrama de Mollier.....	39
Figura 2.16	–	Sobreposição de ciclos com variação da temperatura de ebulição.....	40
Figura 2.17	–	Sobreposição de ciclos com variação da temperatura de condensação.....	41
Figura 2.18	–	Sobreposição de ciclos com variação do grau de sub-resfriamento.....	41
Figura 2.19	–	Sobreposição de ciclos com variação do grau de superaquecimento....	42
Figura 2.20	–	Aumento do trabalho através do superaquecimento para R-717 .....	47
Figura 2.21	–	Energia específica para compressão do R-717.....	49
Figura 2.22	–	Organograma dos fatores que compõe o TEWI.....	51
Figura 3.1	–	Ocupação do espaço para o refrigerante pelo ar no condensador.....	53
Figura 3.2	–	Influência do aumento da temperatura de condensação sobre a potência consumida e a capacidade frigorífica.....	54
Figura 3.3	–	Modelo de um purgador de incondensáveis.....	54
Figura 3.4	–	Pontos ideais em instalações de refrigeração para purga de incondensáveis.....	55
Figura 3.5	–	Amostra do resíduo de coletada de R-717 em sistema severamente contaminado com água.....	56



Figura 3.6	–	Sistema de refrigeração com órgãos contaminados por óleo em decomposição.....	59
Figura 3.7	–	Comparativo visual da qualidade do óleo lubrificante.....	60
Figura 3.8	–	Esquema de um regenerador utilizando água quente.....	61
Figura 3.9	–	Exemplo de um regenerador de R-717 com vapor quente automatizado.....	62
Figura 3.10	–	Fluxograma de um regenerador automatizado.....	63
Figura 3.11	–	Perfil de carga típico para compressores parafuso em horas de operação.....	68
Figura 4.1	–	Equipamento de proteção.....	71
Figura 4.2	–	Válvula de controle de vazão para coleta da amostra.....	72
Figura 4.3	–	Provetas para coleta da amostra.....	72
Figura 4.4	–	Rolha de vedação com respiro.....	73
Figura 4.5	–	Coleta do R-717 líquido.....	73
Figura 4.6	–	Equipamento para isolamento de água e impurezas da amostra de R-717.....	75
Figura 4.7	–	Vaporização do R-717 da amostra à temperatura ambiente.....	75
Figura 4.8	–	Detalhe da amostra de R-717 vaporizando no banho.....	76
Figura 4.9	–	Detalhe dos aquecedores para água do banho.....	77
Figura 4.10	–	Detalhe da bomba de circulação de água.....	78
Figura 4.11	–	Controle da temperatura do banho.....	78
Figura 4.12	–	Detalhe dos dispositivos de controle da temperatura do banho.....	79
Figura 4.13	–	Resíduos da vaporização da amostra do R-717.....	79
Figura 4.14	–	Resíduos da amostra de R-717 das máquinas de gelo.....	81
Figura 4.15	–	Resíduos da amostra de R-717 do sistema com regenerador.....	81
Figura 4.16	–	Resíduos da amostra de R-717 do sistema sem regenerador.....	82
Figura 4.17	–	Adaptador e manovacuômetro.....	83
Figura 4.18	–	Créditos do Programa Computacional <i>CoolPack</i> .....	89
Figura 4.19	–	Créditos do <i>EES - Engineering Equation Solver</i> .....	89
Figura 4.20	–	Comparação entre os sistemas com RI aberto e injeção de líquido.....	90
Figura 4.21	–	Caixa de diálogo dos níveis de temperatura.....	90
Figura 4.22	–	Caixa de diálogo para as perdas de carga.....	91
Figura 4.23	–	Caixa de diálogo para a capacidade do ciclo.....	92
Figura 4.24	–	Caixa de diálogo para a performance do compressor.....	93
Figura 4.25	–	Caixa de diálogo para resfriamento do compressor.....	94

Figura 4.26 –	Caixa de diálogo para superaquecimento das linhas de sucção.....	94
Figura 4.27 –	Barra de opções com os valores dos coeficientes de performance calculados.....	95
Figura 4.28 –	Diagrama de Mollier traçado pelo <i>CoolPack</i> .....	96
Figura 4.29 –	Fluxograma do sistema traçado pelo <i>CoolPack</i> .....	97
Figura 4.30 –	Varição do $COP_{LS}$ , em função de $CF$ .....	100
Figura 4.31 –	Aumento do consumo de energia desperdiçada em função de $CF$ .....	101
Figura 4.32 –	Desperdício de energia do sistema com o tempo de funcionamento.....	102

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Em qualquer sociedade, a atividade econômica, em particular a industrial, necessita essencialmente de energia, insumo básico para seu funcionamento [16, 26].

No período de 1973 a 1979, devido à crise do petróleo, originou-se um quadro de racionalização do uso da energia, onde os esforços para as ações de conservação passaram a ser priorizados, sobremaneira pelos países cuja economia baseava-se amplamente no aporte energético ou possuíam uma maior dependência de importação de petróleo, particularmente o Brasil, que somente na década de oitenta começou a dispensar a devida atenção ao desperdício de energia [16, 26].

Embora a redução dos preços internacionais do petróleo e a potencial diminuição dos riscos de falta de abastecimento, à partir dos anos oitenta, houve uma manutenção das medidas de racionalização do uso da energia, legado de um amadurecimento estratégico e econômico e fruto da conscientização dos modernos problemas ambientais causados pela produção, transporte, conversão e consumo de energia [16, 26].

A crise de abastecimento de energia elétrica, ocorrida em 2001, que severamente atingiu vários dos segmentos sociais, visto sua importância na matriz energética brasileira, sendo a principal fonte de energia utilizada, contribuiu para o desenvolvimento de uma cultura antidesperdício, mais significativamente, do que todos programas e esforços neste sentido, realizados nos anos anteriores [26].

Em âmbito mundial, mais expressivamente em países como o Brasil, apesar de todo progresso alcançado, a conservação de energia é promovida em um nível inferior aos potenciais técnico e econômico intrínsecos, sendo a maior parte das ações institucionais destinadas às indústrias de maior porte. Embora também tenham sido criados programas para atender às de menor porte, esses sempre foram mal orientados e com uma menor quantidade de recursos aplicados, devido considerar estas indústrias oferecerem menores oportunidades de rentabilidade e serem de menor instância estratégica [26].

Similarmente a vários outros países, no Brasil, a participação no consumo de energia deste segmento industrial é bastante significativa, em função do grande número de empresas,

principalmente nas regiões onde há concentração das mesmas, como no caso das indústrias de pesca extrativa marinha e oceânica, estabelecidas ao longo da região litorânea brasileira.

O pólo industrial pesqueiro, especificamente o do Rio Grande do Sul, teve suas origens na atividade econômica da pesca, iniciada nas últimas décadas do século XIX, com imigrantes portugueses, que chegando ao Estado instalaram-se no município de Rio Grande, onde encontraram condições geográficas privilegiadas, propícias para o desenvolvimento das pescas marítima e estuarina (realizada na Lagoa dos Patos). Ao final deste período, as primeiras indústrias de pescados, de caráter familiar, começaram a surgir com a necessidade de conservação do produto através da salga, para exportação. Até os anos cinquenta, o número de indústrias cresceu progressivamente, concentrando grande parte em Rio Grande, onde o maior porto da Região Sul do Brasil, oferecia condições de receber embarcações de grande porte, para transporte de grandes volumes de pescado [4, 5, 20].

Todos esses fatores associados, a geografia, a mão-de-obra disponível, o porto e a fonte de matéria-prima (pescados), contribuíram para originar o principal parque industrial pesqueiro do Rio Grande do Sul, no início dos anos sessenta, desenvolvendo as atividades de salga, enlatamento, elaboração de subprodutos (farinha e óleo), resfriamento e congelamento.

Dentro do setor industrial de processamento, segmento do Sistema Agroindustrial do Pescado, constituído de estabelecimentos para preparação, fabricação e transformação, encontram-se as instalações de refrigeração, presentes em vários dos processos de beneficiamento, atuando direta ou indiretamente, estendendo-se à conservação em estocagem, figurando como grandes consumidores de energia elétrica [20].

Devido à característica inerente ao recurso pesqueiro, de ser um bem natural de livre acesso e a atividade de cunho extrativista, onde não há reposição ou cultura do produto, podendo ser explorado indiscriminadamente em toda área disponível para pesca, potencializadas pelas políticas de incentivo, preocupadas somente em atender a crescente industrialização, com um maior volume de pescado, indiferente ao estoque natural, no início dos anos setenta ao final da década de oitenta, a sobrepesca e a predação, fizeram com que o volume da produção diminuísse [5].

Outro fator que contribuiu significativamente para esta retração foi a delimitação das 200 milhas de fronteiras marítimas, em meados da década de setenta, porém a demanda interna de pescado foi suprida com acentuado crescimento das importações de matéria-prima, permitindo a continuidade do processo de crescimento industrial [5].

À partir da década de oitenta, com a abertura de mercado, principalmente aos países do Mercosul, ampliou-se a oferta de pescado a baixo preço, que aliada a escassez de recursos naturais próprios, geraram grandes problemas de capacidade ociosa instalada das indústrias de beneficiamento, fazendo com que a taxa de crescimento entrasse em declínio, numa tendência negativa, assinalando o começo da crise do setor pesqueiro [5, 20].

Até a primeira metade da década de noventa, as indústrias apresentavam tecnologia obsoleta, mão-de-obra desqualificada e encontravam-se financeiramente incapazes de revigorar seus empreendimentos [4].

A condição experimentada pelas indústrias pesqueiras, por uma questão de sobrevivência, levou a uma drástica situação de racionamento, com redução de custos e economia de todos os insumos para seu funcionamento, tais como energia elétrica, priorizando investimentos em projetos de adequação, a fim de que se tornassem mais eficientes e competitivas [20].

Concomitantemente ao setor elétrico, pelas dificuldades encontradas no aumento da geração para oferta de energia, as indústrias de beneficiamento de pescados, tem na conservação de energia, a oportunidade de viabilizar uma reestruturação do setor, com a implementação de projetos em eficiência energética, onde a refrigeração é um dos usos finais de importância mais significativa, pelo grande potencial que possui [20].

Investimentos em tecnologia almejando eficiência energética demandam custos de capital, porém o retorno do investimento se estabelece em um prazo mais curto do que o necessário para produção de energia, sendo que cada 1kWh de energia elétrica produzida, custa em média quatro vezes mais do que a mesma quantidade de energia economizada [17].

O Rio Grande do Sul, ainda apresenta um déficit de capacidade de geração de energia elétrica, onde somente parte da mesma é gerada no Estado, importando mais da metade do sistema interligado da Eletrobrás. A energia comprada pela CEEE (Companhia Estadual de Energia Elétrica), de Itaipu, é repassada ao consumidor à um valor de tarifa próximo ao dobro do custo inicial [1, 16].

Atualmente a matriz energética do Rio Grande do Sul opera, predominantemente, com energia gerada por hidrelétricas, sendo a termelétricidade o principal sistema de apoio conjunto, que atuam para suprir a demanda do Estado [16].

O Rio Grande do Sul conta com as maiores reservas de carvão mineral do país, porém de baixa qualidade, ou seja, seu conteúdo de cinzas é elevado (55% de cinzas para mina de

Candiota), o que repercute num baixo poder calorífico. Além disto, o carvão do Estado possui alto teor de enxofre [1].

Um aproveitamento deste recuso natural em grande escala, exigiria plantas térmicas de alta tecnologia, incluindo sistemas de controle da poluição, conseqüentemente onerosas [1].

As usinas termelétricas, para produção de energia, são fontes propagadoras de poluição, através dos processos de mineração e extração do carvão, além de emissoras de efluentes aéreos, gerados pela queima do combustível fóssil, acarretando graves danos à saúde da população e riscos ambientais, pela contaminação química [1, 16].

Quanto as hidrelétricas, que no processo de geração de energia não poluem, causam grandes impactos ambientais, pela transformação de sistemas fluviais em grandes lagos, vindo a interferir no ecossistema da região onde são construídas, causando transtornos para fauna, flora e clima, prejudicando a natureza e as populações ribeirinhas, alagando áreas cultiváveis e originando a emissão de gases provenientes da putrefação de material orgânico [16].

Instalações de refrigeração que operam com R-717 não oferecem ameaça ao meio ambiente pela destruição da camada de ozônio, registrando índice zero para o ODP (Ozone Depletion Potential). Em relação ao efeito estufa, existe um indicador pouco aplicado, o TEWI (Total Environment Warming Impact), que reflete o impacto total do fluido refrigerante relacionado a respectiva instalação, sobre o meio ambiente. O TEWI incorpora ao GWP (Global Warming Potential), o fator indireto que inclui a emissão de CO<sub>2</sub> necessária para produzir a energia consumida pelo motor elétrico de acionamento do compressor, bombas, forçadores de ar, etc. Tanto maior será a importância de análise do TEWI quanto maior for a quantidade de CO<sub>2</sub> emitido por kWh consumido [6, 9].

## **1.2 OBJETIVO**

Inevitavelmente, a associação imediata entre aumento de eficiência energética e altos custos de investimento em equipamentos, se estabelece de forma contundente. A idéia de que a eficiência pode ser alcançada com ações simples, via de regra é negligenciada, ao passo que, esta não depende única e exclusivamente de equipamentos como motores elétricos de alto rendimento para acionamento dos compressores, mas de todos os componentes do sistema funcionando dentro das condições de projeto e, ainda, da forma como a qual é operada.

Quando se trata de racionalização do consumo de energia em instalações frigoríficas, conceitos nada utópicos e absolutamente viáveis estão disponíveis e muitas vezes não são

utilizados. Normalmente, os esforços são direcionados na busca de um compressor que trabalhe próximo ao ciclo adiabático, trocadores de calor com altíssimos coeficientes de transferência, sistemas de controle e automação capazes de levar a instalação a operar em condições ideais, dotados de intertravamentos eletrônicos que impossibilitem falhas do operador.

Não obstante, a importância do desenvolvimento de pesquisas neste sentido, novos conceitos devem ser considerados e paradigmas quebrados.

As definições de projeto das condições de operação de um fluido refrigerante dentro de um sistema de refrigeração, devem seguir parâmetros específicos, próprios ao perfil do processo ao qual se destina. Muitas das variações destas condições são desprezadas, pelo simples desconhecimento das graves conseqüências que seus efeitos exercem sobre o rendimento e eficiência energética da instalação.

Este trabalho estuda o uso racional da energia nas indústrias de processamento do pólo pesqueiro de Rio Grande, operando com fluido refrigerante R-717 contaminado por água, de modo a fornecer informações, contribuindo de forma significativa para que sejam superadas algumas barreiras quanto ao conhecimento técnico, visto o reduzido número de publicações sobre o tema.

Especificamente procura-se demonstrar quantitativamente, através de uma metodologia simplificada, tanto para a coleta quanto tratamento dos dados, o potencial para otimização e conservação de energia, oportunizando re-investimentos dos recursos, permitindo a revitalização dos empreendimentos nesse segmento industrial, visto sua relevância sócio-econômica, colaborando, em contra-partida, para superação das dificuldades experimentadas pelo setor energético e ambiental.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 REFRIGERAÇÃO MECÂNICA POR MEIO DE VAPORES

#### 2.1.1 Ciclos Termodinâmicos de Refrigeração

O ciclo termodinâmico de refrigeração, descreve a série de transformações termodinâmicas sofridas pelo fluido refrigerante em sua evolução pelo sistema, particularmente neste estudo, o de refrigeração mecânica por meio de vapores [8].

Dentre os ciclos termodinâmicos de refrigeração, o ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas, recebendo energia à alta temperatura, convertendo parte desta em trabalho, cedendo o restante a um reservatório térmico à baixa temperatura [21, 22].

Para que um sistema possa realizar trabalho sobre o meio, equivalente à quantidade de calor cedida pela fonte quente (equação 2.1), e assim atingir um rendimento térmico de 100% (equação 2.3), a diferença de potencial térmico entre a máquina térmica e o reservatório de baixa temperatura deve ser nulo (equação 2.2).

$$W = Q_H - Q_L \quad (2.1)$$

$$W = Q_H - m.Ce.\Delta T \therefore \Delta T = 0 \quad (2.2)$$

$$W = Q_H \quad (2.3)$$

$Ce$	calor específico [J/kg.K]
$Q_H$	quantidade de calor cedida pela fonte quente [J]
$Q_L$	quantidade de calor recebida pela fonte fria [J]
$W$	trabalho [J]
$m$	massa [kg]
$\Delta T$	diferença de temperatura [K]

Porém, assim como entre a fonte de alta temperatura com a máquina térmica, e entre esta e a fonte fria, a diferença de potencial térmico deve permanecer estabelecida. Para que



isto ocorra, a temperatura da fonte fria terá que ser o zero absoluto, o menor potencial possível, condição em que, se a máquina térmica igualar-se, não realizará trabalho algum, conforme enunciado de Kelvin – Planck e Clausius [24].

Assim, dada a impossibilidade da existência de um ciclo termodinâmico nas condições acima descritas, o ciclo de Carnot é aquele que consome uma mínima quantidade de energia para realização de um trabalho específico [21, 22].

Sendo o ciclo de Carnot constituído de duas evoluções isotérmicas ligadas por duas evoluções adiabáticas com entropia constante, o que lhe confere a característica de reversibilidade dos processos, ocorre a possibilidade de operar no sentido inverso, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto, necessitando nesta condição da realização de trabalho externo. [21, 22].

Conforme a figura 2.1, para a extração de calor da fonte de baixa temperatura, ocorre a expansão adiabática de 3 para 4, ou seja, ao expandir-se o fluido necessita absorver energia térmica no processo do ponto 4 ao ponto 1, para permanecer com sua temperatura constante [24].

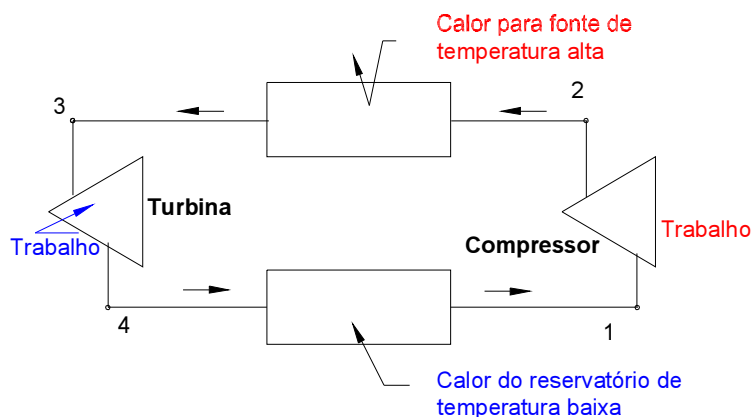


Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração de Carnot

Segue-se que, os demais processos constituem-se de uma compressão adiabática do ponto 1 para o ponto 2, fazendo com que a temperatura do reservatório de baixa suba até a temperatura da fonte de alta, cabendo a esta, no processo de 2 para 3, rejeitar a parcela de calor excedente, mantendo o potencial térmico em um mesmo patamar [24].

Em uma máquina térmica real, por mais eficiente que seja, seu rendimento sempre será inferior à uma máquina térmica idealizada, devido à parte da energia degradada para vencer forças de atrito e impedimentos de ordem mecânica [24].

Devido as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, surge um ciclo representativo de suas condições operacionais, chamado de teórico ou ideal, ao qual o ciclo real mais se aproxima, facilitando a comparação e análise termodinâmica, sendo que em sua forma mais simplificada (figura 2.2), ou seja, operando em condições ideais, será alcançada sua maior eficiência [21, 22].

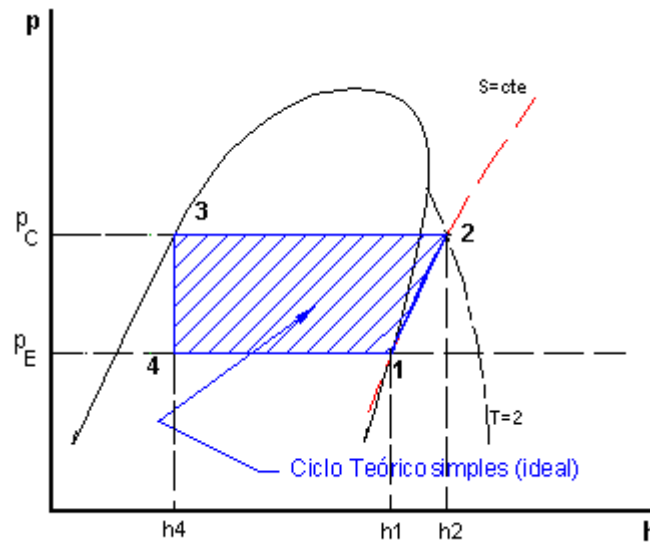


Figura 2.2 – Ciclo teórico simples sobre um diagrama de Mollier no plano p-h

Dos processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico, o processo de 1 à 2, que ocorre no compressor, é um processo adiabático reversível, e neste caso, a compressão ocorre a entropia ( $S$ ) constante, ou seja,  $S_1=S_2$ . O refrigerante entra no compressor à pressão de ebulição ( $p_E$ ) e com título  $X=1$ . O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação ( $p_C$ ), e neste estado, ele está superaquecido com temperatura  $T_2$ , onde  $T_2 > T_C$  (temperatura de condensação) [8, 18].

No condensador é estabelecido um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de arrefecimento, do ponto 2 ao ponto 3, desde a temperatura  $T_2$ , na saída do compressor até a temperatura de condensação ( $T_C$ ), ocorrendo o dessuperaquecimento do vapor para posterior liberação da parcela de calor latente, na temperatura  $T_C$ , até que todo fluido tenha se tornado líquido saturado na pressão de condensação ( $p_C$ ) [8, 18].

A transformação que ocorre do ponto 3 ao ponto 4, no dispositivo de expansão, é um processo irreversível, à entalpia constante do líquido saturado ( $X=0$ ), desde a pressão de

condensação até a pressão de ebulição, sendo que a entropia do fluido refrigerante ao deixar o expensor em  $S_4$  é maior que a entropia ao entrar neste dispositivo, em  $S_3$  [8, 18].

No evaporador, desde o ponto 4 ao ponto 1, é realizada a transferência de calor latente a pressão constante  $p_E$ , conseqüentemente à temperatura constante  $T_E$ , desde vapor úmido, em 4, até atingir o estado de vapor saturado seco ( $X=1$ ), em 1 [8, 18].

Uma das principais diferenças entre os ciclos de refrigeração mecânica por compressão de vapores real e teórico, representada na figura 2.3, está na queda de pressão devido a perda de carga sofrida pelo refrigerante, nas tubulações do condensador ( $\Delta p_C$ ) e evaporador ( $\Delta p_E$ ) [8, 18].

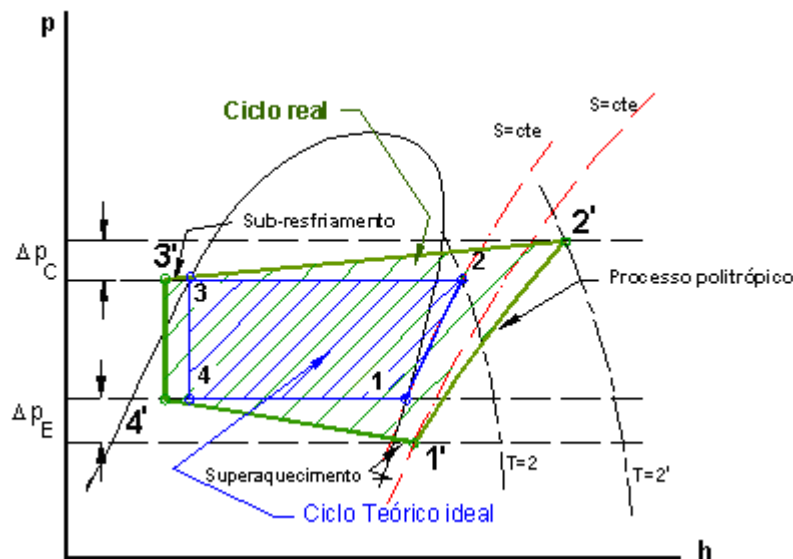


Figura 2.3 – Comparação entre o ciclo real e teórico

Outros dois importantes fatores que fazem os ciclos diferenciarem-se entre si, são o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador, o qual poderá ou não ocorrer, dependendo do modelo de sistema adotado e o superaquecimento na sucção do compressor [8, 18].

Há também de se considerar, que a compressão no ciclo real é um processo politrópico, com  $S_1 \neq S_2$ , enquanto que para o ciclo teórico o processo se realiza isentropicamente [8, 18].

A compressão politrópica, associada ao diferencial de pressão necessário para compressão do fluido refrigerante, dependendo do regime de trabalho e da natureza do próprio fluido, pode fazer com que a temperatura de descarga ( $T_2$ ) alcance valores muito

elevados, como pode ser analiticamente observado pela equação 2.4, tornando-se um problema com relação aos óleos lubrificantes usados em compressores frigoríficos [8]. Visando amenizar esta situação é adotado um resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente para aqueles que operam com refrigerante tipo R-717, cujas características serão oportunamente abordadas na seção seguinte.

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.4)$$

$p_1$	pressão de aspiração [Pa]
$p_2$	pressão de descarga [Pa]
$T_1$	temperatura de aspiração [K]
$T_2$	temperatura de descarga [K]
$n$	coeficiente politrópico

Para regimes operacionais muito severos, onde a temperatura de ebulição atinge valores muito baixos, o aumento da relação de compressão não só traz dificuldades de ordem construtiva e funcionais, visto a carbonização do óleo e corrosão das válvulas dos compressores, pela elevação da temperatura de descarga, como também influencia o comportamento termodinâmico destes, diminuindo seu rendimento volumétrico e aumentando o trabalho necessário à compressão do fluido refrigerante [8].

A realização de uma compressão por estágios permite, por meio de resfriamento intermediário, a redução do trabalho de compressão, possibilitando um aumento da eficiência do sistema [8].

Um dos modelos de sistema de duplo estágio, mais amplamente empregado é o que opera com RI (resfriador intermediário) tipo aberto. Normalmente, a aplicação para temperaturas de regime tão baixas é a industrial, onde opta-se, por questões de capacidade frigorífica, utilizar evaporadores inundados, necessitando neste caso de um SL (separador de líquido). A figura 2.4 apresenta o fluxograma esquemático do sistema completo, com a identificação de cada um de seus componentes.

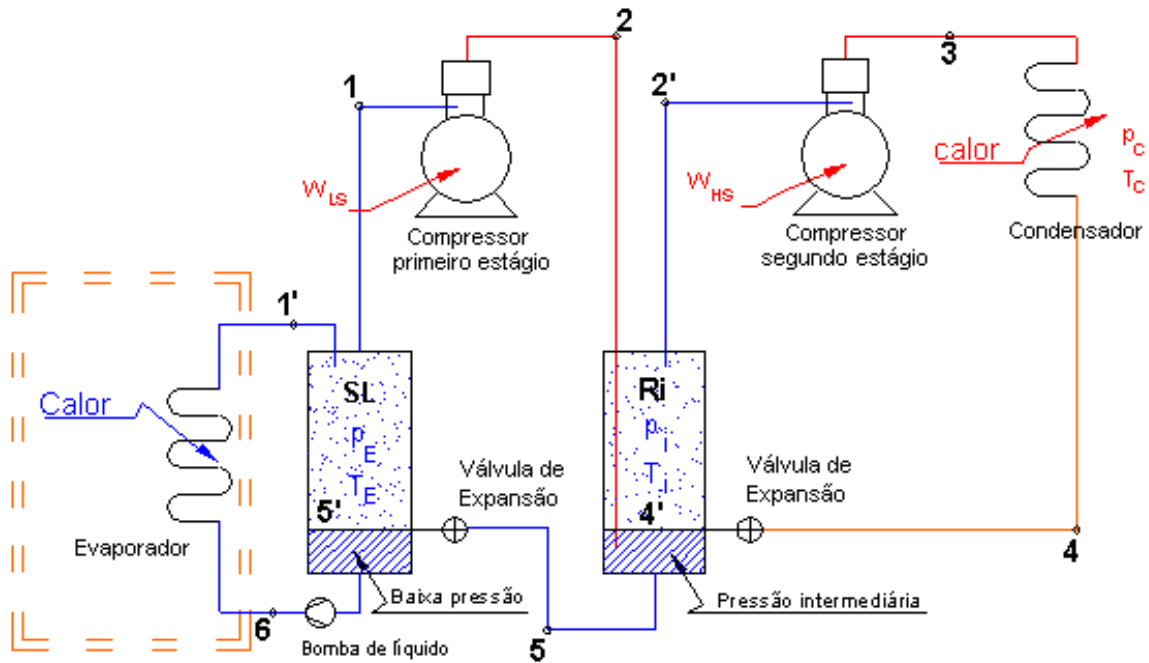


Figura 2.4 – Sistema de refrigeração em duplo estágio

A transformação de 1 para 2, que ocorre no compressor do estágio de baixa pressão, é um processo adiabático reversível, e neste caso, a compressão ocorre a entropia ( $S$ ) constante, ou seja,  $S_1=S_2$ . O refrigerante saturado seco que entra no compressor à pressão de ebulição ( $p_E$ ) e com título  $X=1$ , é comprimido até atingir a pressão intermediária ( $p_I$ ), e neste estado, ele está superaquecido com temperatura  $T_2$ , onde  $T_2 > T_1$  [8, 18].

No resfriador intermediário, do ponto 2 ao ponto 2', ocorre o dessuperaquecimento do fluido que deixa o compressor, as custas da vaporização parcial do líquido saturado a pressão intermediária contido no RI [8, 18].

O processo 2'-3, que ocorre no compressor do estágio de alta, é um processo adiabático reversível, onde a compressão ocorre a entropia ( $S$ ) constante. O fluido refrigerante que entra no compressor à pressão intermediária ( $p_I$ ) e com título  $X=1$ , é comprimido até atingir a pressão de condensação ( $p_C$ ), e neste estado, ele está superaquecido com temperatura  $T_3$ , onde  $T_3 > T_2$  [8, 18].

A rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento, no condensador, através do processo 3-4, ocorre primeiramente desde a temperatura  $T_3$ , de saída do compressor, até a temperatura de condensação ( $T_C$ ), dessuperaquecendo o vapor, para posteriormente, em uma segunda etapa de rejeição de calor latente na temperatura  $T_C$ , todo fluido tornar-se líquido saturado sob a pressão de condensação ( $p_C$ ) [8, 18].

O processo 4-4', que ocorre na válvula de expansão do RI, é irreversível a entalpia constante do líquido saturado ( $X=0$ ) proveniente do condensador, desde a pressão  $p_C$ , até a pressão intermediária ( $p_I$ ), portanto, a entropia ( $S$ ) do refrigerante ao deixar a válvula de expansão com  $S_{4'}$  é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula com  $S_4$  [8, 18].

A transformação sofrida pelo fluido de 4' para 2', representa a parcela de refrigerante que vaporiza para o dessuperaquecimento ocorrido no processo 2-2' [8, 18].

Ainda no RI, a separação do líquido do vapor presentes no interior do resfriador, se estabelece com o processo 4'-5, tornando possível o envio do refrigerante à baixa temperatura, com  $X=0$  para a laminagem na válvula de expansão do separador [8, 18].

Na passagem do ponto 5 para o ponto 6, ocorre na válvula de expansão do SL, uma transformação irreversível à entalpia constante do líquido saturado ( $X=0$ ), que abandona o RI, desde a pressão  $p_I$  até a pressão de ebulição ( $p_E$ ), onde a entropia ( $S$ ) do fluido refrigerante ao deixar a válvula de expansão com  $S_6$  é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula com  $S_5$  [8, 18].

Finalmente, no evaporador ocorre um processo de transferência de calor latente a pressão constante  $p_E$ , conseqüentemente a temperatura constante  $T_E$ , desde a saída do líquido saturado à baixa temperatura em 6, até seu retorno ao separador como vapor úmido em 1', pelo processo de ebulição do refrigerante, através dos mecanismos de troca de calor [8, 18].

A figura 2.5, permite a comparação de um ciclo de compressão em um e dois estágios simultaneamente.

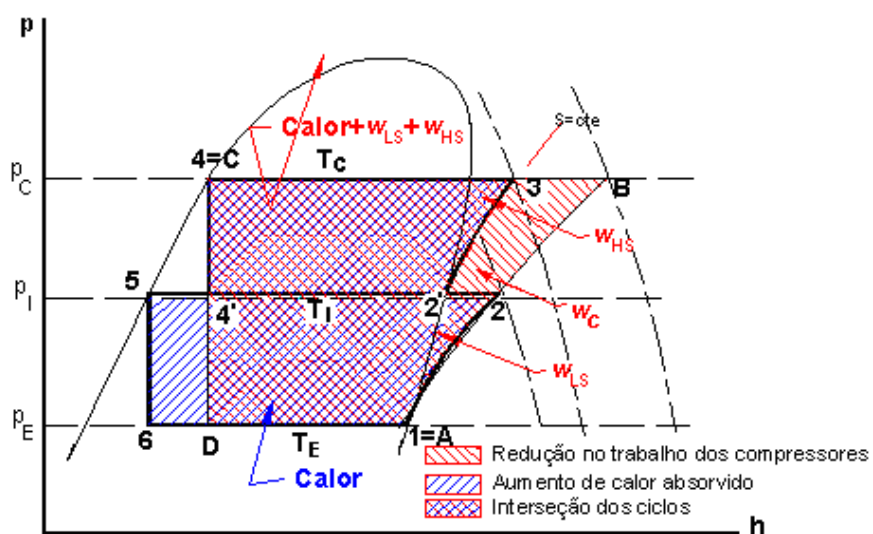


Figura 2.5 – Comparação entre o ciclo simples e duplo estágio

Comparando-se um ciclo de compressão em dois estágios (1-2-2'-3-4-4'-5-6-1), através de resfriamento intermediário e a compressão em uma única etapa (A-B-C-D-A), fica evidente que a compressão múltipla é vantajosa, pois além de uma redução do trabalho específico necessário para a compressão, com menor dispêndio de energia, pois  $w_C > (w_{LS} + w_{HS})$ , obtém-se uma menor temperatura final de compressão, o que na prática pode tornar possível um processo antes inviável mecanicamente, devido as restrições físicas do compressor e ou lubrificantes, pois  $T_B > T_3 > T_2$  [8, 18].

Na sobreposição dos ciclos, além das vantagens acima mencionadas, é possível observar o ganho no efeito frigorífico no processo 6-1, em relação ao processo D-A.

As diferenças entre um ciclo real e um ciclo teórico, são basicamente as mesmas para um sistema simples ou de mais de um estágio, estendendo-se o mesmo raciocínio até então desenvolvido no estudo dos ciclos, conforme é demonstrado graficamente pela figura 2.6.

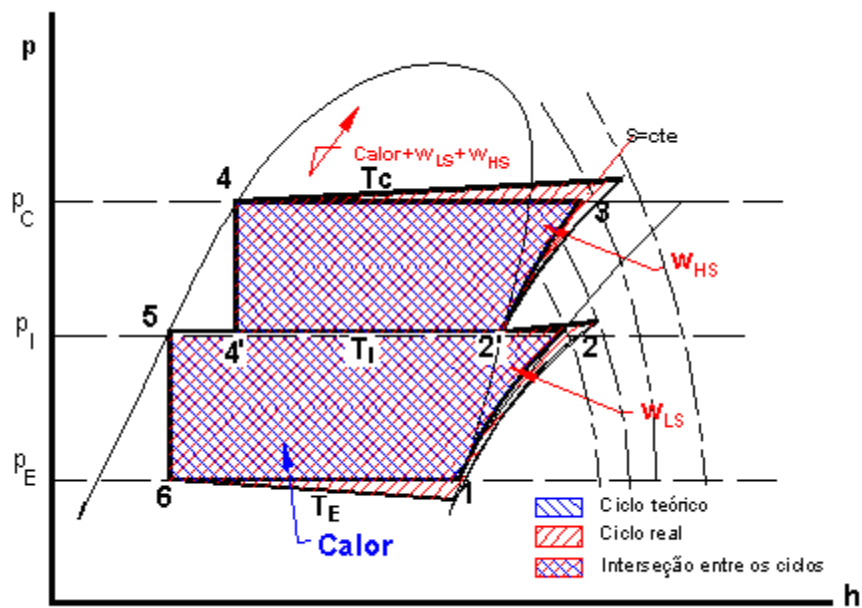


Figura 2.6 – Comparação entre o ciclo duplo estágio real e ideal

Embora o sistema de duplo estágio normalmente adotado seja o com RI do tipo aberto, existe uma variação deste modelo aplicada quando o mesmo sofre ampliações e a capacidade de geração de massa de vapor torna-se insuficiente, optando-se pela injeção direta de líquido na descarga do compressor do estágio de baixa, através de um sistema de expansão,

promovendo o rebaixamento da temperatura à níveis estipulados para a aspiração do compressor do estágio de alta, conforme pode ser observado no fluxograma da figura 2.7.

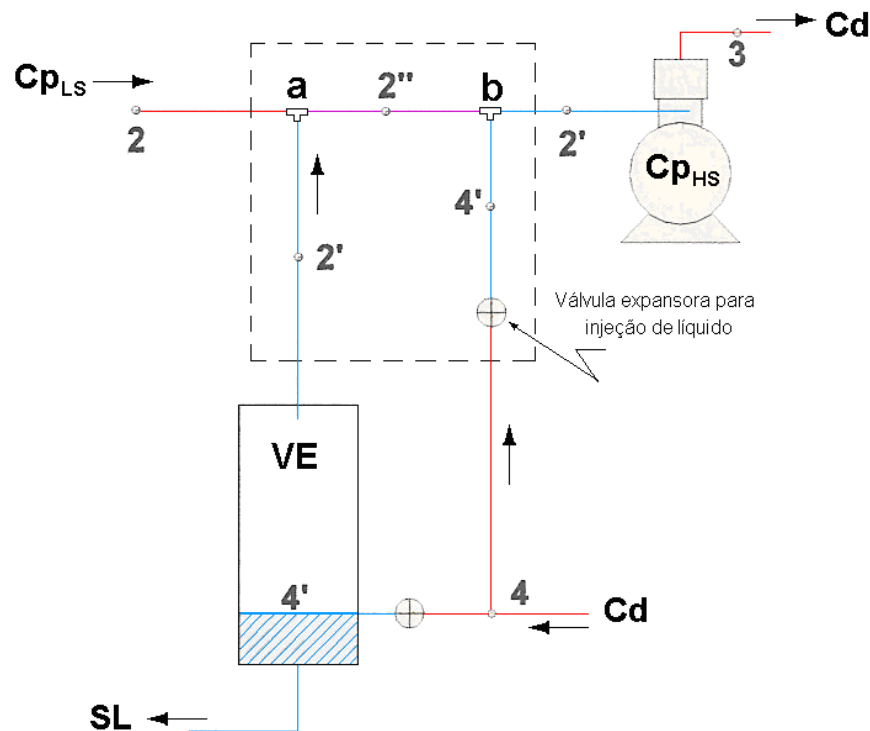


Figura 2.7 – Sistema de duplo estágio com resfriamento intermediário por injeção de líquido

Quanto ao ciclo termodinâmico, o comportamento do sistema não se altera em relação ao sistema com resfriador intermediário aberto, pois simplesmente retira-se para fora do RI a parcela de vapor gerada para rebaixamento da temperatura de descarga do compressor do estágio de baixa [8].

O vapor superaquecido da descarga do compressor do estágio de baixa ( $Cp_{LS}$ ), têm sua pressão rebaixada em “a”, para pressão intermediária, quando em contato com os vapores saturados secos ( $X=1$ ), provenientes do vaso de expansão (VE), que tomou o lugar do RI, nesta nova concepção, a mistura faz com a temperatura seja relativamente rebaixada em 2'', com um valor entre o vapor superaquecido à  $T_2$  e o vapor saturado seco na sucção do compressor do estágio de alta à  $T_{2'}$ , conforme figura 2.8. O líquido proveniente do condensador (Cd), em 4, ao passar pela válvula expansora de injeção de líquido, sofre uma transformação adiabática em 4', rebaixando sua temperatura à pressão intermediária, sendo injetada em “b”, uma massa de refrigerante específica para que se atinja  $T_{2'}$ .



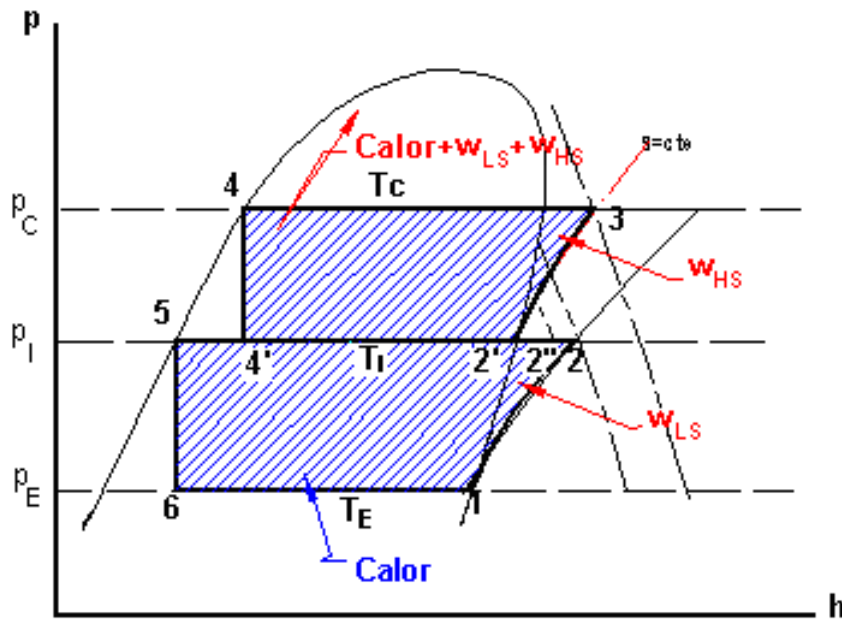


Figura 2.8 – Ciclo de refrigeração duplo estágio com injeção de líquido

### 2.1.2 Volumes de Controle

No seu conceito mais simples, o sistema termodinâmico é definido como uma quantidade de matéria, com massa e identidade fixas, separadas do meio externo por uma fronteira bem delimitada, que pode ser real ou imaginária, fixa ou móvel, passível de troca de calor e trabalho com este meio, porém sem variação de massa durante o processo [24].

Contudo, muitas dificuldades podem surgir para análise de sistemas térmicos onde ocorre variação de massa, assim criou-se o conceito de volume de controle. Neste conceito, a massa, o calor e o trabalho podem ser transportados através da superfície de controle, e uma aplicação da conservação da energia pode ser analisada à partir do escoamento do fluxo de massa de um fluido através de um volume de controle entre o ponto de entrada e saída [24].

Através da primeira Lei da Termodinâmica é possível considerar para cada órgão do sistema de refrigeração, um volume de controle, estabelecendo o balanço de massa e energia envolvido, em regime permanente, onde não há variação da energia interna do sistema, conforme equação 2.5 [24].

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) + \dot{Q} = \dot{m} \left( h_2 + \frac{V_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) + \dot{W} \quad (2.5)$$

$\dot{m}$	fluxo de massa [kg/s]
$h$	entalpia específica [J/kg]
$V$	velocidade de escoamento [m/s]
$g$	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$z$	variação de altura [m]
$\dot{Q}$	fluxo de calor [W]
$\dot{W}$	taxa de trabalho [W]

Delimitando-se um volume de controle sobre cada órgão que o compõe o sistema de refrigeração mecânica por meio de vapores e aplicando-se a equação 2.5, sendo desprezadas as parcelas de energia cinética e potencial, o equacionamento da energia que atravessa a fronteira pode ocorrer sem troca de calor (equação 2.6), sem realização de trabalho (equação 2.7), ou de ambas as maneiras (equação 2.8).

$$\dot{m} \cdot h_1 = \dot{m} \cdot h_2 + \dot{W} \quad (2.6)$$

$$\dot{m} \cdot h_2 = \dot{m} \cdot h_1 + \dot{Q} \quad (2.7)$$

$$\dot{m} \cdot h_2 = \dot{m} \cdot h_1 \quad (2.8)$$

Na análise geral e teórica de um compressor adiabático reversível é possível determinar a potência de compressão consumida, baseada nos valores de entalpia de uma determinada massa de refrigerante ao entrar e sair do volume de controle (figura 2.9), desde o estado de vapor saturado seco, no ponto 1, até vapor superaquecido em 2, aplicando-se a equação 2.6, convenientemente reduzida para 2.9, redefinindo-se os índices [21, 22].

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.9)$$

$\dot{W}_c$	consumo de potência [W]
$h$	entalpia específica [J/kg]
$\dot{m}$	fluxo de massa [kg/s]

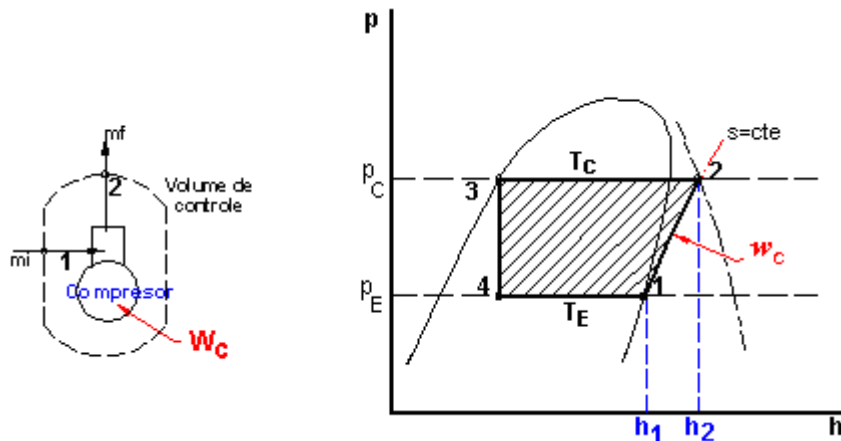


Figura 2.9 – Volume de controle aplicado sobre o compressor

Aplicando-se também um volume de controle sobre os trocadores de calor, à partir da equação 2.7, torna-se possível a determinação da potência calorífica e a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração descrito pelo ciclo termodinâmico.

A quantidade de calor por unidade de tempo, rejeitada no condensador, desde o estado de vapor superaquecido do refrigerante, no ponto 2, até o ponto 3, onde passa para líquido saturado, conforme figura 2.10, é dada pela equação 2.10.

$$\dot{Q}_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \tag{2.10}$$

$\dot{Q}_c$  potência calorífica do sistema [W]

$h$  entalpia específica [J/kg]

$\dot{m}$  fluxo de massa [kg/s]

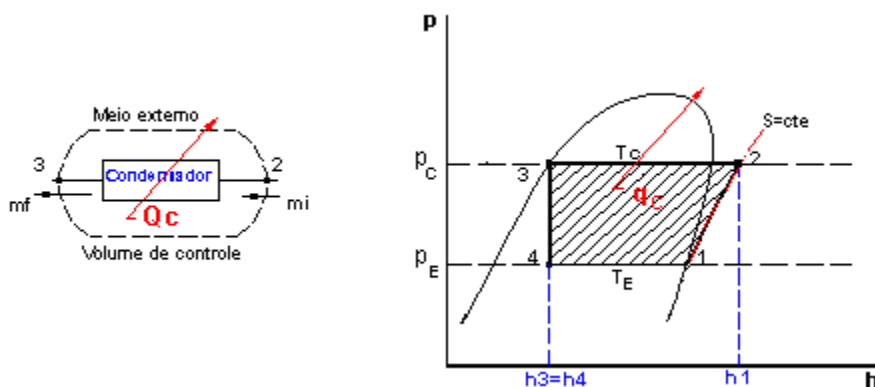


Figura 2.10 – Volume de controle aplicado sobre o condensador

Devido a diferença de entalpia do fluido refrigerante, na entrada e saída do evaporador, se estabelece o efeito frigorífico ( $q_E$ ) do trocador de calor, operando no ciclo descrito pelas temperaturas  $T_C$  e  $T_E$ , conforme figura 2.11. Como demonstra a equação 2.11, o fluxo de massa de refrigerante mantido pelo compressor, para remoção da carga térmica da instalação, ao atravessar o volume de controle do evaporador de efeito frigorífico  $q_E$ , desde o estado 4, como vapor úmido, até o estado 1, vapor saturado, define a capacidade frigorífica como a quantidade de calor por unidade de tempo absorvida do meio refrigerado.

$$\dot{Q}_E = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \tag{2.11}$$

$\dot{Q}_E$  capacidade frigorífica do sistema [W]

$h$  entalpia específica [J/kg]

$\dot{m}$  fluxo de massa [kg/s]

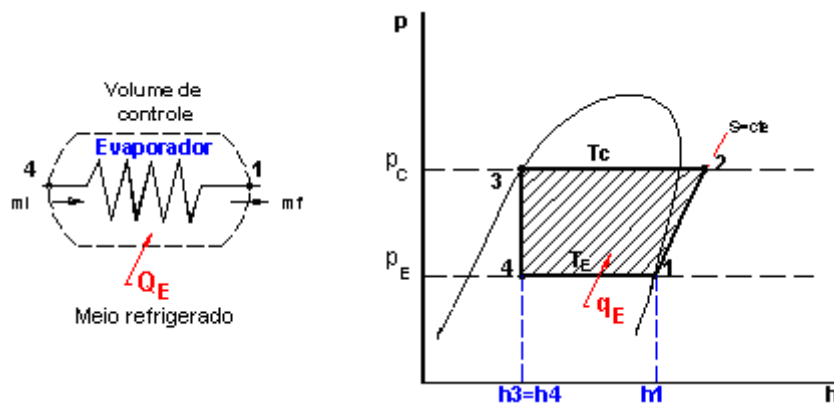


Figura 2.11 – Volume de controle aplicado sobre o evaporador

A transformação sofrida pelo fluido refrigerante, passando do estado de líquido saturado no ponto 3, para vapor úmido em 4, conforme figura 2.12, ocorrido na válvula de expansão, se processa sem a realização de trabalho ou fluxo de calor, onde aplicada a equação 2.8, resulta na identidade do processo isentálpico, como demonstra a equação 2.12.

$$h_3 = h_4 \tag{2.12}$$

$h$  entalpia específica [J/kg]

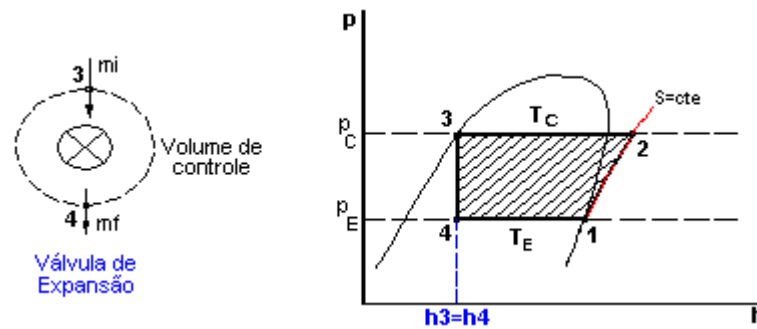


Figura 2.12 – Volume de controle aplicado sobre a válvula de expansão

### 2.1.3 Eficiência e Rendimento do Ciclo Termodinâmico de Refrigeração

A despeito de uma abordagem termodinâmica mais clássica, o termo COP (Coefficient Of Performance) é o mais empregado atualmente, inclusive estando muito difundido mesmo no meio científico, onde várias bibliografias, inclusive algumas utilizadas no presente estudo adotam esta terminologia como sinônimo de eficiência do ciclo termodinâmico de refrigeração, no sentido do desempenho do mesmo, como a própria sigla sugere, coeficiente de performance, motivo pelo qual será adotado doravante.

O conceito de performance está intrinsecamente ligado à uma otimização de processo, ou seja, a relação entre a energia útil e o dispêndio de energia para obtenção da mesma durante a realização deste processo, que especificamente no caso do ciclo de refrigeração, associa a capacidade de refrigeração à potência de compressão consumida, conforme demonstrado analiticamente pela equação 2.13 [22].

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (2.13)$$

$\dot{Q}_E$  capacidade frigorífica [W]

$\dot{W}_C$  consumo de potência [W]

$COP$  coeficiente de performance

Como o ciclo de Carnot, previamente estudado na seção 2.1.1, consiste de transformações reversíveis, sua importância está na demonstração teórica de que não existe outro ciclo térmico trabalhando entre as mesmas temperaturas dadas, mais eficiente que ele,

conforme figura 2.13, servindo de parâmetro para outros ciclos, onde o calor trocado no processo, é expresso pela equação 2.14, sendo que a performance é uma função das temperaturas, conforme a equação 2.15, podendo variar entre zero e infinito [21, 22].

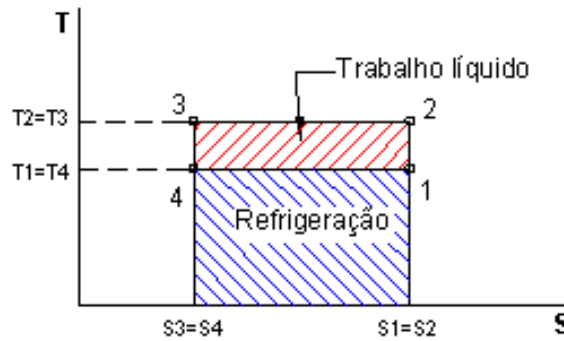


Figura 2.13 – Performance do Ciclo de Carnot

$$q_{reversível} = T \cdot \Delta S \tag{2.14}$$

- $T$  temperatura [K]
- $q_{reversível}$  quantidade de calor trocado no processo reversível [J]
- $\Delta S$  variação de entropia [J/K]

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1 \cdot (S_1 - S_4)}{(T_2 - T_1) \cdot (S_1 - S_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \tag{2.15}$$

- $S$  entropia [J/k]
- $T$  temperatura [K]
- $COP_{Carnot}$  coeficiente de performance do ciclo de Carnot

Tanto um baixo valor de  $T_2$ , quanto um alto valor de  $T_1$ , resultarão em um aumento no valor do coeficiente de performance, sendo preferencial aquele com aumento da capacidade frigorífica, ou numa situação de máxima performance, ambos.

Sendo os fenômenos de transporte registrados nos trocadores de calor, regidos pela equação 2.16, é possível perceber que os evaporadores e condensadores necessitam manter diferenciais de potencial térmico com o meio de câmbio de energia, a fim de promover o fluxo de calor, afastando-se de Carnot (figura 2.14), onde a performance máxima seria

atingida com  $\Delta T=0$ , condição que obrigaria os trocadores a possuírem superfície de troca ou coeficiente global infinito [21, 22].

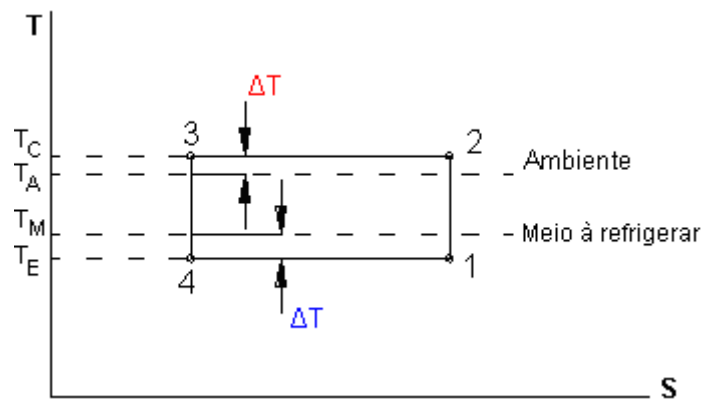


Figura 2.14 – Diferenças de potencial térmico mínimas para um ciclo real

$$\dot{Q} = U.A.\Delta T \tag{2.16}$$

- $A$  área da superfície de troca de calor [ $m^2$ ]
- $\dot{Q}$  fluxo de calor [W]
- $U$  coeficiente global de transferência de calor [ $W/m^2.K$ ]
- $\Delta T$  diferença de temperatura [K]

Embora a performance do ciclo de refrigeração de Carnot independa do fluido refrigerante adotado, para o caso dos ciclos reais, em virtude das deformações apresentadas pela isoterma superior  $T_C$ , (no ponto 2' a temperatura é superior a  $T_C$ ) e pela expansão adiabática (no ponto 4,  $S_4 > S_3$ ), conforme demonstra a figura 2.15, a performance não só é menor, como depende do refrigerante operando no sistema [8, 18]. Assim, aplicando-se o conceito de performance, para o ciclo teórico e real, com substituição das equações 2.9 e 2.11 em 2.13, obtém-se uma formulação simplificada para determinação do COP, através das equações 2.17 e 2.18.

$$COP_{teórico} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.17}$$

$$COP_{real} = \frac{h_{1''} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (2.18)$$

- $COP_{teórico}$  coeficiente de performance do ciclo ideal
- $COP_{real}$  coeficiente de performance do ciclo real
- $h$  entalpia [kJ/kg]

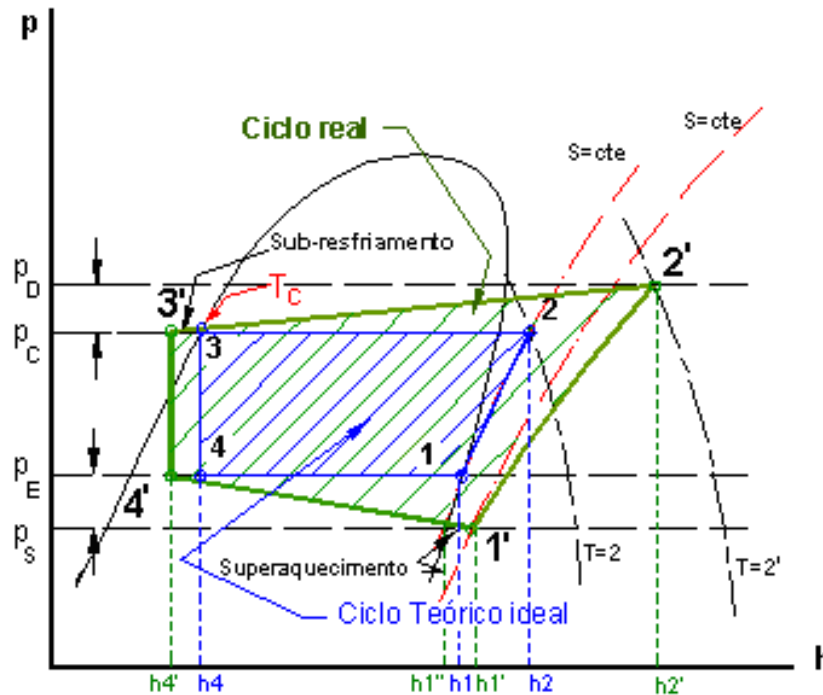


Figura 2.15 – Variações entre as performances dos ciclos real e teórico identificadas sobre um diagrama de Mollier

A comparação entre o coeficientes de performance de um ciclo qualquer com o ciclo de Carnot (equação 2.19), permite a avaliação de quão eficiente este ciclo é, ou seja, expressa o rendimento do ciclo de refrigeração [8].

$$\eta_{ciclo} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (2.19)$$

- $COP$  coeficiente de performance do ciclo termodinâmico de refrigeração
- $COP_{Carnot}$  coeficiente de performance do ciclo de refrigeração de Carnot
- $\eta_{Ciclo}$  rendimento do ciclo termodinâmico de refrigeração



### 2.1.4 Parâmetros Operacionais Térmicos para Variação do COP

Uma análise gráfica comparativa dos ciclos termodinâmicos sobre um diagrama de Mollier, no plano p-h, permite que sejam detectadas as alterações ocorridas com o efeito frigorífico e com o trabalho específico realizado, em função da variação das temperaturas de operação do sistema de refrigeração mecânica por meio de vapores, bem como os valores assumidos pelas entalpias nos pontos considerados para determinação do COP.

Para verificação da influência que a temperatura de ebulição exerce sobre a performance do ciclo, com o auxílio do diagrama da figura 2.16, considera-se um conjunto de ciclos sobrepostos, em que somente a temperatura de ebulição é alterada, sendo mantida constante a temperatura de condensação.

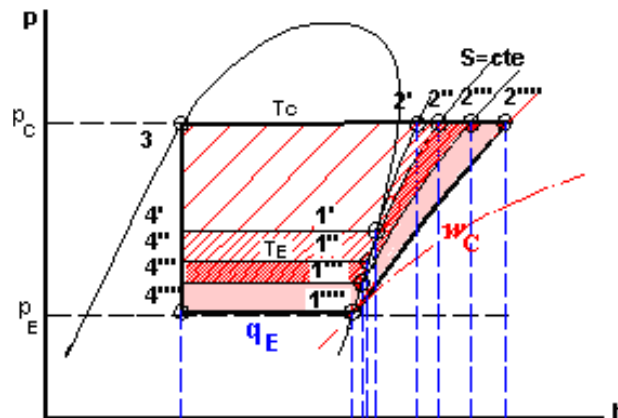


Figura 2.16 – Sobreposição de ciclos com variação da temperatura de ebulição

Observando-se a figura 2.16, percebe-se que, conforme a temperatura de ebulição diminui, o efeito frigorífico é reduzido e o trabalho específico de compressão aumenta, de modo que a operação do sistema em níveis cada vez mais baixos para temperatura de ebulição, demonstra ser um parâmetro significativo para performance do sistema [10, 18].

De forma análoga, estendendo o mesmo raciocínio de análise gráfica para a temperatura de condensação, pode ser avaliado o comportamento do ciclo e a variação da performance do sistema. Assim, mantém-se constante a temperatura de ebulição em um potencial térmico fixo, conforme figura 2.17, fazendo-se variar progressivamente a temperatura de condensação.

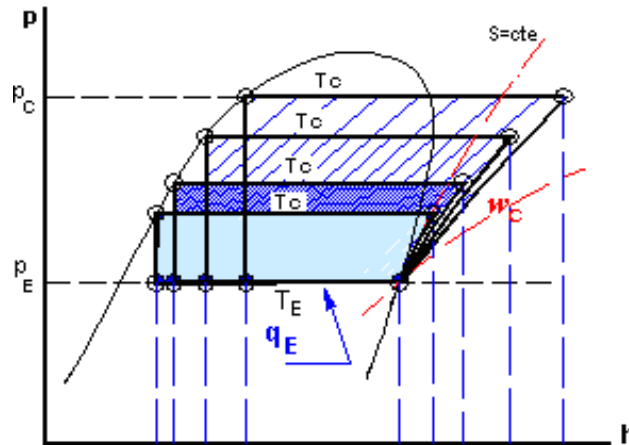


Figura 2.17 – Sobreposição de ciclos com variação da temperatura de condensação

Através do diagrama da figura 2.17, assim como na figura 2.16, pode-se verificar que o efeito frigorífico é reduzido e o trabalho de compressão aumenta, porém com variações proporcionais bem maiores, diminuindo consideravelmente a performance do sistema [10, 18].

Outro fator, diretamente ligado a variação das temperaturas operacionais do ciclo é o grau de sub-resfriamento do refrigerante líquido, que para sua análise gráfica, conforme figura 2.18, foram mantidas constantes as temperaturas de ebulição e condensação.

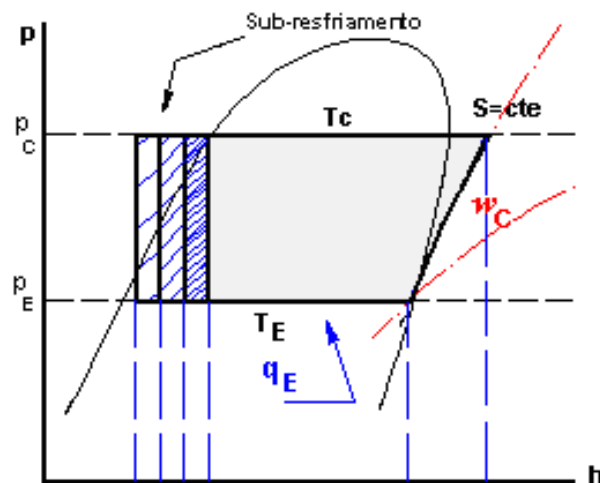


Figura 2.18 – Sobreposição de ciclos com variação do grau de sub-resfriamento

Uma avaliação do ciclo termodinâmico descrito na figura 2.18, leva a conclusão de que embora o sub-resfriamento aumente o efeito frigorífico, com a manutenção do trabalho de compressão, seu efeito em relação à performance do sistema é pequeno, ainda se considerado o caráter prático, da difícil obtenção de mínimos graus de sub-resfriamento nas instalações de refrigeração [10, 18].

Por último, o superaquecimento antes de qualquer análise gráfica é considerado indesejável nos sistemas que operam com evaporadores inundados, visto que o mesmo não ocorre com absorção de energia útil, contribuindo para o aumento da capacidade frigorífica do sistema. O calor para o aumento de temperatura é ganho através da tubulação de sucção do compressor, não gerando qualquer forma de benefício, muito pelo contrário, acarreta incrementos nas temperaturas de descarga [10].

Mantidas constantes as temperaturas de ebulição e descarga, o grau de superaquecimento do ciclo termodinâmico descrito sobre o diagrama de Mollier foi progressivamente aumentado, conforme figura 2.19.

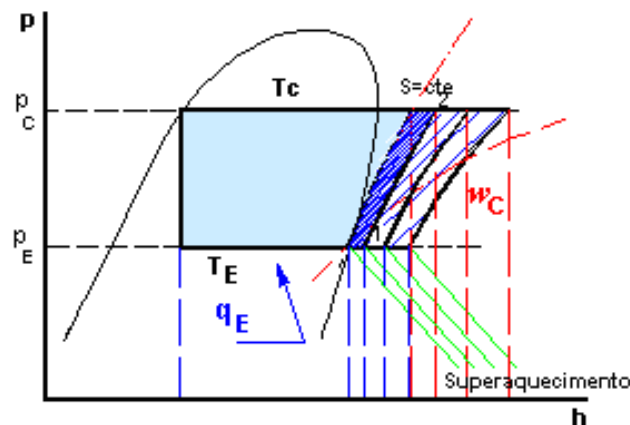


Figura 2.19 – Sobreposição de ciclos com variação do grau de superaquecimento

É possível observar, por meio dos ciclos sobrepostos no diagrama da figura 2.19, que o efeito frigorífico do sistema não se altera, pois embora haja um aumento na diferença de entalpias, esta não corresponde à uma parcela de energia útil, enquanto que ocorre um acréscimo no trabalho específico necessário à compressão do fluido refrigerante, logo com repercussão negativa, embora pequena, sobre a performance do sistema de refrigeração [10, 18].

## 2.2 FLUIDO REFRIGERANTE R-717

### 2.2.1 Propriedades

A ASHRAE, conforme a norma 34, classifica os fluidos refrigerantes inorgânicos, somando ao número 700, a massa molecular do composto, antecedendo o mesmo da letra R, de *refrigerant*. Para amônia, cuja fórmula molecular é  $NH_3$ , o nitrogênio (N) possui massa molecular  $M=14$  g/mol e o hidrogênio (H), massa molecular  $M=1$  g/mol, de modo que:  $700+14+3.1=R-717$  [2].

O R-717 anidro é o líquido obtido do gás amônia puro (99,95%), tecnicamente sem umidade e não é corrosivo, porém na presença de água, forma o hidróxido de amônia ( $NH_4OH$ ), líquido nas CNTP, que possui as mesmas propriedades químicas da soda cáustica, atacando o cobre, zinco, prata e suas ligas, causando corrosão. É compatível com alumínio, aço carbono, aço inox e ferro-fundido. Em algumas ligas de aço pode haver trincas de corrosão por stress caso o R-717 seja totalmente anidro. A presença de 0,2% de água pode evitar esta corrosão. [6, 14].

Com os elastômeros que são utilizados como juntas de vedação e assentos de válvulas, o R-717 possui vários graus de compatibilidade. A tabela 2.1 apresenta a compatibilidade e limitações do R-717 com alguns elastômeros [3].

Tabela 2.1 – Compatibilidade do R-717 com elastômeros.

Material	Compatibilidade
Borracha Natural	Não recomendável
Neoprene	Aceitável. Faixa de temperaturas de operação : 233 K a 353 K
Borracha Nitrílica	Não recomendável
Etileno-Propileno	Aceitável. Faixa de temperaturas de operação : 233 K a 423 K
Poliuretano	Não recomendável
Borracha Butílica	Aceitável. Faixa de temperaturas de operação : 243 K a 423 K
Silicone	Não recomendável a baixas temperaturas
Teflon	Altamente compatível e recomendável para o assento das válvulas em toda faixa de operação do teflon
Viton	Não recomendável

O R-717 é solúvel em álcool, éter e vários outros solventes orgânicos, apresentando uma solubilidade muito grande com a água, sendo esta capaz de absorver até 900 vezes o seu

volume em vapores do R-717, porém o fluido refrigerante não é miscível com óleo lubrificante, mineral e sintético, com exceção aos poli alquilenos glicólicos, os quais, por sua vez, são bastante higroscópicos [3].

O R-717 é um dos mais eficientes fluidos refrigerantes, dentro de suas características de aplicação, possuindo uma grande capacidade de efeito frigorífico, visto seu elevado calor de vaporização, muito embora os vapores deste fluido possuam um grande volume específico [15].

Outra vantagem do R-717 em relação aos fluidos adotados atualmente, é seu grande apelo ecológico, visto que sua formulação química não provoca reações, quando liberada na atmosfera, que possam agredir o meio ambiente, sem contribuição direta para a destruição da camada de ozônio ou o aquecimento do globo terrestre (efeito estufa) [23].

A tabela 2.2 lista as principais propriedades físicas e termodinâmicas do fluido refrigerante R-717 [8].

Tabela 2.2 - Principais propriedades do R-717.

<b>Propriedade</b>		<b>Valor</b>	
Massa molecular (g/mol)		17,03	
Constante geral dos gases (J/kg.K)		49,8	
Calor específico à pressão constante (J/kg.K)		7,978	
Calor específico à volume constante (J/kg.K)		6,081	
Coeficiente isentrópico		1,312	
Pressão crítica (kPa)		11.297,2608	
Temperatura crítica (K)		405,55	
Viscosidade (Pa.s)	<b>Temperatura (K)</b>	<b>Líquido</b>	<b>Vapor</b>
	253,15	$2,36 \cdot 10^{-4}$	$9,7 \cdot 10^{-6}$
	273,15	$1,90 \cdot 10^{-4}$	$10,4 \cdot 10^{-6}$
	293,15	$1,52 \cdot 10^{-4}$	$11,2 \cdot 10^{-6}$
	313,15	$1,22 \cdot 10^{-4}$	$12,0 \cdot 10^{-6}$
Condutibilidade (W/m.K)	333,15	$0,98 \cdot 10^{-4}$	$12,9 \cdot 10^{-6}$
	253,15	0,585	0,0204
	273,15	0,540	0,0218
	293,15	0,493	0,0267
	313,15	0,447	0,0318
	333,15	0,400	0,0381

### 2.2.2 Aplicação Industrial

Na comparação energética dos sistemas de refrigeração com R-717 para aplicações industriais, descartando-se aquelas especiais, que usam o calor rejeitado, oriundo dos mais diferentes tipos de processos, para rebaixamento de temperatura, os ciclos de refrigeração mecânica por compressão de vapor, são os energeticamente mais eficientes [11].

Geralmente, a carga térmica e o número de horas operacionais dos sistemas de refrigeração para aplicação industrial, especialmente no setor de processamento de alimentos, são bastante altas, exigindo fluidos refrigerantes com características de grande capacidade de absorção de calor pela massa de fluido circulante no sistema, na unidade de tempo, operando em baixíssimas temperaturas [11].

Considerando-se que nas instalações de refrigeração normalmente utilizadas na indústria, a quantidade de R-717 nos sistemas poderá chegar a mais de 100.000 kg, torna-se difícil calcular a quantidade de fluido refrigerante total existente nos sistemas [14].

Algumas das características termodinâmicas e físico-químicas dos fluidos refrigerantes são fatores determinantes para escolha de sua adequada aplicação aos mais diferentes tipos de instalações. Fatores como as pressões de trabalho, o efeito frigorífico teórico, a vazão em volume por unidade de capacidade de refrigeração, o coeficiente de performance e a temperatura de descarga, orientam esta avaliação [21].

A tabela 2.3 reúne as principais características termodinâmicas do fluido refrigerante R-717, operando em um ciclo de compressão de vapor padrão, ou seja, em sua configuração básica, com a temperatura de vaporização de 257,15 K e uma temperatura de condensação de 303,15 K [21].

Tabela 2.3 – Características termodinâmicas do R-717

Pressão de vaporização (kPa)	236,5
Pressão de condensação (kPa)	1166,6
Relação de compressão	4,93
Efeito frigorífico teórico (kJ/kg)	1103,4
Vazão de vapor na sucção por kW de refrigeração ( $10^{-3}$ m <sup>3</sup> /s)	0,462
Coeficiente de performance	4,76
Temperatura de descarga (K)	372,15

Uma importante propriedade para os fluidos refrigerantes é de que as pressões do regime de trabalho devam ser baixas o suficiente a fim de permitirem vasos e tubulações de constituição estrutural leves. Para instalações operando com R-717, as pressões de alta, podem atingir níveis elevados, entre 980665 Pa e 1470998 Pa. Por outro lado, pressões inferiores a atmosférica, que possam ser geradas no lado de baixa, tem a desvantagem de arrastar ar úmido para o interior do sistema, na ocorrência de vazamentos [21].

Os problemas causados pela penetração de incondensáveis e água na instalação, para os sistemas que adotam R-717 como fluido refrigerante, operando em pressões inferiores a atmosférica, podem ser satisfatoriamente evitados com a instalação de purgadores, para eliminar qualquer infiltração de ar e regeneradores, para extração da água.

A temperatura de vaporização para o R-717, operando no limite da pressão atmosférica (anexo A) é de 239,75 K.

Embora a baixa relação de compressão seja desejável, não só pelo aumento do rendimento do ciclo, como também pela redução dos seus nocivos efeitos sobre o sistema, para instalações de refrigeração operando com R-717 em temperaturas de ebulição muito baixas, atinge-se altos valores para esta relação, onde a diminuição destes índices é alcançada às custas da compressão múltipla (seção 2.1.1).

A princípio, o efeito frigorífico teórico, seria suficiente para indicar a performance do fluido refrigerante adotado no ciclo, porém esta propriedade precisa ser considerada em combinação com o trabalho de compressão. Especificamente, no caso do R-717, que possui um efeito frigorífico teórico muito maior que os outros fluidos refrigerantes, necessita de um trabalho de compressão também alto. Seu coeficiente isentrópico ( $k=1,312$ ) possui um maior valor em relação aos demais fluidos, porém, associando-se ambos fatores, o seu COP é da mesma ordem de magnitude que o de outros fluidos refrigerantes comparados [21].

Sobre o mesmo aspecto, conforme a figura 2.20, o superaquecimento 1-1', embora necessário para evitar a aspiração de vapor saturado pelo compressor, aumenta a área correspondente ao trabalho mecânico de compressão crescendo de 1-1'-2'-2, de tal forma que o COP depende do fluido refrigerante adotado, podendo tanto aumentar como diminuir (equação 2.20), de modo que, para os fluidos refrigerantes que apresentam uma curva de saturação do vapor próxima de uma isentrópica, a par do calor específico elevado, como no caso dos hidrocarbonetos halogenados, o superaquecimento é favorável, enquanto que, para fluidos orgânicos como o R-717, não é aconselhável (grande área 1-1'-2'-2'') [8].

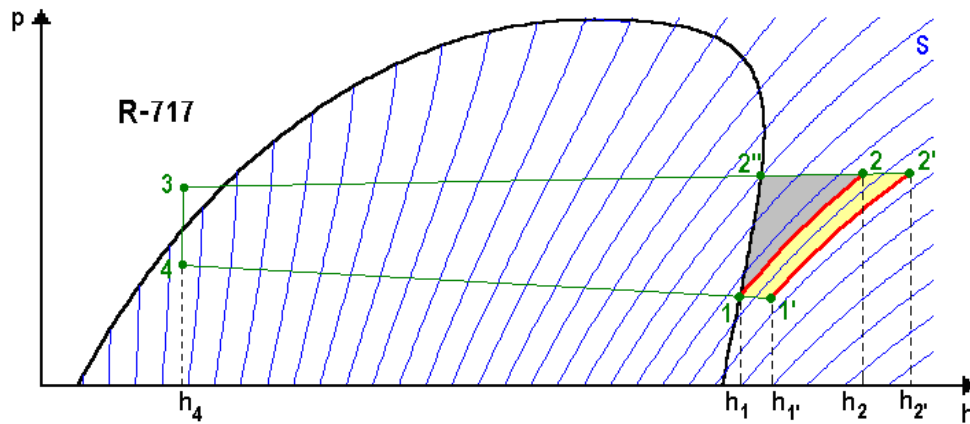


Figura 2.20 – Aumento do trabalho através do superaquecimento para R-717

$$\frac{h_1' - h_4}{h_2' - h_1'} \approx \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.20)$$

$h$  entalpia específica [J/kg]

O superaquecimento ainda aumenta o volume específico do fluido, que como demonstra a equação 2.21, reduz a massa circulante por unidade de volume deslocado pelo compressor, conseqüentemente também a diminuição da capacidade frigorífica, ainda que mínima [8].

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_c \cdot \eta_v}{v_1} \quad (2.21)$$

$\dot{V}_c$  vazão volumétrica do compressor [m<sup>3</sup>/s]

$\dot{m}$  fluxo de massa [kg/s]

$v_1$  volume específico do vapor na aspiração do compressor [m<sup>3</sup>/kg]

$\eta_v$  rendimento volumétrico do compressor

Embora o R-717 apresente os maiores valores de volume específico do vapor, existe uma compensação em função de seu elevado calor de vaporização volumétrico ( $L_{v,p}$ ), permitindo uma vazão na aspiração por quilowatt de refrigeração menor, melhorando a taxa



de bombeamento do compressor, tornando possível, inclusive, o uso de compressores de menor porte [15, 21].

Uma outra consequência direta de altos valores para o superaquecimento e aumento da relação de compressão é a desvantajosa elevação da temperatura final da compressão, principalmente para o R-717, podendo provocar desde a diminuição da viscosidade do óleo, até sua decomposição [2, 8].

A alta temperatura de descarga pode ser um problema, principalmente em compressores recíprocos, a qual chega a ser um limitante nas condições de operação. A maioria dos compressores trabalha com temperaturas de até no máximo 423 K, acima da qual o sistema de resfriamento das tampas e do óleo (normalmente resfriado a água) se torna dificultoso, além disso, o arraste do lubrificante se torna excessivo [6].

O R-717 não é miscível com os óleos lubrificantes mais comumente empregados nos sistemas de refrigeração, como MO (Mineral Oil), AB (Alquil Benzeno) e POE, com exceção dos compostos sintéticos de maior polaridade, tipo os PAG [2, 8].

Para evitar que o óleo expelido junto com o fluido, no final da compressão, deposite-se no lado de baixa do sistema operando com R-717, é instalado um separador de óleo na linha de descarga do compressor, que continuamente coleta o lubrificante, promovendo seu retorno ao cárter [21].

Em condições de normais de operação, com temperaturas de descarga entre 373 K e 393 K, o calor disponível no dessuperaquecimento do R-717 é mais “rico”, com excelente aproveitamento para sistemas com recuperação de calor. No pré-aquecimento de água para caldeira por exemplo, na temperatura de 333 K, a capacidade de aquecimento é cerca de 15% a 25% maior do que para os halogenados [6].

Devido ser uma característica dos sistemas de refrigeração industrial a adoção de trocadores de calor inundados, com melhor aproveitamento da área de troca, onde o compressor aspira os vapores do separador de líquido localizado próximo, o problema do superaquecimento elevado é facilmente contornado [15].

O fluido refrigerante R-717 é particularmente favorecido, quando analisados os aspectos energéticos e econômicos das instalações de maior porte, como as industriais, devido as características de seu comportamento no sistema, cumprindo seu propósito de refrigeração, com vantagens em relação à outros fluidos refrigerantes, neste tipo de aplicação [11].

Um fator importante para comparação da performance do desempenho do sistema de refrigeração é o grau de exigência da energia específica para o trabalho de compressão do fluido refrigerante (figura 2.21), onde o R-717 apresenta um dos maiores valores [11].

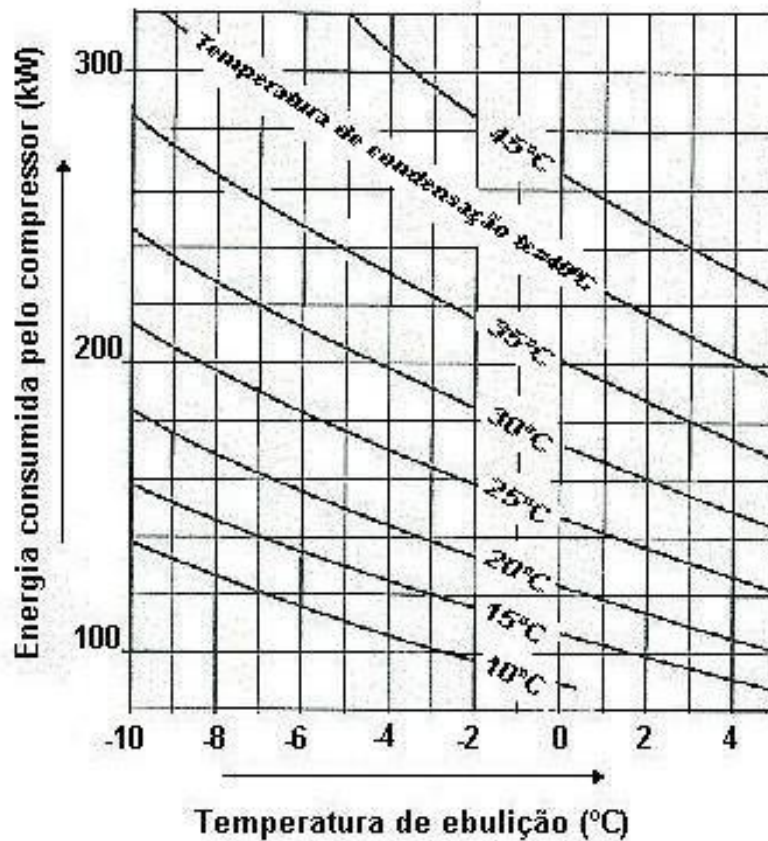


Figura 2.21 – Energia específica para compressão do R-717

As curvas da figura 2.21 representam claramente a enorme influência que as decrescentes temperaturas de ebulição exercem sobre o consumo de energia, como também as crescentes temperaturas de condensação. Desta feita, as mesmas devem ser evitadas, sob o aspecto da economia de energia [11].

Deve ser considerado, que a carga de fluido refrigerante em um sistema com R-717 fica entre 30% e 50% da carga de um sistema com halogenado, sendo que as tubulações para os sistemas de R-717 são de menor diâmetro, gerando menores perdas de carga ao longo dos dutos, o que significa melhor performance do ciclo e menor risco de *flash-gas* nas linhas de líquido. Destaca-se também, os melhores valores do coeficiente de película nos trocadores de calor, alcançados pelo R-717, conforme tabela 2.4 [6].

Tabela 2.4 – Coeficiente de película do R-717 para diferentes tipos de trocadores

<b>Tipo de fluxo</b>	<b>Coeficiente de película [W/m<sup>2</sup>.K]</b>
<b>Condensação no casco</b>	7500-11000
<b>Condensação nos tubos</b>	4200-8500
<b>Condensação em placas</b>	15000-26000
<b>Evaporador inundado tubular</b>	2300-8000
<b>Evaporador seco tubular</b>	3100-5000
<b>Evaporador inundado de placas</b>	12000-22000

Uma desvantagem para sistemas operando com R-717 e compressores recíprocos, são as rotações máximas, mais altas, normalmente 1500 rotações por minuto contra 1200 rotações por minuto, para os halogenados [6].

Sistemas operando com compressores parafuso e *economizer* apresentam um COP superior para o R-717, em relação aos halogenados [6].

O R-717 atende à quase totalidade dos requisitos abordados no mérito da aplicação industrial, no que diz respeito ao rendimento do ciclo e construção, com ressalvas quanto a segurança, pela sua alta toxicidade e pela possibilidade de tornar-se explosivo, porém de grande disponibilidade e baixo custo. Apresentando ainda, a vantagem adicional de ser um fluido refrigerante ecologicamente correto, não agredindo a camada de ozônio ou agravando diretamente o efeito estufa.

Certamente, a destruição da camada de ozônio e o aquecimento do globo, aliados à questão energética, são os problemas mais influentes sobre o desenvolvimento tecnológico da refrigeração nas últimas décadas.

Quanto ao aquecimento do globo, considerando-se que a radiação solar atinge a atmosfera através de ondas eletromagnéticas, estas são basicamente transformadas em calor na sua incidência sobre os diferentes corpos, passando a ser emanadas da superfície terrestre com comprimentos de onda infravermelho, juntamente com o calor gerado pela atividade humana. O CO<sub>2</sub>, liberado para a atmosfera é opaco a estes comprimentos de onda, gerando um “escudo” que bloqueia a emissão da radiação para fora da mesma e reflete parte destas ondas, provocando o efeito de aumento da temperatura média terrestre.

Para possibilitar as comparações quantitativas relacionadas ao efeito potencial das diferentes substâncias sobre a depleção do ozônio e contribuição de aquecimento do globo terrestre, foram criados fatores de medição, o ODP (Ozone Depletion Potential), tomando

como padrão o R-11, com uma capacidade destrutiva do ozônio de 100% e o GWP (Global Warming Potential), cujo padrão é o dióxido de carbono (R-744), para um ciclo de vida de 100 anos dos halogenados. Para estes dois fatores, o R-717 apresenta índice zero.

O GWP não consiste no único indicador que reflete o impacto sobre o aquecimento global relacionado ao fluido refrigerante em um circuito frigorífico, existe um outro indicador, o TEWI (Total Environment Warming Impact), que incorpora o GWP. Um fator indireto que inclui a emissão de dióxido de carbono para produzir a energia necessária, consumida pelo sistema elétrico da instalação de refrigeração.

Os fatores de cálculo desenvolvido para elaboração do TEWI, consistem basicamente nos potenciais diretos e indiretos de aquecimento global, com uma identificação detalhada de cada um dos elementos que compõe estes fatores e sua participação proporcional.

Quanto ao potencial direto, em relação a perda de fluido para a atmosfera, são considerados o tipo de fluido adotado, seu fator GWP, taxa de vazamento do sistema e o tempo em que a instalação está em atividade. Associam-se a estes valores a massa de fluido e a reposição de fluido refrigerante para complementação da carga.

No que diz respeito ao potencial indireto, considera-se a emissão de dióxido de carbono por kwh de consumo de energia elétrica durante o tempo de atividade da instalação.

Esta metodologia de cálculo pode ser mais claramente analisada no organograma da figura 2.22.

$TEWI = (GWP \times L \times n) + (GWP \times m [1 - \alpha_{\text{reposição}}]) + (n \times E_{\text{anual}} \times \beta)$		
$\leftarrow$ Vazamento $\rightarrow$	$\leftarrow$ Reposição das perdas $\rightarrow$	$\leftarrow$ Consumo de energia $\rightarrow$
$\leftarrow$ Potencial direto de aquecimento global $\rightarrow$		$\leftarrow$ Potencial indireto de aquecimento global $\rightarrow$
GWP	=	Potencial de aquecimento global
L	=	Taxa de vazamento por ano [ kg ]
n	=	Tempo de operação do sistema [ anos ]
m	=	Carga de refrigerante [ kg ]
$\alpha_{\text{reposição}}$	=	Fator de reciclagem
$E_{\text{anual}}$	=	Consumo de energia por ano [ kWh ]
$\beta$	=	Emissão de CO <sub>2</sub> por kWh

Figura 2.22 – Organograma dos fatores que compõe o TEWI

Valores do TEWI serão tão mais significativos, quanto maior for a dependência de energia elétrica gerada através de fontes termelétricas. Instalações que são abastecidas basicamente com energia gerada nestas condições ou por uma composição com hidroelétricas possuem uma quantidade de dióxido de carbono emitido por kWh produzido. Neste caso, considerando-se percentuais de vazamentos muito pequenos nas instalações, o mecanismo dominante para a emissão de gases que contribuem para o efeito estufa, está no processo de combustão para a geração de energia para o compressor, ganhando importância fluidos que permitam uma melhor performance do sistema.

Considerando os aspectos ambientais globais, o R-717 não destrói a camada de ozônio, além de ter um tempo de vida curto na atmosfera (máximo 15 dias), também não contribui para o efeito estufa. Ainda, devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas, o R-717 requer menos energia primária para produzir uma certa capacidade de refrigeração (alto valor do COP) do que quase todos os outros fluidos refrigerantes, de forma que o efeito indireto do aquecimento global, devido à utilização da energia a partir das usinas de carvão (principalmente na região Sul do país) também é um dos mais baixos disponíveis.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 CONTAMINAÇÃO DO R-717 POR ÁGUA

A contaminação do R-717 é muito comum em sistemas de refrigeração industrial. O ar penetra nos sistemas frigoríficos através de juntas, selos, gaxetas, etc, quando este estiver operando a uma pressão abaixo da pressão atmosférica, com temperaturas de evaporação inferiores à 240 K, normais nestes tipos de instalações. Além disso, ocorre a penetração de ar durante a montagem e os períodos de manutenção da instalação, quando esta precisa ser aberta para reparos da linha ou de seus componentes.

O vapor de água em suspensão no ar, é absorvido pelo R-717, e o ar se acumula no lado de alta da instalação (condensador e recipiente de líquido) reduzindo a performance do condensador, uma vez que ocupando parte da área de troca de calor para o fluido refrigerante (figura 3.1), eleva a temperatura e a pressão de descarga dos compressores, significando um aumento no dispêndio de energia, ou seja, para cada 100.000 Pa de aumento da pressão de condensação, aproximadamente 2,5 K na temperatura, ocorre um aumento 5% à 6% no consumo de potência [25].

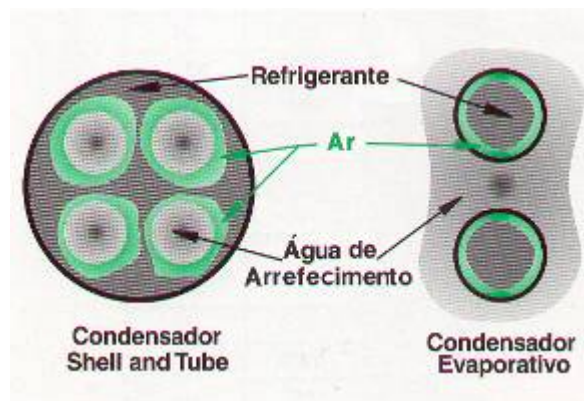


Figura 3.1 – Ocupação do espaço para o fluido refrigerante pelo ar no condensador

Devido a penetração do ar e seu enclausuramento no condensador, para cada 1K de aumento de temperatura neste trocador de calor, ocorre um aumento de 3% na potência consumida para acionamento dos compressores e 1% de redução da capacidade de refrigeração do sistema, conforme demonstra a figura 3.2 [25].

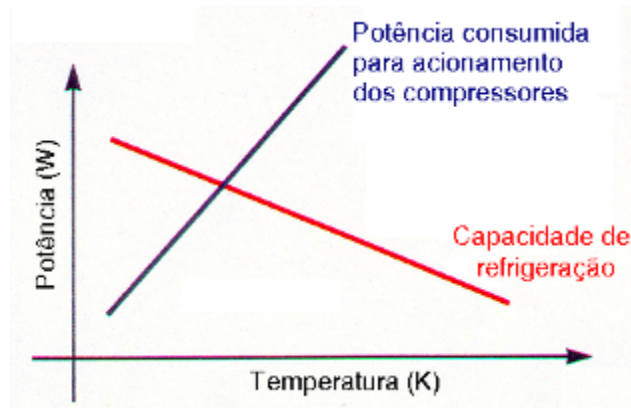


Figura 3.2 – Influência do aumento da temperatura de condensação sobre a potência consumida e a capacidade frigorífica

A instalação de um purgador de ar, como o da figura 3.3, consegue corrigir satisfatoriamente estes sintomas, porém os vazamentos na instalação devem ser identificados e corrigidos.



Figura 3.3 – Modelo de um purgador de incondensáveis

Estes purgadores podem ser operados de forma manual, automática e até mesmo por CLP (Controlador de Lógica Programada) ou também por sistemas microprocessados.

Purgadores manuais devem ser evitados, pois além de não garantirem uma purga eficiente, provocam perda de fluido refrigerante [6].

O ideal seria a utilização de purgadores automáticos devido a tendência do ar acumular-se em diversos pontos do lado de alta pressão do sistema, como condensadores e recipientes por exemplo, conforme figura 3.4, sendo que os mais eficientes são os extratores

de ar de múltiplos pontos, com purgas realizadas ponto a ponto, o que garante uma purga total dos incondensáveis [6].

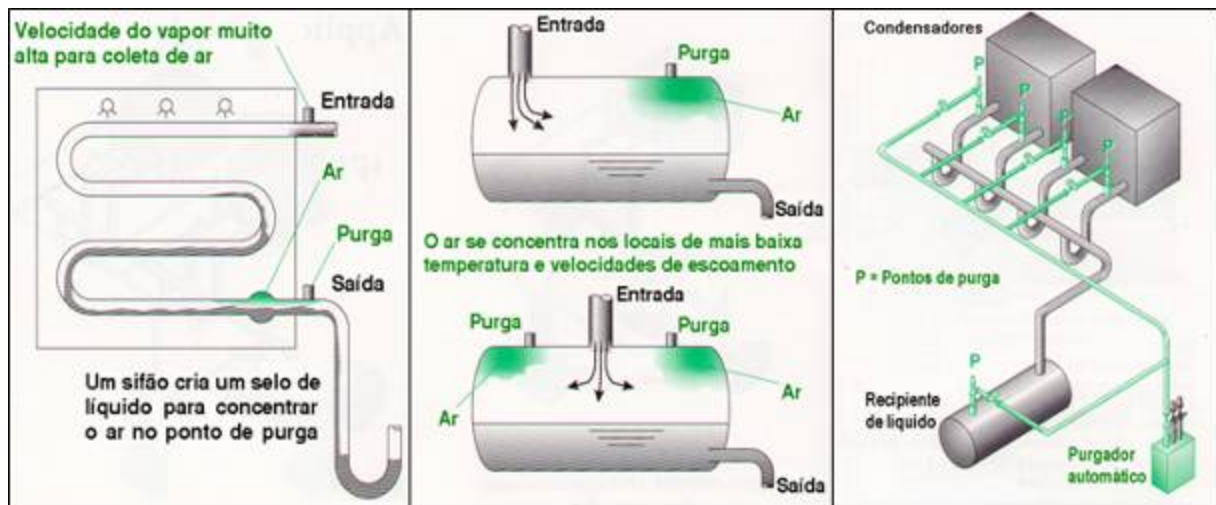


Figura 3.4 – Pontos ideais em instalações de refrigeração para purga de incondensáveis

Se por um lado, é possível, por meio dos purgadores de incondensáveis, eliminar o ar que penetrou na instalação, há de se considerar que este ar entrou úmido e saiu absolutamente seco, significando que o vapor de água ficou retido no sistema, agregado ao R-717 [6].

Exemplificando: Na média, os purgadores de ar automáticos comercialmente disponíveis, extraem constantemente  $8,34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  de ar. Considerando-se uma temperatura ambiente para sala de máquinas, onde se localizam os vazamentos, de 293 K e a umidade relativa do ar de 80%, através da carta psicrométrica do anexo C.1, o conteúdo de umidade do ar que penetra no sistema é de  $13,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/\text{m}^3$ , o que resulta em pouco mais de 36 kg de água em um ano, misturada ao R-717 operando na instalação.

Em sistemas inundados, a água concentra-se no lado de baixa pressão, especificamente no separador de líquido, embora antagonicamente, uma solução saturada de R-717 e água seja tão mais rica em R-717, quanto menor for a temperatura da mistura, ou seja, à pressão atmosférica normal e uma temperatura de 303,15 K, uma solução saturada de R-717 e água conterá aproximadamente 29% de sua massa em R-717, enquanto que a 273,15 K, aumenta para 46,5% a participação do R-717 em massa, como pode ser observado no diagrama do anexo D.1 [12].

A razão para concentração de água no lado de baixa é justamente devida à gigantesca diferença da pressão de vapor entre a água e o R-717 em um sistema de bombeamento



contínuo. Por exemplo, à 274,82 K, a pressão de vapor do R-717 é 457 kPa comparada a 689,5 Pa para água. Como o líquido com a pressão de vapor mais alta evapora em maior proporção que o líquido com a mais baixa pressão de vapor, um resíduo cada vez maior do fluido de mais baixa pressão de vapor, remanesce continuamente, enquanto sua infiltração não é corrigida [12].

As características de solubilidade do R-717 em água permitem formar uma solução de R-717 aquosa (figura 3.5), que substitui o fluido refrigerante R-717 anidro na instalação. Esta mudança ocorre continuamente no sistema, durante certo tempo e seus efeitos passam desadvertidos, porém intensificando-se [12].

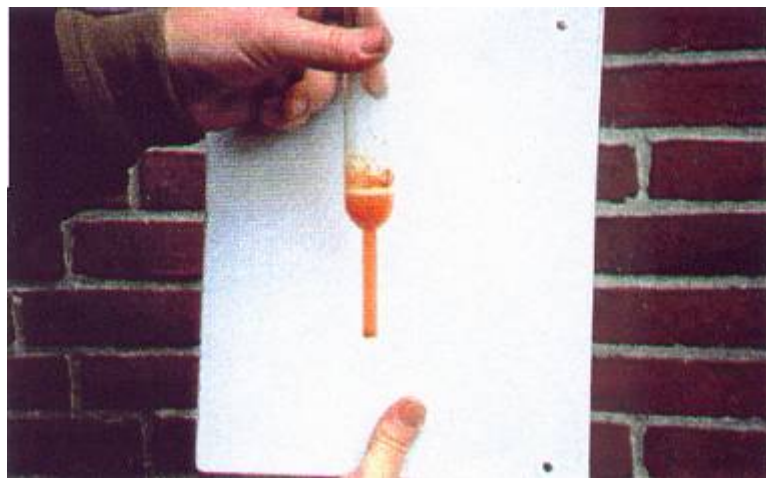


Figura 3.5 – Amostra do resíduo de coleta de R-717 em sistema severamente contaminado com água

Os efeitos da contaminação do R-717 com água são muitos, vão desde mudanças químicas ocorridas com o óleo lubrificante, como formação de ácidos orgânicos e lodo, até modificação da relação de pressão/temperatura, que é prejudicada, além de um acréscimo da perda de carga na tubulação e diminuição no desempenho do evaporador [12].

A contaminação do R-717 causada pela presença de água nos sistemas de refrigeração industrial, é um problema frequentemente negligenciado, devido a concepção de que o R-717 é mais tolerante que os halogenados à este contágio, inclusive evitando a solidificação da água nos dispositivos de expansão e possível entupimento, pela sua solubilização com a mesma, de modo que somente a pouco tempo este problema começou a ser considerado com a devida importância, principalmente pela questão energética, até então de pouca influência, por consequência da abundância deste recurso.

Estranhamente, a solução de R-717 com água não segue um padrão contínuo em relação à sua temperatura de solidificação proporcional ao conteúdo, em massa, do fluido refrigerante. O ponto de congelamento do R-717 anidro é de 195,43 K, sendo que a temperatura mais baixa, de 172,87 K, para solidificação da mistura é alcançada com uma fração de 33,4% de R-717 em massa, onde menores concentrações causam um aumento abrupto na temperatura e maiores concentrações tendem à uma constância em torno de 187 K, porém com pequenas variações, máximas de 7 K, para mais e para menos, como pode ser observado no anexo D.3 [12].

Torna-se extremamente recomendável a limpeza da instalação utilizando ar comprimido seco ou nitrogênio antes da realização do vácuo e a posterior carga de fluido refrigerante na instalação, observando-se algumas normas e recomendações [6]:

- ANSI/ASHRAE 15 - 1994 - Safety Code for Mechanical Refrigeration;
- ANSI/IIAR 02 - 1984 - Equipment, Design and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems;
- ASME/ANSI B31.5 - 1992 - Refrigeration Piping;
- ISO/DIS 5149 -1986 - Mechanical Refrigerating Systems Used for Cooling and Heating - Safety Requirements;
- NR-13 - 1977 - Segurança e Medicina do Trabalho - Caldeiras e Vasos de Pressão. Lei nº. 6514 de 22 de dezembro de 1977.

O processo de montagem e *start-up*(primeira posta em marcha do sistema), por sua vez, propicia através de seus procedimentos, várias oportunidades para contaminação do sistema de refrigeração com ar e conseqüentemente vapor de água [12]:

— Pode ocorrer condensação de vapor de água dentro das linhas durante a montagem, exposição de equipamentos e componentes ao meio ambiente, sem proteção ou sem pressurização interna (com nitrogênio, por exemplo) [12].

— Vasos de pressão, após testes hidrostáticos, mal drenados, condensação de vapor de água devido a testes pneumáticos das linhas, utilizando ar úmido, vácuo ineficiente ou não realizado e carga de R-717 excessivamente contaminada por água [12].

No entanto, mesmo que se elimine todos possíveis fatores de contaminação durante a montagem de uma instalação, esta pode ocorrer na operação normal do sistema, através da ruptura de tubos de trocadores de calor tipo *shell-and-tube* (trocadores de calor com arranjos multitubulares em carcaças cilíndricas), pequenos vazamentos em gaxetas das hastes de válvulas, juntas de tubulações rosqueadas ou flangeadas, selos de bombas, selos de

compressores e serpentinas de unidades evaporadoras operando com baixas pressões, ou até em operação de recolhimento do fluido. Reações químicas complexas entre o R-717, oxigênio, água, óleo e lodo, podem criar mais água livre no sistema [12].

Procedimentos de manutenção também são fontes de contaminação, visto que após os reparos do sistema, geralmente não é executado vácuo, e quando é, à níveis inferiores ao necessário, bem como procedimentos não apropriados de drenagem de óleo ou purga de fluido refrigerante durante a manutenção em vasos ou linhas, com pressão abaixo da atmosférica, aumentando potencialmente a possibilidade de contaminação, quando a drenagem é feita em tanques com água, em instalações cuja linha de dreno não possua válvula de retenção para impedir o contra-fluxo de água [12].

No Brasil, dados estatísticos sobre a contaminação com água em instalações de refrigeração utilizando R-717 como fluido refrigerante, são muito precários, dado que à nível mundial é um assunto recente e ao qual não era dispensada relevância, visto que seus efeitos mais notórios só se fazem perceber depois de severo comprometimento do sistema.

Em trabalho de pesquisa, realizado em mais de sessenta e quatro instalações industriais de refrigeração, operando com R-717 na Dinamarca, Noruega e Suécia, os resultados comprovaram que grande parte destas instalações encontravam-se contaminadas por água, com uma média percentual que chegava de 3% a 6%, sendo que mais de 10% ultrapassavam valores de 8% a 10% de água acumulada no separador de líquido, sem que nenhuma das plantas tivesse qualquer conhecimento sobre a contaminação com água e de seus problemas resultantes [13].

A água presente no sistema de refrigeração, operando com R-717, provoca reações químicas com a formação de hidróxido de amônio ( $\text{NH}_4\text{OH}$ ), que pode causar a corrosão galvânica em válvulas e linhas, principalmente onde há acúmulo de óleo [6].

Juntamente com a presença de oxigênio, ocorre a quebra das cadeias moleculares do óleo, através da oxidação, nitritação e formação de compostos nitrosos. Estes compostos são solúveis em R-717 e são arrastados após o separador de óleo. Com isso, o consumo de óleo se torna excessivo e vários componentes podem se deteriorar devido à corrosão. Impurezas são depositadas em filtros, válvulas, trocadores de calor, vasos e no sistema de tubulação, enquanto que resíduos de óleo causam contaminação particularmente em vasos de baixa pressão e evaporadores, prejudicando a troca de calor [6].

Pode-se observar através da figura 3.6, as conseqüências de sistemas operando com R-717 severamente contaminado com água. No quadro 3.6 a, o óleo mineral utilizado por um

compressor parafuso além de encontrar-se deteriorado, contém uma série de impurezas e demonstra viscosidade incompatível com as exigências de carga mecânica do compressor. O filtro de óleo de um compressor recíproco do quadro 3.6 b, apresenta-se totalmente coberto com óleo em decomposição, impedindo a bomba de executar a correta lubrificação das partes móveis do compressor. Em 3.6 c, o filtro de sucção do separador de líquido exhibe contaminação com impurezas e obstrução quase total por lodo, gerando grandes perdas de carga na aspiração do compressor, elevando significativamente a relação de compressão. A válvula de bloqueio em 3.6 d, contaminada com óleo degradado, tem sua funcionalidade e estrutura comprometidas. Os pistões do compressor em 3.6 e, apresentam-se completamente incrustados por resíduos carbônicos e finalmente no quadro 3.6 f, o eixo do virabrequim tem sua superfície marcada e desgastada pela falta de lubrificante adequado.

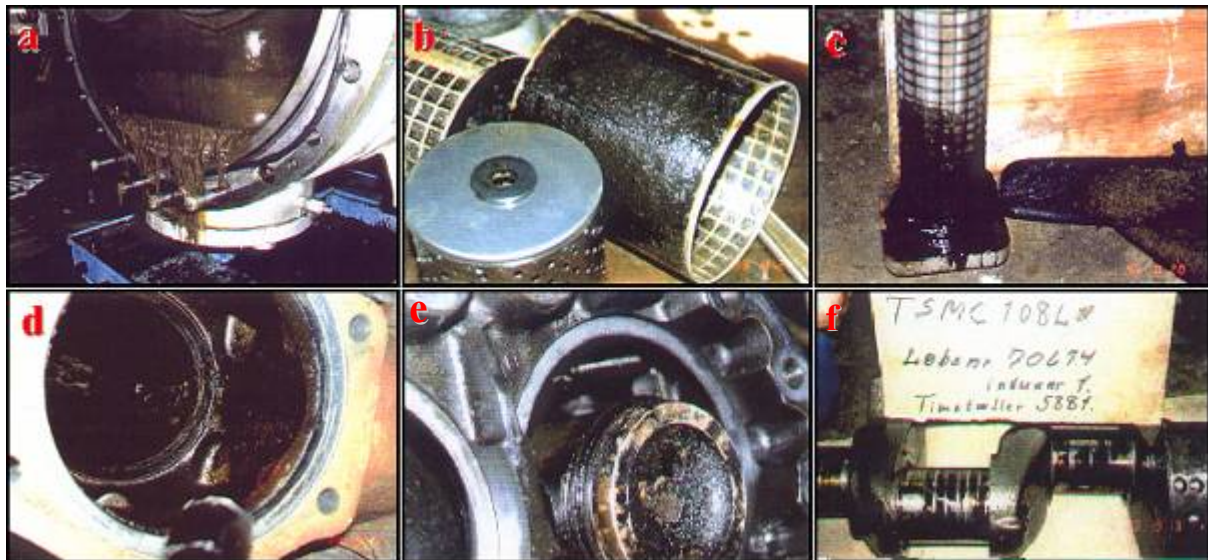


Figura 3.6 – Sistema de refrigeração com órgãos contaminados por óleo em decomposição

A figura 3.7 permite que se estabeleça uma relação visual entre as diferentes condições da qualidade do óleo lubrificante em um sistema de refrigeração, sendo que as condições ideais apresentam-se em 1 e 2, condições aceitáveis em 3 e 4, com perdas acentuadas de suas características para utilização em 5, 6 e 7, tornando o óleo incompatível com suas funções [6].

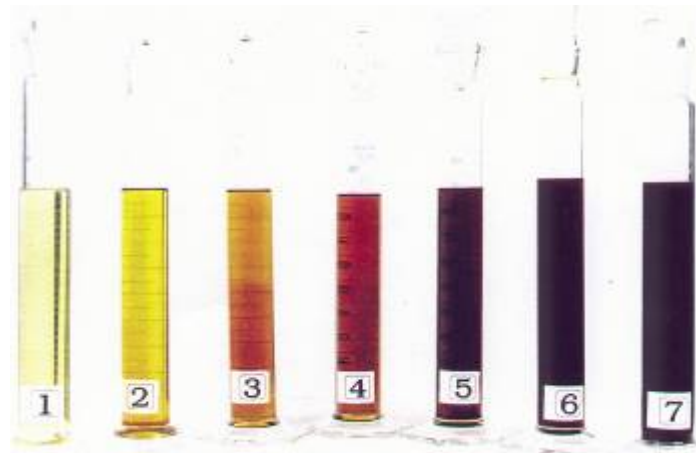


Figura 3.7 – Comparativo visual da qualidade do óleo lubrificante

Para que sejam garantidas condições de operação dentro dos limites aceitáveis, o percentual de água deverá ser mantido entre 0,5% e 1% [6].

O método mais eficiente e viável, para remoção da água de um sistema de refrigeração, mantendo a contaminação dentro dos parâmetros pré-estabelecidos, é realizado através de processo intermitente, onde quantidades apreciáveis do fluido refrigerante (*batch*) possam ser aquecidas em um separador de fases conectado no lado de baixa, por meio de vapor ou água quente, preferencialmente com a possibilidade de utilização de algum processo de recuperação de calor da planta [12].

A terminologia técnica adota o termo *batch*, amplamente empregado, cuja tradução literal não é aplicada e sim uma equivalente em português, “batelada”.

Todavia, os projetos das instalações industriais existentes, operando há algum tempo, não previam dispositivos deste tipo como parte integrante do sistema, ou meios para executar processos de extração de água [12].

Uma maneira de tornar possível o processo de retificação do fluido refrigerante é a purga contínua de água do sistema, através de um regenerador acoplado à instalação.

O regenerador de R-717, constitui-se basicamente de um cilindro de aço, disposto em posição vertical, com calotas abauladas soldadas em suas extremidades, sendo concêntrico à um outro cilindro de maior diâmetro, onde no espaço anelar circula fluido refrigerante na fase vapor ou água quente e em seu interior é injetado R-717 contaminado [12].

Quanto as características construtivas de operação, é essencial que o vaso recipiente do regenerador seja projetado para alta pressão e munido com válvulas de alívio para segurança. Além destas, um conjunto mínimo de equipamentos consiste de manômetro com

registro, válvula reguladora de pressão, medidor de nível de líquido, dreno para impurezas e uma válvula para injeção de líquido, conforme pode ser visualizado na figura 3.8, que mostra o desenho esquemático de um regenerador de R-717, para aproveitamento de água proveniente do resfriamento de óleo, compressores ou condensadores, projetado em conformidade com a ASME Unfired Pressure Vessel Code e padrão ANSI/ASHARE 15 [12].

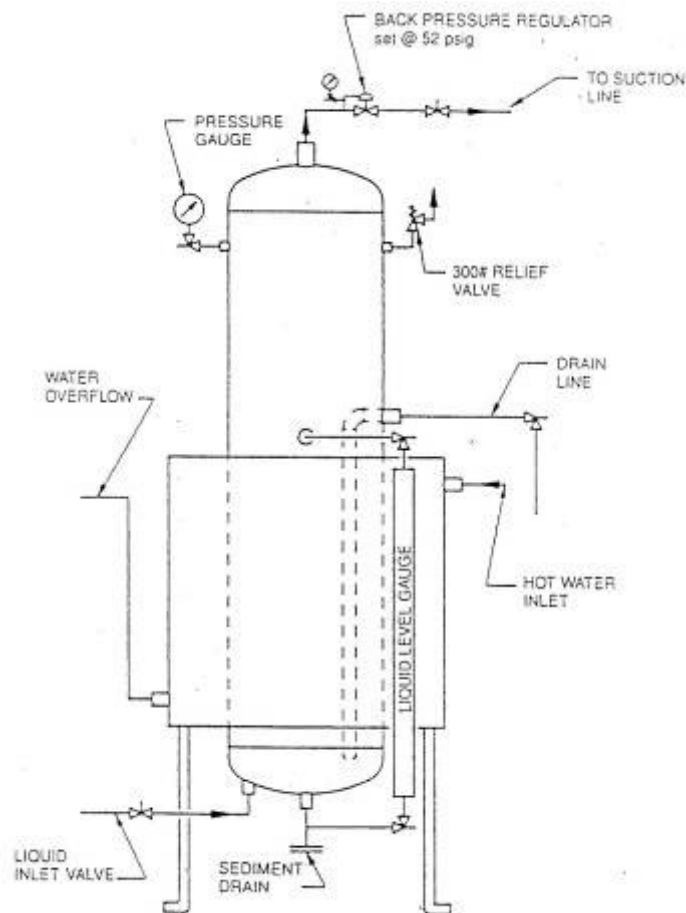


Figura 3.8 - Esquema de um regenerador utilizando água quente

Seu princípio de funcionamento baseia-se na expansão do R-717 líquido contaminado injetado no interior do cilindro de menor diâmetro, que absorve o calor cedido pela fonte quente, água ou vapor, os quais circulam pelo espaço anelar. Com a vaporização do R-717, a água e outros contaminantes precipitam-se no fundo do vaso, sendo posteriormente purgados através de um dreno. Os vapores do R-717 purificados, são liberados através da linha de baixa, retomando seu fluxo normal pelo sistema. Esse processo repete-se continuamente de

maneira intermitente, ou seja, o fluido refrigerante é regenerado em determinadas quantidades por vez, periodicamente, sendo que a drenagem é efetuada manualmente.

Unidades regeneradoras, como a da figura 3.9, funcionando automaticamente, com exceção da operação de drenagem, facilitam a operação, garantido maior segurança, eficiência e confiabilidade ao processo, embora a concepção de uma serpentina interna para aquecimento, não seja a mais aconselhável, devido ao difícil acesso para manutenção em caso de incrustações e raramente, um possível vazamento na tubulação, dando-se preferência a recipientes encamisados.



Figura 3.9 – Exemplo de um regenerador de R-717 com vapor quente automatizado

O funcionamento de uma unidade regeneradora de R-717 automatizada, utilizando vapor quente do próprio fluido refrigerante operando na instalação, pode ser analisado na figura 3.10. Neste equipamento, o vapor de aquecimento circula através de uma serpentina interna em contato com o fluido refrigerante contaminado.

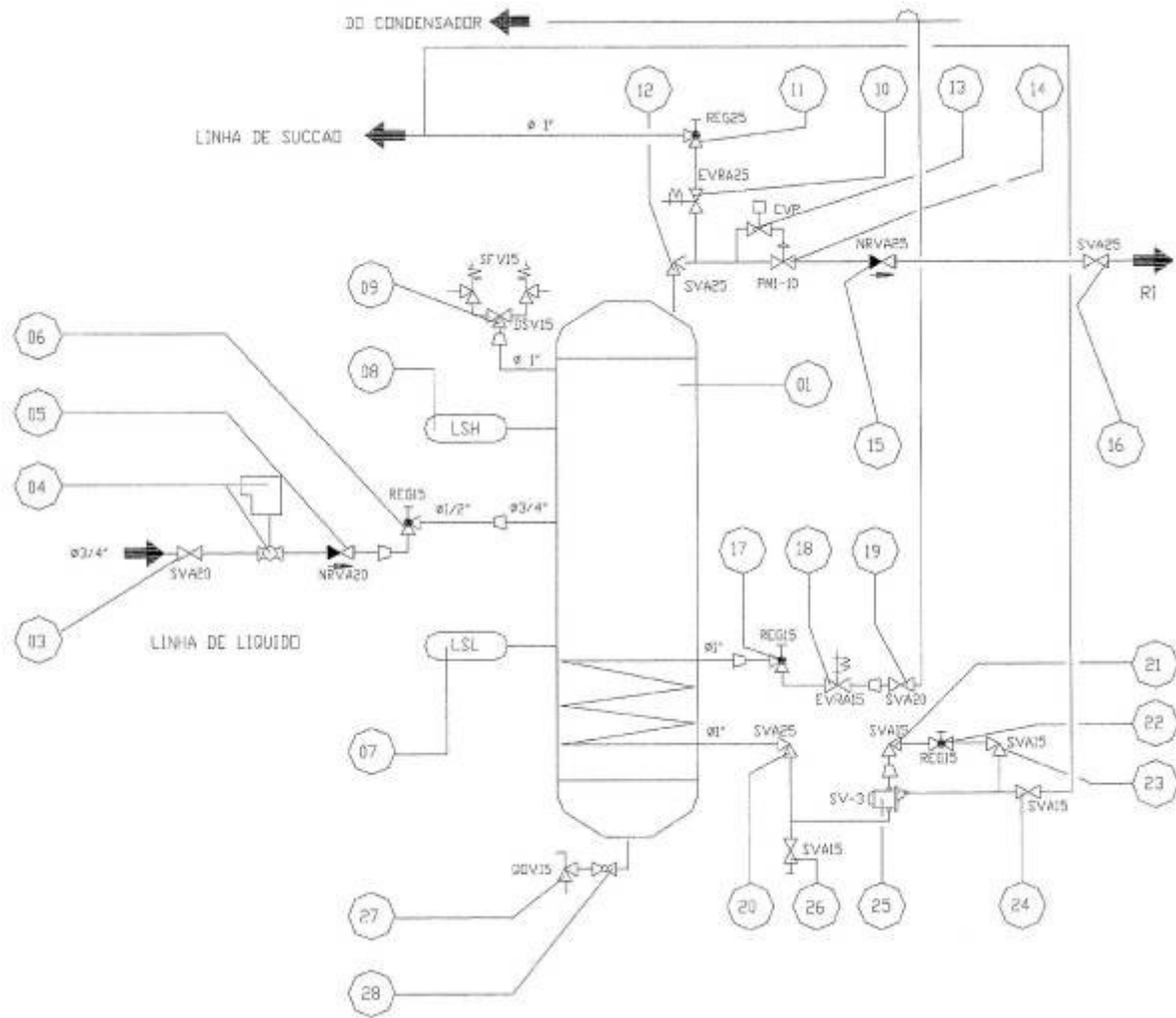


Figura 3.10 – Fluxograma de um regenerador automatizado

A operação de separação dos contaminantes do R-717, é comandada pelos controladores de nível 07 e 08. Quando o controlador 07 acusar baixo nível de fluido refrigerante contaminado no regenerador, libera um sinal para que a válvula de esfera (04), elétrica, abasteça o recipiente (01) com o fluido, juntamente com a abertura da válvula solenóide da sucção (10), que com o rebaixamento da pressão no interior do vaso, induz o fluxo. A válvula 6 regula a velocidade do fluido refrigerante que entra no equipamento, enquanto que a válvula 11 regula a velocidade do vapor que deixa o mesmo. Durante este período, a válvula solenóide de alimentação da serpentina de vapor quente (18), permanece fechada. Assim que o controlador de nível alto (08) verificar quantidade suficiente de fluido refrigerante, inicia-se o processo de purificação do R-717, através da abertura da válvula 18 e da válvula 14, pilotada pela válvula reguladora de pressão (13), a qual controla a pressão de



vaporização evitando temperaturas muito baixas em 01, com simultâneo fechamento das válvulas 04 e 10. Com a transferência de calor do vapor de fluido refrigerante que passa pela serpentina de aquecimento, este se condensa e por meio da válvula de bóia (25), volta a vaporizar-se retornando à linha de sucção. A válvula 17, através do controle da vazão de vapor e conseqüentemente capacidade de aquecimento, permite o ajuste da intensidade do processo de purificação, impedindo que água, óleo e outras impurezas retornem ao sistema. A fim de evitar eventuais riscos por alta pressurização do recipiente, em função de um fluxo de calor excessivo, são instaladas válvulas de segurança (09).

Terminada a operação de extração dos contaminantes, a serpentina de aquecimento continuará funcionando em regime forçado, com o fechamento da válvula de bloqueio (03), até que a pressão manométrica caia para aproximadamente  $0,5 \cdot 10^5$  Pa, minimizando o percentual de R-717 na mistura. Depois da evaporação do fluido refrigerante, a drenagem é realizada através da abertura da válvula 28, recolhendo-se o conteúdo em recipiente limpo e graduado, para determinação da quantidade drenada e posterior análise para avaliação das exigências de frequência dos intervalos de drenagem. Na mudança do processo de purificação e drenagem, para reabastecimento, a válvula de retenção (05), evita o retorno de líquido, enquanto que a válvula de controle de vazão (12), regula a perda de pressão, para que a operação ocorra lentamente, evitando um excesso de vazão na bomba do separador, reiniciando o ciclo de regeneração do R-717, do sistema.

Muito embora alguns fabricantes disponham de equipamentos regeneradores de água, ar e óleo, agregados à instalações novas ou que possam ser acoplados à sistemas em funcionamento, não é prática comum, devido à falta de estímulo pela pouca informação, a adição destes retificadores, porém as conseqüências da contaminação com água não se restringem somente aos seus efeitos químicos sobre a instalação, o seu expurgo também possibilita uma substancial redução dos custos de energia, através do aumento do COP do sistema.

### 3.2 ALTERAÇÃO DO COP PELA CONTAMINAÇÃO DO R-717 POR ÁGUA

A detecção da contaminação com água de uma instalação de refrigeração pode levar anos até que os seus efeitos sejam percebidos. Durante este tempo, para manutenção das temperaturas de ebulição, um maior número de compressores operaram, durante mais tempo, com acentuada baixa da pressão de sucção, gerando consumo adicional de energia elétrica, com desperdício [12].

Considerando-se que a relação pressão-temperatura para soluções aquosas de R-717 é diferente que para R-717 anidro, à uma determinada pressão de vaporização, a temperatura de saturação para o fluido refrigerante puro, será mais baixa que a temperatura de saturação para mistura. Com a solução aquosa cada vez mais diluída, o conteúdo de água é aumentado e a temperatura de saturação fica ainda mais alta [12].

No anexo D.2, o diagrama mostra as temperaturas de saturação para misturas de R-717 e água, em quatro níveis de pressão de sucção típicos dos sistemas de refrigeração. De acordo com o percentual de água no eixo das abscissas, projeta-se uma reta vertical sobre a curva referente à pressão de sucção desejada e rebatendo sobre o eixo das ordenadas obtém-se a temperatura correspondente de saturação na vaporização da mistura.

A tabela 3.1 lista algumas temperaturas de saturação para três diferentes níveis de pressão, para misturas de água e R-717, com diluição que varia de 0 à 30%, baseadas no diagrama do anexo D.2 [12].

Tabela 3.1 – Temperaturas de saturação para mistura de R-717 e água

Diluição (%)	Pressão [Pa]			Temperaturas
	71186,1454	101325	304030,8644	
0	232,93 K	239,82 K	264,26 K	
10	234,54 K	241,48 K	266,15 K	
20	236,76 K	244,26 K	269,65 K	
30	240,93 K	248,70 K	275,48 K	

Percebe-se que com o aumento do percentual de água, ocorre um incremento da temperatura de saturação na sucção, ficando esta, cada vez maior.

Com a tendência de elevação da temperatura do líquido saturado, que circula nos evaporadores, o fluxo de calor entre o trocador e o meio à refrigerar é diminuído. Sob este aspecto, o sistema procura compensar a redução no trânsito de energia térmica, através do rebaixamento da pressão do regime de trabalho, a fim de manter a ebulição em um mesmo potencial térmico, porém com a penalidade de diminuição da capacidade frigorífica [12].

Na tentativa de manter-se o valor da carga térmica absorvida constante, a fim de evitar uma mudança nas condições operacionais da instalação, os compressores teoricamente teriam que aumentar o seu consumo de potência, conseqüentemente a quantidade de energia utilizada, porém o que ocorre na realidade é que, a quantidade de massa de vapor deslocada pelos compressores diminui, conforme equação 2.21 da seção 2.2.2, em função das equações 2.22 e 2.23, já que segundo estas, os compressores possuem seu rendimento volumétrico afetado pela perda de carga, reduzindo sua potência consumida, devendo funcionar por um maior período para remoção do calor, com aumento do consumo de energia em igual quantidade a condição teoricamente estabelecida [12].

$$\eta_V = 1 - \varepsilon \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.22)$$

$$\varepsilon = \frac{V_\varepsilon}{V_C - V_\varepsilon} \quad (2.23)$$

$V_C$	capacidade volumétrica do cilindro [m <sup>3</sup> ]
$V_\varepsilon$	volume do espaço nocivo [m <sup>3</sup> ]
n	coeficiente politrópico
$p_1$	pressão de aspiração do compressor [Pa]
$p_2$	pressão de descarga do compressor [Pa]
$\varepsilon$	coeficiente do espaço nocivo
$\eta_V$	rendimento volumétrico do compressor

Devido à uma limitação de ordem mecânica, visto a impossibilidade dos pistões no ponto morto superior entrarem em contato com a placa de válvulas, uma parcela do vapor à alta pressão e temperatura fica enclausurada neste espaço, dito nocivo. Com o deslocamento

do pistão esta parcela de vapor é expandida, até que a pressão no interior do cilindro seja baixa o suficiente para admissão de uma nova quantidade de fluido refrigerante.

O espaço nocivo e conseqüentemente o volume de reexpansão do fluido, são características intrínsecas do compressor.

Embora haja redução do consumo de potência, esta ocorre em proporção bem menor que a diminuição da capacidade frigorífica da instalação, conforme equações 2.24 e 2.25, visto que para capacidade frigorífica além da diminuição do fluxo de massa, há uma redução no efeito frigorífico, enquanto que para o consumo de potência o trabalho específico aumenta.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}.q_E \quad (2.24)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}.w_C \quad (2.25)$$

$\dot{Q}_E$	capacidade frigorífica do sistema [W]
$\dot{m}$	fluxo de massa [kg/s]
$q_E$	efeito frigorífico [J/kg]
$\dot{W}_C$	consumo de potência [W]
$w_C$	trabalho específico [J/kg]

Para a determinação do COP, este será deduzido na razão do efeito frigorífico e do trabalho específico, sendo que a energia consumida para que se realize o processo de refrigeração aumentará numa proporção aproximada à quantidade de água acumulada no sistema [13].

O impacto relacionado com o desperdício de energia da instalação potencializa-se com o fato de que, com a diminuição da pressão, compressores dotados de controle de capacidade, passarão a funcionar com seus dispositivos ativados constantemente, operando a maior parte do tempo como em carga parcial. Isto quer dizer que, mesmo com a capacidade requerida efetivamente grande, os compressores não trabalham à pleno, funcionando durante um período maior, conseqüentemente com aumento do consumo de energia [13].

A figura 3.11 mostra um exemplo de compressor parafuso de aplicação industrial típica, traçando a curva característica do tempo de funcionamento, em distintos estágios de capacidade.

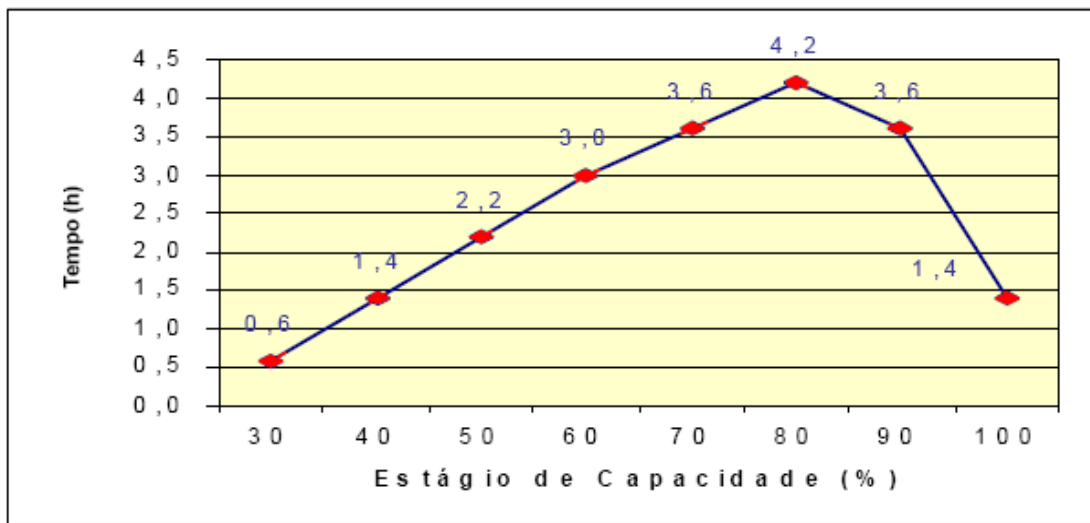


Figura 3.11 – Perfil de carga típico para compressores parafuso em horas de operação

Comparada com a tendência causada por uma diminuição da pressão de sucção pela contaminação com água a curva teria um alongamento vertical, com deslocamento para esquerda.

## **4. ESTUDO DE CASO**

### **4.1 LEVANTAMENTO DE DADOS**

#### **4.1.1 Identificação das Instalações de Refrigeração Pesquisadas**

Das onze indústrias sediadas em Rio Grande, duas não utilizam sistemas de refrigeração com R-717, uma é a MARSILVA, que trabalha com pescado salgado e resfriado em instalações frigoríficas operando com halogenados e a outra é a ASIAMERICA, que também emprega o mesmo tipo de fluido refrigerante.

A empresa Netuno Ltda., não possui equipamento frigorífico próprio, alugando câmaras frias da Pescal.

Das oito indústrias restantes, a Leal Santos não quis participar da pesquisa, sendo que a Furtado encontra-se parada, com reativação prevista somente em fevereiro de 2006, para safra do camarão e a Ártico em férias coletivas.

Do reduzido número de empresas remanescentes, a Paulo Hepp Pescados Ltda., não retornou resposta à proposta do projeto e a Albano de Oliveira e Cia Ltda., alegou que não poderia disponibilizar amostra de R-717, de maneira que das indústrias restantes optou-se realizar o estudo nas instalações de refrigeração de duas das maiores empresas da cidade, Pescal e Torquato Pontes, não só pela tradição das empresas na atividade pesqueira e representatividade do setor, como pelo porte e equipamento empregado. Embora utilizando sistemas muito parecidos, a Torquato Pontes diferencia-se da Pescal, por possuir um regenerador de R-717, de maneira que tornou-se muito interessante o estudo comparativo, não só entre as concentrações de água das amostras, como também da eficiência energética do ciclo simulado de refrigeração. Outro detalhe que diferencia fisicamente as instalações é de que no sistema da Torquato, o resfriamento dos vapores provenientes da descarga do estágio de baixa é feito através de injeção de líquido do recipiente, controlado por válvulas eletrônicas, enquanto o da Pescal é com RI aberto.

Devido à precariedade e imprecisão dos dados referentes às características termodinâmicas operacionais dos equipamentos de refrigeração, que para obtenção das mesmas levariam a um estudo mais aprofundado e específico, fugindo do foco principal do trabalho, as tabelas do anexo F trazem um levantamento das principais elementos para

identificação das empresas e dos sistemas de refrigeração objeto da pesquisa de contaminação do R-717 com água, apenas com o intuito informativo, visto que as informações coletadas foram utilizadas apenas para que se obtivesse uma noção do modelo estipulado na simulação.

#### **4.1.2 Procedimento para Coleta de Amostra de R-717 Contaminado**

Em sistemas inundados, a amostra de R-717 contaminado deve ser retirada através da válvula de dreno de óleo, no domo de purga do separador de líquido [12]. Primeiramente porque a água concentra-se no separador, como estudado na seção 3.1, e segundo, devido ao fluido refrigerante líquido necessário para amostra encontrar-se acumulado no fundo do vaso de baixa pressão, facilitando seu recolhimento, porém com um inconveniente, devido à diferença de densidade, todo óleo deverá ser drenado antes.

Embora, para sistemas operando em duplo estágio a pressão no interior do separador de líquido seja inferior à atmosférica, há de se considerar a pressão hidrostática exercida pela coluna de líquido. Até 239,75 K, a pressão no interior do separador é inferior à pressão atmosférica, sendo esta temperatura, a de menor densidade absoluta do fluido refrigerante, no limite da pressão externa.

Os separadores dos sistemas analisados trabalhavam com temperaturas em torno de 237,15 K, nestas condições, em função da pressão de saturação interna e da densidade do R-717 líquido, a altura da coluna do fluido obrigatoriamente teria que passar para mínimos 2,6 m, a fim de garantir pressão superior à atmosférica, incompatíveis com as dimensões do vaso, principalmente se não for vertical e ainda considerando o volume ocupado pelo vapor. Esta acentuada variação na altura ocorre porque, mesmo que a densidade absoluta do R-717 líquido aumente com o rebaixamento da temperatura, não o faz na mesma proporção da diminuição da pressão de saturação.

Para que se obtivesse amostra de R-717 contaminado, retirado do separador de líquido, seria necessária a parada total do sistema, até que a pressão no interior do vaso se estabilizasse em níveis superiores a atmosférica. Como os estudos efetuados em campo, foram nas condições reais de operação dos sistemas, tornava-se extremamente difícil a possibilidade de desligamento do equipamento, por um período tão longo, sem acarretar prejuízo para instalação. Assim, optou-se por fazer o recolhimento da amostra, pela linha de descarga da bomba de líquido do separador, visto que além de sua pressão ser pouco superior à atmosférica, a tomada de sucção da bomba no interior do vaso, é em nível superior ao

acúmulo de óleo e outros resíduos.

Embora, segundo a bibliografia consultada a concentração de água ocorra no separador, para efeito de estudo foi promovida a coleta de amostra, também do resfriador intermediário. Neste caso, a coleta se processou no domo do dreno da purga de óleo, sem necessidade de parada do sistema, pois o vaso opera em pressão acima da atmosférica.

Nas instalações da Torquato Pontes, além da coleta no sistema de congelados, também foram retiradas amostras de R-717 líquido, das máquinas de gelo, junto à purga de óleo, na extremidade inferior dos cilindros geradores (evaporadores), as quais também operavam com pressões superiores à atmosférica.

Para todas situações, foram adotadas precauções extras para extração do R-717 líquido dos sistemas, como máscara protetora facial com filtros, luvas de borracha de punho alto e jaleco de couro, que podem ser visualizados na figura 4.1, além de mangueira de alta vazão de água, ligada à uma válvula de fecho rápido e máxima ventilação possível, do ambiente.



Figura 4.1 – Equipamento de proteção

Para coleta das amostras da amostra de R-717, foi especialmente confeccionada uma peça que constava de um corpo de válvula com registro, dotado de regulagem gradual de abertura, para controle da vazão do fluido refrigerante, além de uma adaptação para rosca de  $\frac{3}{4}$ " numa de suas conexões, a fim de permitir um perfeito acoplamento ao engate do manômetro da descarga da bomba de líquido. Associa-se ao dispositivo, um tubo curvado, em



sua outra conexão, para saída afastada do fluido, em relação à posição de atuação sobre o registro da válvula, conforme é demonstrado na figura 4.2.

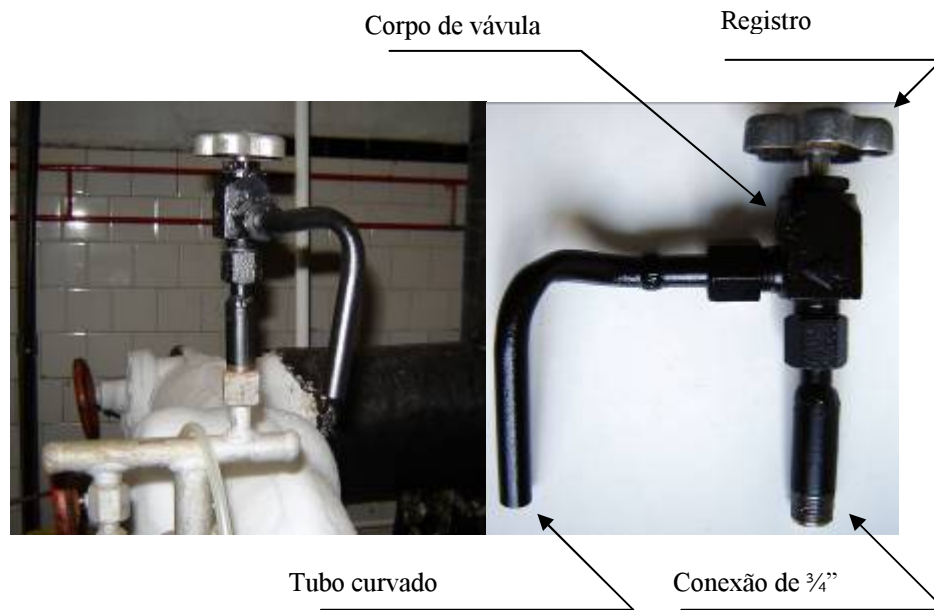


Figura 4.2 – Válvula de controle de vazão para coleta da amostra

Também foram utilizadas duas provetas graduadas, uma de 100 ml e outra de 50 ml, ambas com precisão de 1 ml (figura 4.3) e uma rolha de vedação com respiro (figura 4.4). A proveta menor, possuía 20 ml de óleo mineral para compressores de refrigeração.

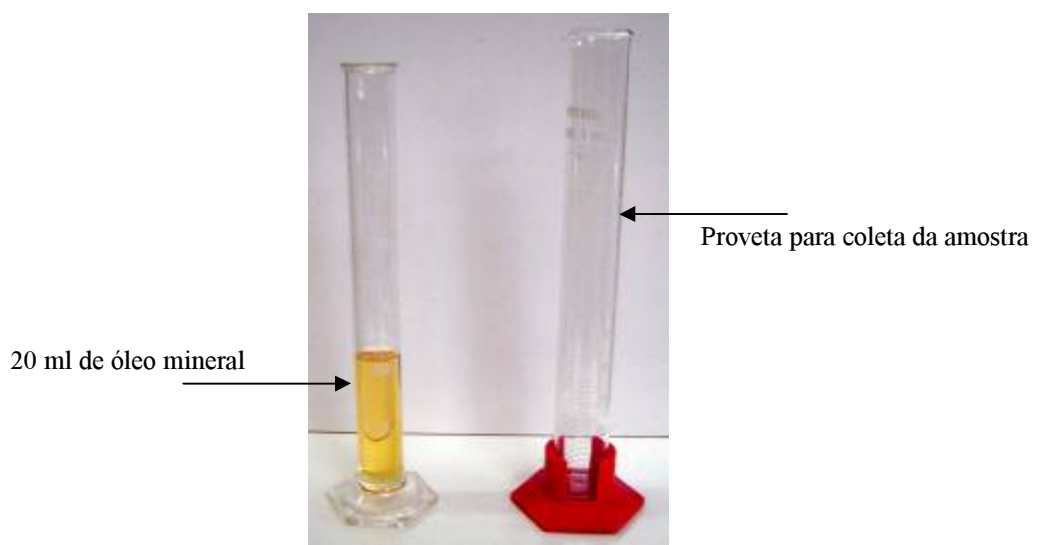


Figura 4.3 – Provetas para coleta da amostra



Figura 4.4 – Rolha de vedação com respiro

Com a abertura gradual e parcial do registro, conseguiu-se controlar em condições ideais a vazão do R-717 líquido expelido, preenchendo a proveta até a marca dos 50 ml.

O tempo de preenchimento da proveta até a marca dos 50 ml, era em torno de 15 s, sendo que nos primeiros dois terços do tempo, completava-se quase todo volume, à partir de onde, restringia-se o fluxo, atuando sobre o registro, a fim de obter-se melhor precisão.

As variações observadas nas três coletas realizadas em cada um dos sistemas, nunca igualaram-se ou ultrapassaram os limites de 49 ml e 51 ml.

Em um primeiro instante, logo após a abertura do registro, a vaporização era relativamente intensa na saída do tubo de coleta, porém, com o rápido rebaixamento de sua temperatura devido à troca de fase do fluido refrigerante, o mesmo escorria líquido, com pequena parcela de vapor, sendo que nesta condição dava-se início ao recolhimento da amostra (figura 4.5).



Figura 4.5 – Coleta do R-717 líquido

O prévio resfriamento da proveta em contato com gelo fundente, garantia uma ebulição no interior do frasco de forma tênue, diminuindo significativamente a parcela de vapor gerado durante todo processo de coleta. Também procurou-se não segurar a proveta na porção dos 50 ml com o R-717 líquido, a fim de impedir intensa troca térmica com o fluido.

Imediatamente após o procedimento de coleta da amostra, tomou-se cuidado extremo para que fosse evitado o contato entre o ar e o conteúdo da proveta de teste, pois o vapor d'água em suspensão no ar condensar-se-ia, solidificando durante a evaporação do R-717, que no final do processo descongelaria misturando-se com o resíduo, distorcendo o resultado da medição, invalidando a mesma. Desta feita, assim que os 50 ml da amostra foram retirados, arrolhou-se instantaneamente a proveta, afogando o respiro em óleo. Embora não fosse essencialmente necessária a imersão da mangueira no lubrificante, considerando a pressão estabelecida pelos vapores do R-717 gerados no interior do frasco ser maior que a atmosférica, não tratou-se de um preciosismo, mas sim uma garantia do final do processo de troca de fase do R-717, através da observação da eclosão das bolhas de vapor do fluido em meio ao óleo.

#### **4.1.3 Metodologia para Determinação do Volume da Solução de Água com R-717**

O método de análise adotado para determinação do volume de água com R-717 resultante da amostra de fluido refrigerante extraído das instalações de refrigeração estudadas, em síntese, salvo algumas adaptações, à exemplo dos procedimentos para coleta, foi o prescrito pelo Instituto Internacional de Refrigeração com Amônia, segundo as diretrizes para sistemas de refrigeração operando com R-717 contaminado com água [12].

A presente metodologia não é a mais apropriada para determinações precisas da presença de pequenas quantidades de água na instalação, porém suficientemente eficiente para o fim ao qual se destina, ou seja, indicar a presença do contaminante em concentrações capazes de prejudicar significativamente a performance e integridade do sistema. Para tanto, o equipamento utilizado (figura 4.6), constituiu-se de:

- a. Proveta de 100 ml, com amostra de 50 ml de R-717 contaminado;
- b. Proveta graduada de 50 ml com 20 ml de óleo mineral;
- c. Rolha de borracha com respiro;
- d. Termostato tipo bimetálico;
- e. Bomba de circulação de água de 180 litros por hora;

- f. Resistores, um de 40 W e dois de 100 W;
- g. 20 litros de água potável da rede hidráulica;
- h. Tanque de vidro de 456 mm x 258 mm x 215 mm;
- i. Multímetro digital;
- k. Termômetro digital, com sensor tipo termopar (k').
- m. Proveta de 25 ml, com precisão de 0,2 ml;

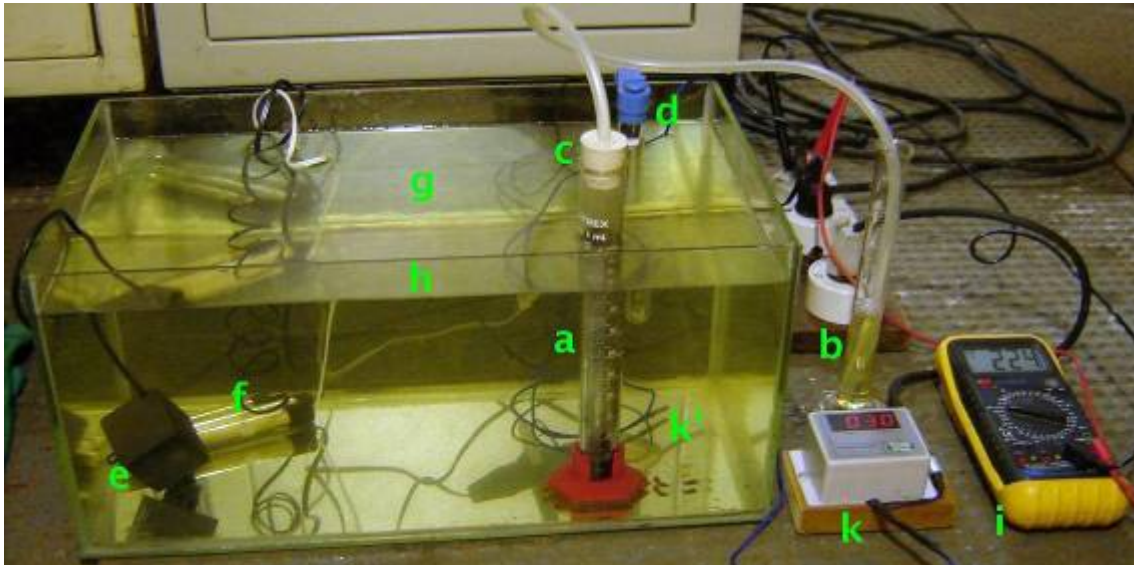


Figura 4.6 – Equipamento para isolamento de água e impurezas da amostra de R-717

Inicialmente, após coleta, e de posse da amostra de R-717 contaminado, esperou-se até que quase todo refrigerante vaporizasse à temperatura ambiente (figura 4.7), sendo que intermitentemente o frasco de vidro tinha sua superfície lavada com a água do banho.

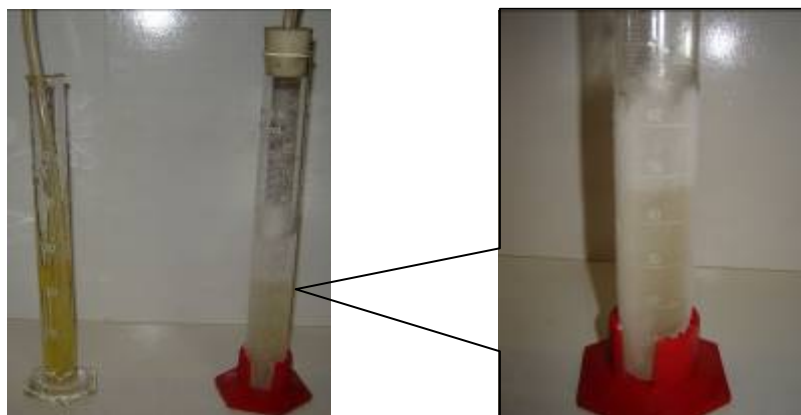


Figura 4.7 – Vaporização do R-717 da amostra à temperatura ambiente

Só então a proveta foi colocada em um banho de imersão com água (figura 4.8), à temperatura constante de 303,15 K, tomando-se o cuidado necessário para evitar a penetração de água no interior da proveta e aumento de temperatura do banho além da estipulada, o que acarretaria aceleração do processo de vaporização do refrigerante, intensificando-o demasiadamente, comprometendo a amostra, pelo arraste de parte do resíduo. Segundo o IIAR (International Institute of Ammonia Refrigeration), a temperatura do banho de imersão deve estar entre 299,82 K e 305,37 K.

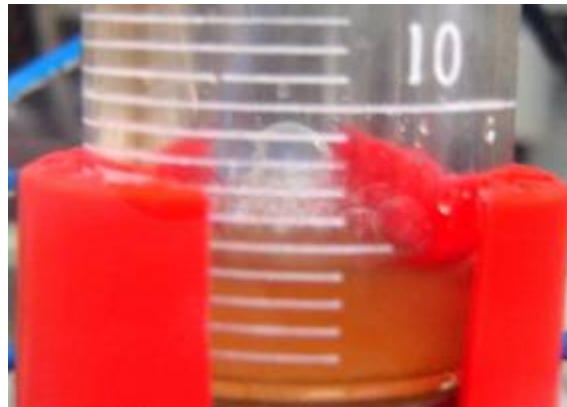


Figura 4.8 – Detalhe da amostra de R-717 vaporizando no banho

Na troca de fase de agregação molecular, a massa que vaporiza absorve energia da massa líquida, rebaixando a temperatura da mesma, que para o R-717 ocorre a 239,75 K, sob pressão atmosférica normal, conforme estudado na seção 2.2.2. Com o rebaixamento da temperatura ocorre um fluxo natural de energia do ambiente para o fluido refrigerante.

Comparando-se a massa específica da água, que é de  $1.000 \text{ kg/m}^3$ , com a massa específica do ar, que é de  $1,2 \text{ kg/m}^3$  e seus respectivos calores específicos, de  $4,19 \text{ kJ/kg.K}$  e  $1,004 \text{ kJ/kg.K}$ , percebe-se que a água possui maiores valores para as duas grandezas, de tal forma que o produto de ambas chega a ser quase 3.500 vezes maior que do ar.

Por este motivo, mesmo que os dois fluidos estejam à mesma temperatura, quando em contato com a amostra de R-717 na proveta, a água provocaria uma ebulição abrupta do R-717, pelo fornecimento de uma quantidade muito grande de calor, como pode ser analiticamente demonstrado na equação 4.1, razão pela qual a proveta só foi introduzida no banho, após vaporização quase que total do fluido refrigerante.

$$Q = m.Ce.(T_A - T_S) \quad (4.1)$$

$Q$	quantidade de calor [J]
$m$	massa [kg]
$Ce$	calor específico [J/kg.K]
$T_A$	temperatura ambiente [K]
$T_S$	temperatura da amostra [K]

Muito embora o aumento da temperatura do banho sirva como catalisador do processo, deu-se preferência pela temperatura de 303,15 K, a fim de facilitar a entrada de valor no diagrama do anexo D.1, para determinação da quantidade de R-717 ainda presente no resíduo, visto que a escala de temperatura é em graus Fahrenheit, ou seja, o valor estipulado em graus Kelvin é convertido em um inteiro na escala Fahrenheit, aumentando a precisão.

Para o banho encheu-se o tanque de vidro até uma altura de 170 mm, bem acima da marca alcançada pela amostra do fluido refrigerante na proveta, porém garantiu-se assim, uma grande inércia térmica, pelos 20 kg de água comportados pelo recipiente, evitando-se oscilações na temperatura e a freqüência da atuação do termostato sobre a energização dos resistores.

Conforme pode ser observado através da figura 4.9, três resistores, sendo dois de 100 W e um de 40 W, forneceram energia para aquecer a água (que normalmente se encontrava a 295,15 K) até 303,17 K.



Figura 4.9 – Detalhe dos aquecedores para água do banho

A bomba de circulação, figura 4.10, garantia a homogeneização da temperatura da água, aumentando a eficiência da transmissão de calor, através da convecção forçada.



Figura 4.10 – Detalhe da bomba de circulação d'água

O controle da temperatura do banho (figura 4.11), foi realizado por um termostato bimetálico e um termômetro digital (cujas características são descritas no anexo E.1), os quais podem ser visualizados com detalhe na figura 4.12. Na fonte de alimentação do termômetro, foi ligado um multímetro digital, para medição constante da tensão, garantindo que o medidor de temperatura operasse dentro dos limites máximos da variação de tensão permitida, evitando alteração da calibração do mesmo, sendo que as características do multímetro estão no anexo E.2.

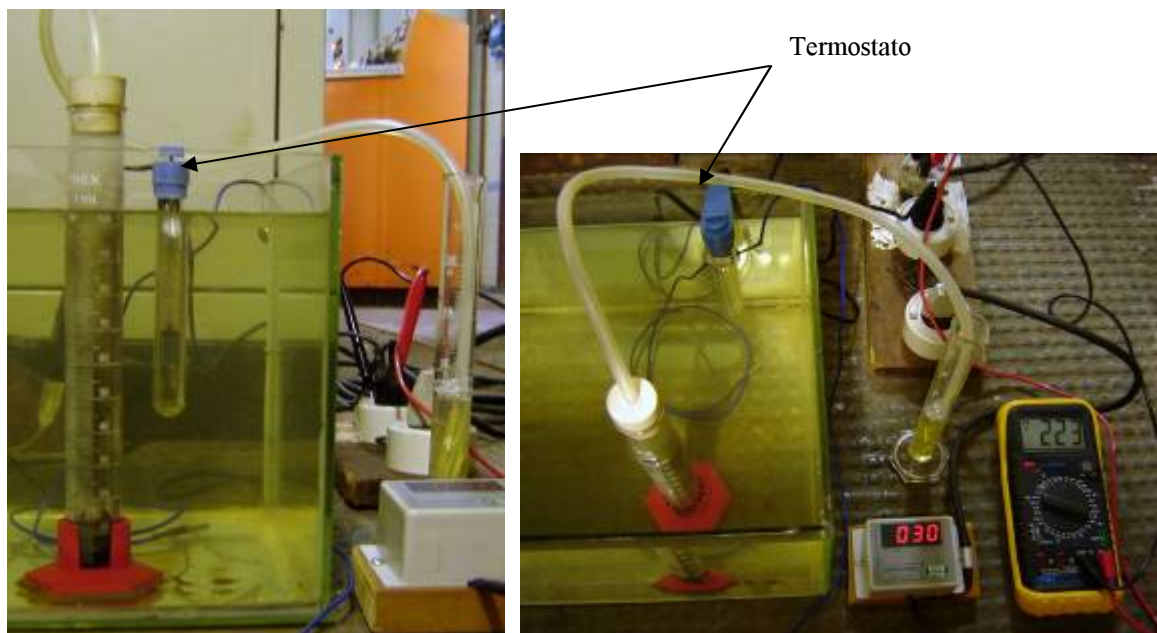


Figura 4.11 – Controle da temperatura do banho

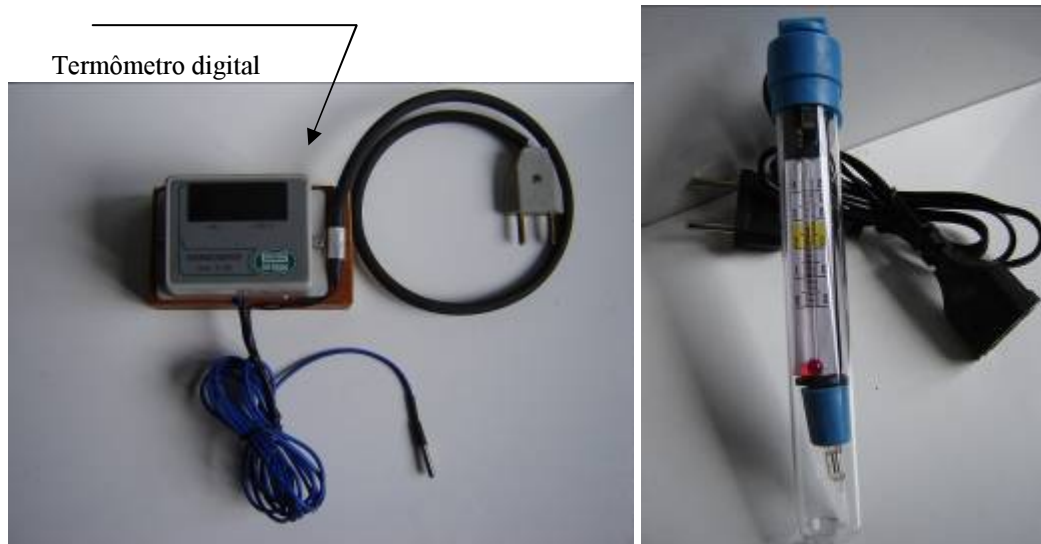


Figura 4.12 – Detalhe dos dispositivos de controle da temperatura do banho

Depois de cessado o processo de vaporização (figura 4.13), diagnosticado pelo término da formação de bolhas de vapor no óleo, o resíduo remanescente era uma mistura de água, óleo lubrificante, impurezas não voláteis e R-717, observando-se que mantida constante a temperatura do banho, conforme o anexo D.1, o resíduo de água deveria conter aproximadamente 29% de R-717.

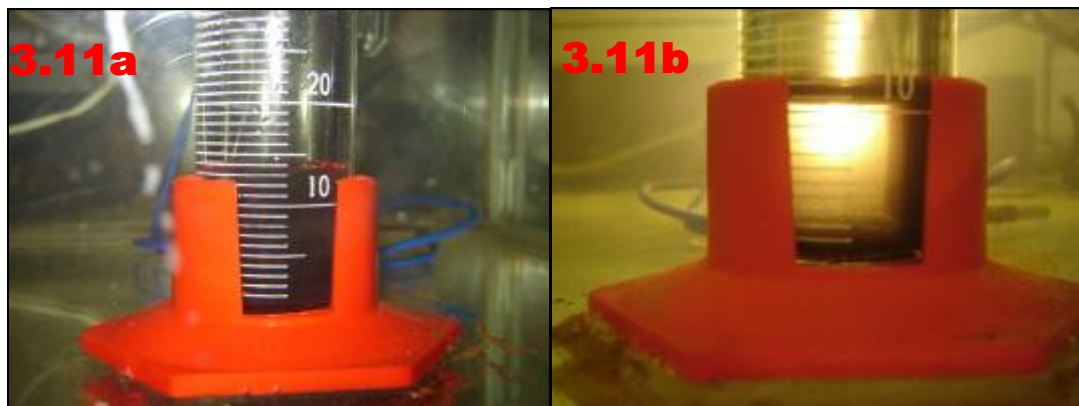


Figura 4.13 – Resíduos da vaporização da amostra do R-717

Pode-se perceber nitidamente, através do quadro 3.11 a, que o resíduo ainda está um pouco acima de sua saturação do fluido refrigerante, para temperatura do banho, porém quase atingindo este limite. Nota-se também a cor vermelha turva, produto do óleo lubrificante e impurezas como óxido de ferro e resíduos carbônicos, entre outros. No quadro 3.11 b, após



transcorridas quase duas horas, as partículas sólidas em suspensão decantaram no fundo da proveta e o óleo por diferença de densidade acumulou-se sobre a superfície livre da água, sendo desta o volume intermediário.

A proveta da amostra foi então desenvolvida e retirada do banho. Num primeiro instante foi verificado diretamente em sua escala, o valor do volume do resíduo.

Mesmo com a abertura do frasco, como a temperatura ambiente era menor que a temperatura do banho, a concentração do refrigerante no resíduo não se reduziria, muito pelo contrário, a tendência seria uma maior capacidade de absorção pela água, porém sem fonte de vapor do R-717, a solução permaneceu inalterada, desde que não fosse fornecida energia para a mesma.

A amostra coletada dos resfriadores intermediários vaporizou-se completamente, sem deixar vestígios visuais de água na proveta, somente um resíduo de óleo no fundo do frasco.

Embora o IIAR, em seu boletim nº 108, anexo C, item 5, recomende apenas duas medições, optou-se pela realização de três, para cada sistema avaliado, a fim de garantir uma menor probabilidade de erro no valor da medida.

Para as amostras do separador de líquido, do sistema sem regenerador, as medições situavam-se entre 10 ml e 11 ml, com regenerador, entre 1ml e 2ml e para as máquinas de gelo, menores que 1 ml. Todavia, para uma maior precisão da medida, posteriormente, em laboratório, o conteúdo foi cuidadosamente transferido para a proveta de 25 ml.

Com a transferência metódica do resíduo para nova proveta, quase todo precipitado sólido ficou no fundo da proveta de 100 ml, e grande parte do óleo sobre o resíduo, aderiu as paredes internas desta, durante o escoamento da solução.

A transvazagem ocasionou uma pequena turbidez na solução, razão pela qual a mesma foi deixada em descanso aproximadamente trinta minutos, até que se realizasse a medição definitiva.

Volumes muito pequenos do resíduo, explicado anteriormente, não foram objeto do estudo, como por exemplo, aconteceu com o sistema das máquinas de gelo, o qual apresentou valores que não chegavam à 0,6 ml, inferiores inclusive ao fundo de escala da proveta de maior precisão.

Nestas condições, o percentual de contaminação calculado (seção seguinte), era menor que 1%, totalmente fora dos parâmetros de comprometimento significativo da eficiência energética, causando inclusive dificuldade de mensurar seus valores de referência nos

diagramas e interpolá-los, razão pela qual a determinação do COP foi realizada somente para as outras duas instalações.

Porém torna-se interessante observar, conforme figura 4.14, que o resíduo resultante da amostra do R-717 colhida deste sistema, em relação aos outros, não apresentou a formação de precipitado sólido, somente óleo.

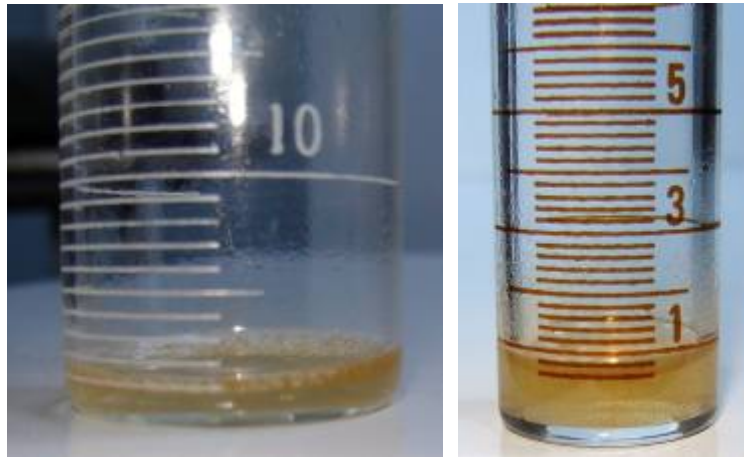


Figura 4.14 – Resíduos da amostra de R-717 das máquinas de gelo

Das instalações restantes, o sistema provido de regenerador de R-717, apresentou volumes para o resíduo de 1,4 ml ou pouco superior, sem contudo alcançar a marca de 1,6 ml, como ilustra a figura 4.15.

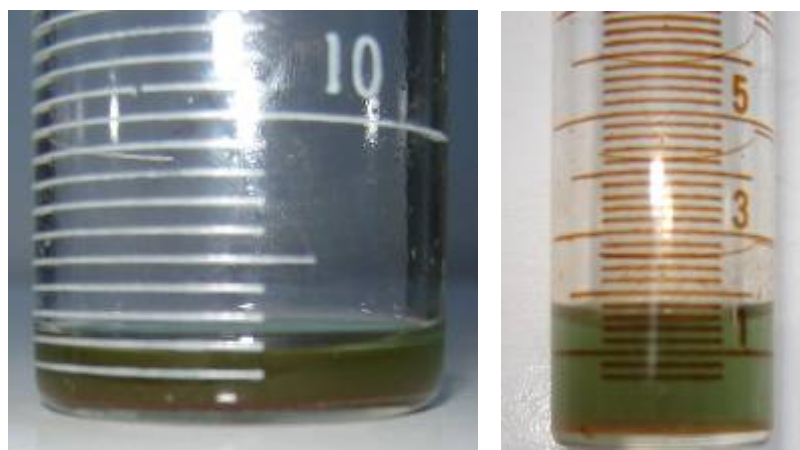


Figura 4.15 – Resíduos da amostra de R-717 do sistema com regenerador

Em análise química, realizada em oportunidade anterior, quando da instalação do regenerador de R-717, aproximadamente dois anos atrás, por solicitação da Torquato, ficou constatada a presença de traços de cobre no fluido refrigerante, o que possivelmente lhe conferiu a característica do tom esverdeado. Embora a água tenha sido retirada em grande parte do sistema, neste aspecto, seus efeitos ainda se pronunciavam, registrando a corrosão dos mancais dos compressores. Quanto ao precipitado sólido, este apresentou-se em pequena quantidade, assim como o óleo.

Como era esperado, o sistema de refrigeração da Pescal, que não contava com um dispositivo para retificar o fluido refrigerante, foi o que apresentou a maior concentração de água, conforme figura 4.16, além de grande quantidade de precipitado sólido e outras impurezas agregadas ao óleo, sobre a superfície livre da solução.

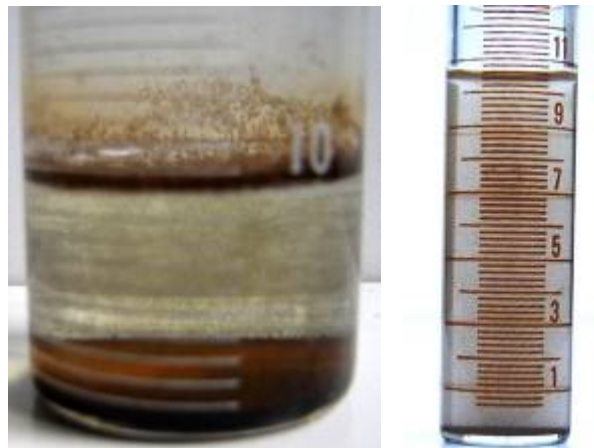


Figura 4.16 – Resíduos da amostra de R-717 do sistema sem regenerador

Os volumes do resíduo resultante da evaporação do R-717 da amostra, para este sistema, situavam-se entre 10,2 ml e 10,4 ml.

Em relação à imprecisão das medidas dos resíduos de ambas instalações, sua influência nos cálculos será discutida no final da seção seguinte.

#### 4.1.4 Cálculo do Percentual de Água na Carga de R-717 da Instalação

Para o cálculo do percentual em massa de água contaminante na mistura com o R-717, foi necessário determinar o fator de vaporização  $EF$ , no diagrama do anexo D.4, sendo requerido o valor da pressão no ponto de coleta da amostra, registrado pelo manovacuômetro

(anexo E.3 e E.4) conectado ao mesmo. A instalação do medidor de pressão com conexão de  $\frac{1}{4}$  de polegada na conexão da bomba de  $\frac{3}{4}$  de polegada, foi realizada por meio de um adaptador especificamente confeccionado (figura 4.17).



Figura 4.17 – Adaptador e manovacuômetro

Optou-se por um manômetro com escala em libras por polegada quadrada, devido ser a mesma escala utilizada no diagrama do anexo D.4.

A descarga das bombas de líquido dos sistemas, com e sem regenerador apresentaram respectivamente em média, pressões de 110.309 Pa e 117.203 Pa, manométricas. O erro do instrumento, conforme anexo E.3, era muito pequeno para interferir de maneira significativa no resultado da medição, para faixa de precisão exigida pelos cálculos.

Identificado o valor da pressão no eixo das abscissas, o mesmo deve ser projetado em uma linha vertical ascendente até a curva, rebatendo-se em uma reta horizontal até o eixo das ordenadas, determinando-se  $EF$ , onde foram encontrados os índices de 0,948 para menor pressão e 0,946 para maior.

O fator de vaporização  $EF$ , acrescenta a perda percentual de R-717 não contabilizada, depois que parte do conteúdo do fluido refrigerante foi perdido na súbita vaporização parcial, devido a perda de carga sofrida pelo líquido durante a coleta, ao migrar da pressão da descarga da bomba para pressão atmosférica normal, descontando esta parcela do resíduo remanescente na amostra.

Desta maneira, a fim de evitar a inconsistência da amostra inicial, esta deve ser corrigida em sua massa, pelo decréscimo sofrido, em função do fator  $EF$  (equação 4.2).

$$m_S = \frac{V_S \cdot \rho_S}{EF} \quad (4.2)$$

$EF$	fator de vaporização
$V_S$	volume da amostra [m <sup>3</sup> ]
$m_S$	massa da amostra [kg]
$\rho_S$	massa específica da amostra [kg/m <sup>3</sup> ]

Após a vaporização do fluido refrigerante, o resíduo da amostra tratava-se na realidade de uma solução de água com R-717. Logo, sabendo-se que o banho de imersão manteve constante a temperatura da mistura em 303,15 K, com base na solubilidade do R-717 em água, conforme o anexo D.1, concluiu-se que o resíduo resultante continha 29% de R-717 e conseqüentemente 71% de água, fator pelo qual aplicou-se nova correção para obtenção da massa de água restante, reproduzida analiticamente pela equação 4.3.

$$m_W = 0,71 \cdot (V_R \cdot \rho_R) \quad (4.3)$$

$V_R$	volume do resíduo [m <sup>3</sup> ]
$m_W$	massa de água [kg]
$\rho_R$	massa específica do resíduo [kg/m <sup>3</sup> ]

Para misturas de água com R-717, nestas concentrações, na faixa de temperatura estipulada pelo IIAR, sob pressão atmosférica normal, o valor da massa específica para solução é de 892 kg/m<sup>3</sup>, sendo que para a amostra inicial de R-717 líquido saturado considerado anidro é de 682 kg/m<sup>3</sup>.

A determinação do percentual em massa de água na amostra, foi estabelecida através de uma relação simples entre a massa do resíduo e a massa da amostra representativa do refrigerante da instalação, conforme equação 4.4.

$$CF = \frac{m_W}{m_S} \cdot 100 \quad (4.4)$$

$CF$	fator de contaminação [%]
------	---------------------------

Inerente ao processo de coleta, a medição do volume da amostra extraída, gerou uma incerteza, de aproximadamente  $\pm 1$  ml. Mesmo assumindo limites máximos nesta variação, a alteração do  $CF$  pode-se considerar muito pequena, onde os maiores valores de erro alteram de apenas 0,125 °F para menos ou de 0,250 °F para mais a temperatura lida no diagrama do anexo D.2, em função da pressão de operação estipulada para o modelo simulado (93,07 kPa), adotando 50 ml como volume padrão e um valor médio para  $EF$ . A tabela 4.1 demonstra os valores assumidos por  $CF$  para as variações de volume da amostra, em função da imprecisão da medida.

Tabela 4.1 – Valor do volume da amostra para cálculo do  $CF$ 

$V_R$ (ml)	$CF$			Erro em relação ao padrão	
	50 ml	49 ml	51 ml	49 ml	51 ml
1,4	2,462333	2,512585	2,414052	+ 0,050252	- 0,048281
1,6	2,814095	2,871526	2,758917	+ 0,057431	- 0,055178
1,8	3,165857	3,230466	3,103781	+ 0,064609	- 0,062076
2	3,517619	3,589407	3,448646	+ 0,071788	- 0,068973
10	17,58810	17,94704	17,24323	+ 0,358941	- 0,344865
10,2	17,93986	18,30598	17,58810	+ 0,366120	- 0,351762
10,4	18,29162	18,66492	17,93296	+ 0,373298	- 0,358659
10,6	18,64338	19,02386	18,27782	+ 0,380477	- 0,365556

A diferença entre os índices encontrados para os fatores  $EF$  dos dois sistemas analisados, divergem entre si de um valor muito pequeno, onde qualquer um dos valores adotados não gera erro no cálculo do percentual da massa de água do outro, a ponto de comprometer o resultado, como pode ser observado na tabela 4.2, além do que, o diagrama do anexo D.2 não comporta tamanha precisão. Assim, optou-se por um valor médio para  $EF$ , onde o erro máximo ficou em torno de  $\pm 0,019$  pontos percentuais. Na mesma tabela observa-se que o critério de truncamento no quarto dígito significativo da constante numérica gerada no processo de conversão para equação 4.5, acarreta uma diferença absolutamente desprezível no resultado do cálculo.

Tabela 4.2 – Valor de  $EF$  para cálculo de  $CF$ 

$V_R$ (ml)	$CF$ (%)		Diferença entre $CF$	$CF$ com valor médio de $EF$	Erro	$CF$ com truncamento da constante	Erro de truncamento
	$EF$ (16 psi)	$EF$ (17 psi)					
1,4	2,464933	2,459733	0,005200	2,462333	$\pm 0,00260$	2,46232	1,33E-05
1,6	2,817067	2,811124	0,005943	2,814095	$\pm 0,00297$	2,81408	1,52E-05
1,8	3,169200	3,162514	0,006686	3,165857	$\pm 0,00334$	3,16584	1,71E-05
2,0	3,521333	3,513905	0,007429	3,517619	$\pm 0,00371$	3,51760	1,9E-05
10,0	17,60667	17,56952	0,037145	17,58810	$\pm 0,01857$	17,58800	9,501E-05
10,2	17,95880	17,92091	0,037888	17,93986	$\pm 0,01894$	17,93976	9,691E-05
10,4	18,31093	18,27230	0,038631	18,29162	$\pm 0,01931$	18,29152	9,882E-05
10,6	18,66307	18,62369	0,039374	18,64338	$\pm 0,01968$	18,64328	0,0001007

Partindo destas condições de contorno, substituindo-se as equações 4.2 e 4.3 em 4.4 e reorganizando a equação do percentual em massa de água na amostra, obtém-se a equação simplificada 4.5, para cálculo do  $CF$ , em função apenas do volume do resíduo, em mililitros.

$$CF = 1,7588.V_R \quad (4.5)$$

A partir da equação 4.5, considerando-se a incerteza nas medidas dos volumes do resíduo de aproximadamente 0,1 ml, fora da precisão da escala da proveta, nos dois sistemas de refrigeração analisados, o erro é pouco significativo, como demonstra a tabela 4.3, ou seja, uma variação de 0,17% em  $CF$ , para cada 0,1 ml, enquanto que a menor divisão no diagrama, conseguida através de escalímetro é de 0,25%.

Tabela 4.3 - Valores de  $CF$  em função de  $V_R$ 

$V_R$	Sistema com regenerador			Sistema sem regenerador		
	1,4 ml	1,5 ml	1,6 ml	10,2 ml	10,3 ml	10,4 ml
$CF$	2,46%	2,63%	2,81%	17,94%	18,11%	18,29%

## 4.2 TRATAMENTO DOS DADOS

### 4.2.1 Determinação da Queda na Pressão de Ebulição

Tendo conhecimento do percentual de água contaminante de um sistema de refrigeração, através do *CF*, recorreu-se ao diagrama do anexo D.2, procurando determinar o quanto deveria ser rebaixada a pressão, para que se obtivesse a mesma temperatura de ebulição de uma instalação operando com R-717 anidro. Assim, partindo de um sistema padrão, amplamente aplicado em grande parte das indústrias de pescados, como no caso das estudadas, estabeleceu-se a simulação de um ciclo teórico, de duplo estágio, através do programa computacional *CoolPack*, com temperaturas de regime de 238,15K/263,15K para o estágio de baixa e 263,15K/308,15K para o estágio de alta.

Assumiu-se, para a interpolação das pressões no diagrama do anexo D.2, o mesmo erro na medição observado para relação pressão/temperatura referente a tabela de saturação do R-717, do anexo A, ou seja, de posse do valor da temperatura de saturação, interpolou-se no diagrama, a curva de pressão correspondente a referida temperatura e comparou-se com o valor da tabela, deduzindo-se o erro, conforme pode ser observado na tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Erro de interpolação da pressão de saturação

Temperatura (K)	233,15	234,54	235,93	237,32	238,70
Pressão de saturação (Pa)	71710	77213,4	83059,6	89252	95765
Pressão interpolada (Pa)	72137,8	77689,5	83705,8	89895,2	96324,2
Erro (Pa)	427,8	476,1	646,2	643,2	559,2

Os valores obtidos nas interpolações das curvas de pressão, sempre foram maiores, se comparados com os valores das pressões de saturação tabeladas, e o erro na média, foi aproximadamente quatro vezes menor que a variação correspondente a 0,5 K da temperatura de saturação, sendo que para o erro máximo foi de quase três vezes e meia. Isto significa que o erro na interpolação da pressão pode no máximo causar uma incerteza na temperatura de saturação, de 0,15 K e de 0,127 K na média, números que foram desprezados por não comprometerem de maneira significativa o resultado dos cálculos baseados nestes valores. A variação da pressão de saturação, para cada meio grau Kelvin de aumento da temperatura, pode ser melhor visualizada na tabela 4.5.



Tabela 4.5 – Variação da pressão de saturação com aumento da temperatura

Temperatura (K)	Pressão de saturação (Pa)	Diferença entre pressões subseqüentes (Pa)
233,15	71710	1900
233,65	73650	1940
234,15	75630	1980
234,65	77660	2030
235,15	79730	2070
235,65	81850	2120
236,15	84010	2160
236,65	86220	2210
237,15	88470	2250
237,65	90770	2300
238,15	93120	2350
238,65	95520	2400
239,15	97970	2450

Assim sendo, para uma faixa que varia de 2% à 19% da possibilidade de contaminação com água, das instalações de refrigeração para indústria de pescados, operando com R-717, baseada nas pesquisas de campo, conforme demonstra a tabela 4.6, foram determinadas as temperaturas de saturação relativas as perdas de carga em função de  $CF$ , em comparação com a instalação padrão operando à 238,15 K.

Tabela 4.6 – Temperaturas de saturação em função do rebaixamento da pressão

$CF$ (%)	0,0	2,0	2,5	3,0	5,0	7,0	9,0
Temperatura (K)	238,15	237,89	237,85	237,80	237,46	237,18	236,79
$CF$ (%)	11,0	13,0	15,0	17,0	18,0	18,5	19,0
Temperatura (K)	236,41	235,91	235,50	235,03	234,72	234,58	234,42

As temperaturas de saturação do R-717 correspondentes às quedas de pressão, em função do percentual de contaminação com água, foram determinadas para facilitar a entrada de dados no *CoolPack*, visto que não é disponibilizada pelo programa, a opção direta para inserção das pressões de trabalho da instalação de refrigeração simulada, somente suas temperaturas relativas na troca de fase do fluido refrigerante.

#### 4.2.2 Parâmetros e Dados de Entrada e Saída do *Software CoolPack*

Para determinação da diminuição do coeficiente de performance e do aumento no consumo de energia do sistema de refrigeração simulado, ocasionados pela contaminação com água, foi utilizado o programa computacional *CoolPack* (figura 4.18). Especificamente, foi aplicada a ferramenta *C.5*, em conjunto com o *EESCoolTools* (Engineering Equation Solver), figura 4.19, simulando um modelo de ciclo de refrigeração em duplo estágio com evaporador inundado e resfriador intermediário aberto.

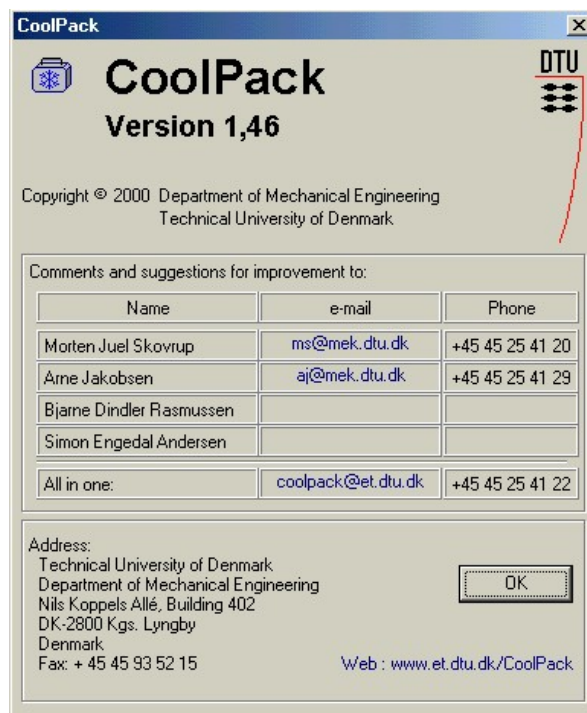


Figura 4.18 – Créditos do Programa Computacional *CoolPack*

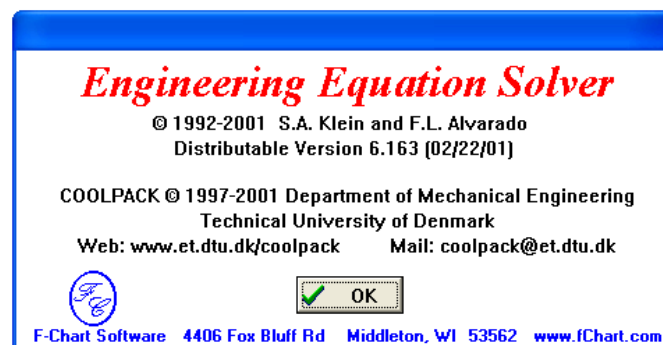


Figura 4.19 – Créditos do *EES - Engineering Equation Solver*

Embora as instalações de refrigeração estudadas apresentassem diferença no método de resfriamento intermediário, como visto na seção 2.1.1, para fins de balanço de massa e energia aplicados, considerando as variações de entalpia nos volumes de controle, o sistema com injeção de líquido na descarga do compressor do estágio de baixa comporta-se termodinamicamente da mesma maneira, que o sistema com RI aberto. A figura 4.20 ilustra os dois diferentes ciclos e os pontos considerados pelo *CoolPack* para realização dos cálculos. O fluxograma completo poderá ser visualizado através da figura 4.29, na seção seguinte.

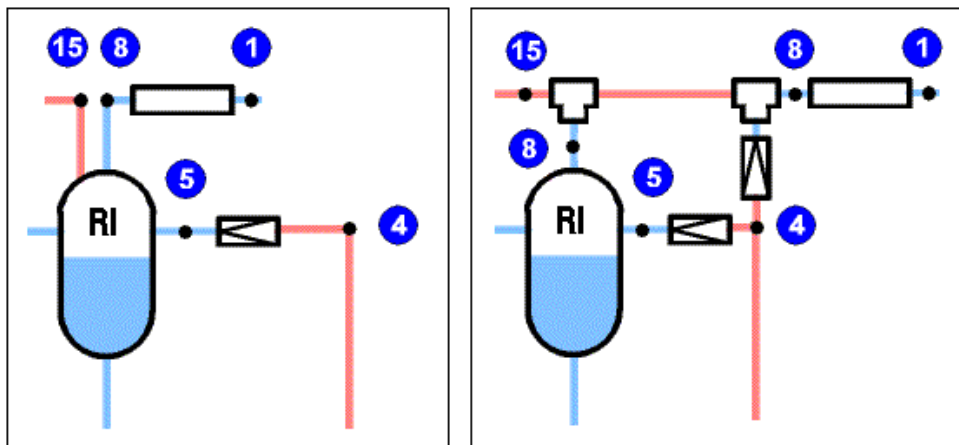


Figura 4.20 – Comparação entre os sistemas com RI aberto e injeção de líquido

Todos os dados principais de entrada encontram-se na janela *Cycle Specification*, ao lado das respectivas caixas de texto para digitação de seus valores, agrupados em caixas de diálogo, de acordo com os parâmetros do ciclo que representam. Estes dados estão divididos em LS (*Low Stage* – Estágio de Baixa) e HS (*High Stage* – Estágio de alta).

Estabelecendo-se uma ordenação da esquerda para direita e de cima para baixo, a primeira caixa é a dos níveis de temperatura (figura 4.21).

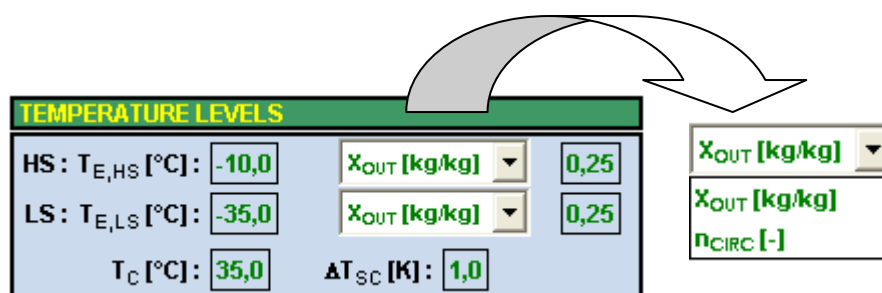


Figura 4.21 – Caixa de diálogo dos níveis de temperatura

Nesta caixa, os dados de entrada são:

- $T_{E,HS}$ : temperatura de ebulição do estágio de alta, em graus Celsius;
- $T_{E,LS}$ : temperatura de ebulição do estágio de baixa, em graus Celsius;
- $T_C$ : temperatura de condensação, em graus Celsius;
- $\Delta T_{SC}$ : subresfriamento do líquido do recipiente, em graus Kelvin.

Foram utilizadas como temperaturas de ebulição, a do ciclo padrão e as de saturação referentes ao rebaixamento da pressão, conforme tabela 4.6, da seção anterior.

Também para condensação e pressão intermediária, foram adotadas as temperaturas do ciclo padrão. A temperatura intermediária foi mantida constante, devido a não ocorrência de água nos RI, conforme estudos de campo, logo sem alteração da pressão de ebulição nestes vasos.

Quanto ao subresfriamento, optou-se pelo *default* do programa, visto que pelas características termodinâmicas deste tipo de sistema operando com R-717, geralmente são valores muito pequenos [7].

Em uma caixa de listagem tipo *drop-down*, pode-se optar entre o título do refrigerante à saída do evaporador ( $X_{OUT}$ ) ou então a taxa de recirculação de líquido ( $n_{CIRC}$ ) pelo trocador de calor, a qual é inversamente proporcional ao primeiro, ou seja, se o valor do título for 0,8, isto significa que para cada quatro partes de vapor gerado no trocador de calor, a taxa de recirculação de líquido será cinco. Adotou-se o padrão normalmente utilizado pela indústria, de quatro partes de líquido bombeadas para o evaporador, para cada parte de refrigerante que vaporiza. Embora estes dados especificamente, não alterem o valor dos coeficientes de performance calculados, o programa não aceita zero como dado de entrada, devido considerar que nesta condição não ocorreria a formação de vapor no evaporador, logo sem absorção de carga térmica, ou seja, fluxo de calor nulo.

A segunda caixa de diálogo (figura 4.22), trata das perdas de carga sofridas pelo refrigerante ao longo das linhas de sucção e descarga.

PRESSURE LOSSES			
$\Delta p_{SL,HS}$ [K]:	<input type="text" value="0,2"/>	$\Delta p_{SL,LS}$ [K]:	<input type="text" value="0,2"/>
$\Delta p_{DL,HS}$ [K]:	<input type="text" value="0,2"/>	$\Delta p_{DL,LS}$ [K]:	<input type="text" value="0,2"/>

Figura 4.22 – Caixa de diálogo para as perdas de carga

As perdas de pressão, simbolizadas por  $\Delta p$ , referem-se as linhas de sucção (Suction Line – SL) e descarga (Discharge Line – DL), para o estágio de baixa e alta pressão de ebulição e são expressas em graus Kelvin, para temperatura de saturação correspondente.

De um modo geral, as perdas de carga sofridas pelo refrigerante no modelo de sistema estudado são mínimas. As linhas de sucção, que pela baixa pressão, seriam mais suscetíveis à uma força de atrito contrária ao fluxo, devido a proximidade do compressor com os vasos de onde aspiram o vapor, dentro da mesma sala de máquinas, relegam esta queda à valores muito pequenos. Pelo mesmo critério, a variação da pressão na tubulação de descarga do compressor do estágio de baixa ao RI, torna-se insignificante. Mesmo para os condensadores que ocupam a parte externa, além da distância ser relativamente pequena, a pressão nesta tubulação de descarga é bem mais elevada, gerando diminutas perdas de carga. Assim sendo, neste caso também adotou-se o *default* do programa.

Na caixa de diálogo REFRIGERANT, existe uma caixa de listagem *drop-down*, com uma relação de treze diferentes fluidos refrigerantes, aplicáveis neste modelo de sistema, além do R-717, utilizado na simulação.

Dados referentes a capacidade do ciclo, estão na quarta caixa, sendo que os valores à serem inseridos nas caixas de texto, podem ser os da capacidade frigorífica, da vazão volumétrica, ou da massa de fluido circulante por segundo. De acordo com a variável escolhida na caixa de listagem, as outras são automaticamente calculadas e registradas como dados de saída (figura 4.23).

CYCLE CAPACITY			
HS :	Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	<input type="text" value="0"/>	$\dot{Q}_{E,HS}$ : 0,0 [kW] $\dot{m}_{HS}$ : 0,0 [kg/s] $\dot{V}_{S,HS}$ : 0,0 [m <sup>3</sup> /h]
LS :	Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	<input type="text" value="316"/>	$\dot{Q}_{E,LS}$ : 0,0 [kW] $\dot{m}_{LS}$ : 0,0 [kg/s] $\dot{V}_{S,LS}$ : 0,0 [m <sup>3</sup> /h]

Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]
Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]
Volume flow $\dot{V}_{HS}$ [m <sup>3</sup> /h]
Mass flow $\dot{m}_{HS}$ [kg/s]

Figura 4.23 – Caixa de diálogo para a capacidade do ciclo

Foi estipulada uma capacidade de refrigeração para o estágio de baixa, próxima à potência frigorífica dos compressores das instalações estudadas, sendo que à exemplo destas, compete ao RI apenas o resfriamento dos vapores provenientes do estágio de baixa, sem alimentação de evaporadores trabalhando na temperatura intermediária.

Embora com o rebaixamento da pressão haja uma diminuição na capacidade frigorífica do ciclo, assim como da potência consumida, a capacidade foi mantida constante para todas faixas de temperatura trabalhadas.

Para que se pudesse determinar o quanto a capacidade do compressor diminuiria, teria que se monitorar o mesmo em ensaios, porém os objetivos eram determinar a diminuição do COP do ciclo e o dispêndio de energia resultante desta, independentemente da alteração da capacidade do compressor (seção 3.2), o qual não era o objeto específico de estudo.

Neste caso, somente a variação das entalpias contribuem para o cálculo do COP, sendo que o consumo adicional de energia se faz em função do mesmo, para uma determinada quantidade de calor que se deseja absorver, assim, optou-se por fixar um valor para a capacidade frigorífica.

A quinta caixa (figura 4.24), destina-se aos dados sobre a performance do compressor, nela podem ser inseridos os valores da eficiência isentrópica ou da potência consumida pelo compressor.

COMPRESSOR PERFORMANCE						
HS:	Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,HS}$ :	0,0 [-]	$\dot{W}_{HS}$ :	0,0 [kW]
LS:	Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{IS,LS}$ :	0,0 [-]	$\dot{W}_{LS}$ :	0,0 [kW]
					$\dot{W}_{TOT}$ :	0,0 [kW]

Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]
Power consumption $\dot{W}_{HS}$ [kW]

Figura 4.24 – Caixa de diálogo para a performance do compressor

Sendo a potência consumida pelo compressor um dos dados que se pretendia obter, para o cálculo da energia consumida dentro de um determinado período de operação do sistema de refrigeração, o valor de entrada neste caso foi a eficiência isentrópica.

Como visto anteriormente na seção 2.1.1, a eficiência isentrópica expressa a relação entre a energia consumida por um compressor e a energia necessária para o ciclo ideal (reversível e adiabático), em um processo de compressão.

Segundo o *CoolPack*, a faixa de eficiência isentrópica, na qual se classificam os compressores abertos de grande porte para aplicação industrial, varia de 0,5 a 0,8. O valor adotado foi o *default* do programa, considerando os compressores das instalações pesquisadas (modelo e tempo de funcionamento).

Na penúltima caixa de diálogo (figura 4.25), foi dada entrada aos valores referentes ao resfriamento do compressor. Para este parâmetro, existem três opções disponíveis, a da temperatura de descarga, a da quantidade de calor rejeitada ou do fator  $f_Q$ , que representa a razão entre a parcela de calor liberado no processo de compressão e a energia consumida. De acordo com o programa, para compressores alternativos, abertos e de maior porte, os valores para este fator situam-se entre 5% e 15%. Optou-se pelo valor padrão adotado pelo Programa Computacional, de 10%, estimado em função do sistema de resfriamento à água dos compressores, sendo que este fator altera somente o COP do sistema, não exercendo influência sobre os COP dos estágios de baixa e alta pressão, cujo motivo será oportunamente explicado no final da seção.

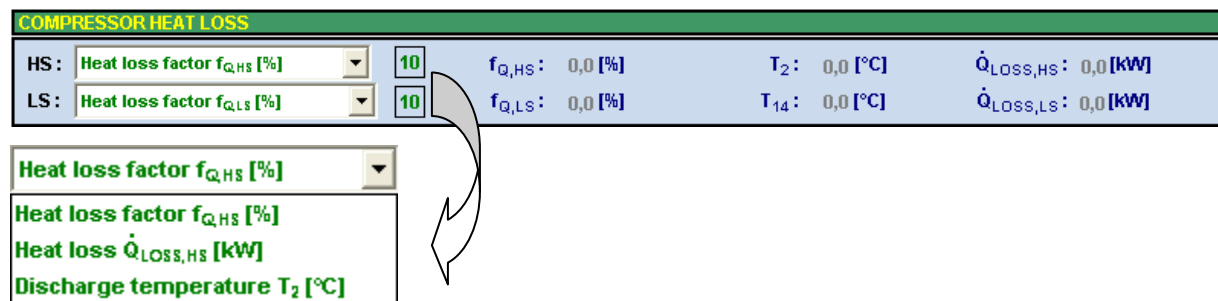


Figura 4.25 – Caixa de diálogo para resfriamento do compressor

Os dados referentes ao superaquecimento do fluido refrigerante nas linhas de sucção dos compressores, estão na última caixa (figura 4.26). As opções para este parâmetro são a quantidade de calor absorvida pelo refrigerante na tubulação de aspiração, a temperatura do vapor na entrada do compressor ou o grau de superaquecimento experimentado pelo refrigerante, ao longo da linha de sucção.

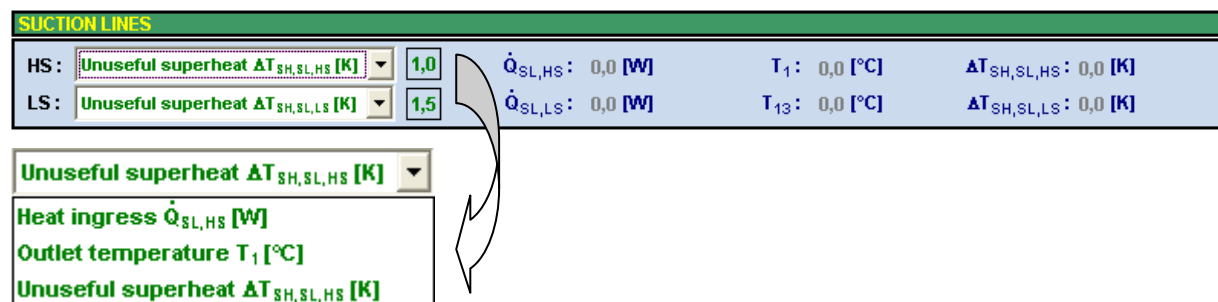


Figura 4.26 – Caixa de diálogo para superaquecimento das linhas de sucção

Procurando não contrariar o critério lógico adotado para os outros parâmetros, foi utilizado o *default* do *CoolPack*, devido que, para a concepção do modelo simulado, os valores para o superaquecimento são muito pequenos, sendo de maior grau, o do estágio de mais baixa temperatura de saturação, onde um maior diferencial térmico intensifica a troca de calor.

O último item constante na janela *Cycle Specification*, é a uma barra de opções (figura 4.27), com alguns botões de comando e o valor do coeficiente de performance, calculado para o estágio de baixa ( $COP_{LS}$ ), alta ( $COP_{HS}$ ) e geral do sistema ( $COP$ ).



Figura 4.27 – Barra de opções com os valores dos coeficientes de performance calculados

Para os estágios de alta e baixa pressão, a equação para determinação do coeficiente de performance, considera apenas as variações de entalpia, visto que a massa de fluido circulante em cada estágio é a mesma, porém para o sistema, conforme equação 4.6, estas devem ser inseridas no processo de cálculo.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{LS} + \dot{W}_{HS}} = \frac{\dot{m}_{LS} \cdot q_E}{\dot{m}_{LS} \cdot w_{LS} + \dot{m}_{HS} \cdot w_{HS}} \quad (4.6)$$

$COP$	coeficiente de performance
$\dot{Q}_E$	capacidade frigorífica [W]
$\dot{W}_{LS}$	potência consumida no estágio de baixa [W]
$\dot{W}_{HS}$	potência consumida no estágio de alta [W]
$\dot{m}_{LS}$	fluxo de massa no estágio de baixa [kg/s]
$\dot{m}_{HS}$	fluxo de massa no estágio de alta [kg/s]
$q_E$	efeito frigorífico [J/kg]
$w_{LS}$	trabalho específico de compressão no estágio de baixa [J/kg]
$w_{HS}$	trabalho específico de compressão no estágio de alta [J/kg]



Como nesta equação, as massas não podem ser simplificadas, e a parcela de calor da compressão do estágio de baixa, que não for absorvida pelo resfriamento do compressor com água, será transmitida para o fluido, acarretará numa variação da massa circulante no estágio de alta, por consequência do COP do sistema.

### 4.2.3 Simulação de um sistema contaminado com água

Baseado nas equações estudadas no capítulo 2, o *CoolPack* descreve um ciclo termodinâmico de refrigeração (figura 4.28), à partir dos dados inseridos pelo usuário, na seção 4.2.2, calculando todas as variáveis pertinentes ao mesmo, de acordo com um modelo pré-definido.

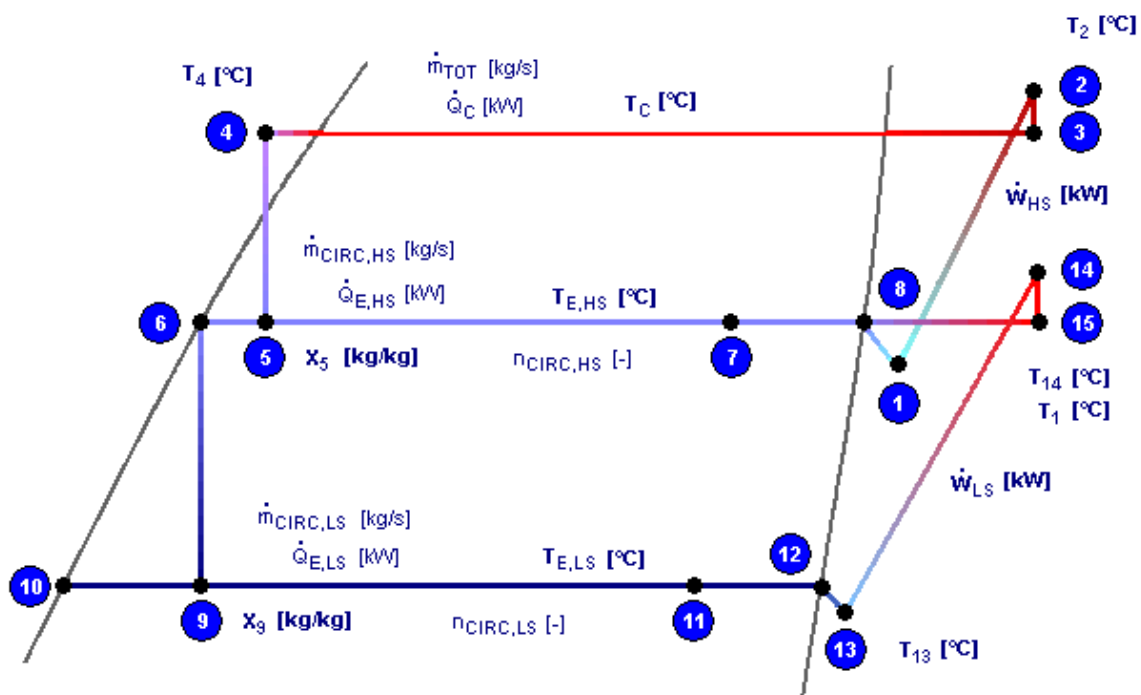


Figura 4.28 – Diagrama de Mollier traçado pelo *CoolPack*

Sendo o modelo selecionado, uma instalação de refrigeração em duplo estágio, com resfriador intermediário aberto e evaporadores inundados, o fluxograma do sistema de refrigeração (figura 4.29) descreve uma relação com os pontos do ciclo termodinâmico traçado sobre o diagrama de Mollier (p-h), representando esquematicamente a instalação.

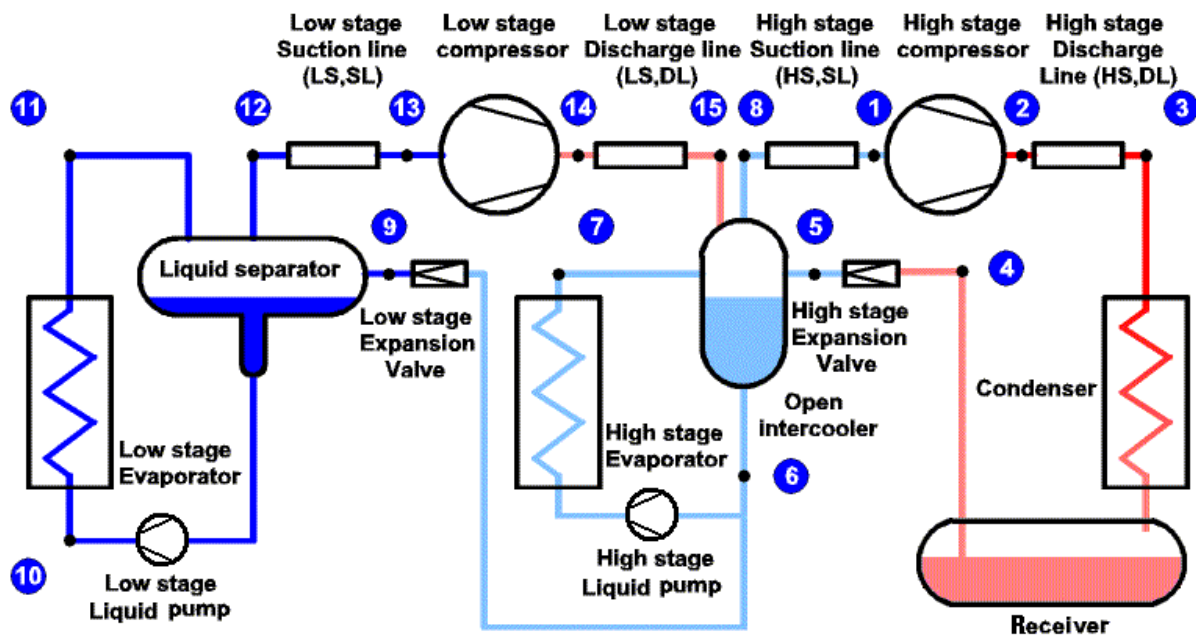


Figura 4.29 – Fluxograma do sistema traçado pelo *CoolPack*

Neste sistema, o vapor gerado no RI é aspirado através da linha de sucção até a entrada do compressor do estágio de alta (1). A partir de então é comprimido e descarregado à saída do compressor (2), deslocando-se por meio da linha de descarga, até a entrada do condensador (3). O refrigerante então é dessuperaquecido, condensado e sub-resfriado no condensador e depositado no recipiente de líquido, de onde parte por diferença de pressão, chegando à entrada da válvula de expansão do RI (4), passando pela mesma, laminando e rebaixando sua temperatura para saturação à pressão intermediária no resfriador (5).

Uma parte do refrigerante líquido à baixa temperatura na saída do RI (6) é bombeado para o evaporador do estágio de alta, que ao absorver calor sai do mesmo com um percentual de vapor (7), retornando para o resfriador. Outra parte do fluido, por diferença de pressão, migra para o SL, sofrendo expansão ao passar pela válvula, rebaixando sua temperatura de saturação para pressão do separador (9).

Do separador, o refrigerante líquido é bombeado para entrada do evaporador do estágio de baixa (10), absorvendo calor e gerando um determinado percentual de vapor à saída do mesmo (11). A mistura de líquido e vapor flui para o SL, sendo que o vapor acumulado no separador é aspirado desde sua saída (12), através da linha de sucção, até a entrada do compressor do estágio de baixa (13), para ser comprimido e descarregado à saída deste (14), através da linha de descarga, na entrada do RI (15). No resfriador intermediário, parte do

líquido se vaporiza para resfriar os vapores à alta temperatura provenientes do estágio de baixa, juntando-se aos vapores gerados no evaporador de alta. Essa massa de vapor saturado é novamente aspirada desde a saída do RI (8), através da linha de sucção, até a entrada do compressor de alta (1), fechando o ciclo.

Para as várias ocorrências possíveis de temperaturas de ebulição dos sistemas contaminados com água (tabela 4.6), em função da diminuição da pressão de ebulição, foram simulados seus efeitos referentes a diminuição do coeficiente de performance e conseqüentemente do consumo adicional de energia, mantida constante a capacidade frigorífica estipulada, sendo que os dados obtidos foram utilizados para construção da tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Variação do COP em função de  $CF$

$CF$ (%)	Temperatura(K)	COP			Variação do COP (%)	
		LS	HS	Sistema	LS	Sistema
0,0	238,15	5,833	3,359	1,933	0,00	0,00
2,0	237,89	5,777	3,359	1,925	0,96	0,41
2,5	237,85	5,750	3,359	1,921	1,42	0,62
3,0	237,80	5,722	3,359	1,917	1,90	0,83
5,0	237,46	5,668	3,359	1,910	2,83	1,19
7,0	237,18	5,562	3,359	1,894	4,65	2,02
9,0	236,79	5,459	3,359	1,879	6,41	2,79
11,0	236,41	5,359	3,359	1,864	8,13	3,57
13,0	235,91	5,239	3,359	1,845	10,18	4,55
15,0	235,50	5,145	3,359	1,830	11,79	5,33
17,0	235,03	5,032	3,359	1,812	13,73	6,26
18,0	234,72	4,966	3,359	1,801	14,86	6,83
18,5	234,58	4,944	3,359	1,797	15,24	7,04
19,0	234,42	4,901	3,359	1,790	15,98	7,40

Tomando como referência a tabela 4.7, e considerando que a instalação trabalhe 360 dias por ano, com fator de operação de 0,85, onde este é o valor padrão usual da indústria de pescados local, correspondente ao tempo real de funcionamento do sistema, em função do horário de ponta e processo operacional, para capacidade frigorífica considerada como carga térmica a ser absorvida, uma quantidade adicional de energia, de ordem crescente em relação à contaminação do sistema, será desperdiçada, para retirada da mesma quantidade de calor, conforme demonstra a tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Consumo adicional de energia em função do aumento do  $CF$ 

$CF$ (%)	Consumo adicional de energia					
	Estágio de baixa		Estágio de alta		Sistema	
	(kWh)	(%)	(kWh)	(%)	(kWh)	(%)
0	0,0	0,00	0,0	0,00	0,0	0,00
2	3672,0	0,92	734,4	0,09	4406,4	0,37
2,5	5875,2	1,47	1468,8	0,18	7344,0	0,61
3	8078,4	2,03	2203,2	0,27	10281,6	0,86
5	11750,4	2,95	2937,6	0,37	14688,0	1,22
7	19828,8	4,97	5140,8	0,64	24969,6	2,08
9	27172,8	6,81	7344,0	0,92	34516,8	2,87
11	35251,2	8,84	8812,8	1,10	44064,0	3,67
13	45532,8	11,42	11750,4	1,47	57283,2	4,77
15	53611,2	13,44	13953,6	1,74	67564,8	5,63
17	63892,8	16,02	16891,2	2,11	80784,0	6,73
18	69768,0	17,50	18360,0	2,29	88128,0	7,34
18,5	71971,2	18,05	19094,4	2,38	91065,6	7,58
19	75643,2	18,97	19828,8	2,47	95472,0	7,95

### 4.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS

De acordo com o descrito na seção 3.2, a equação de estado para a pressão e temperatura do R-717 contaminado altera-se em relação à curva de saturação do fluido anidro.

Conforme a tabela 4.7, observa-se que o resultado obtido pelo programa computacional, para o coeficiente de performance do estágio de alta, tende à uma constante, devido ao fato do mesmo operar com índices não detectados de contaminação com água.

Mantendo-se constante a pressão no resfriador intermediário, o superaquecimento na aspiração do compressor de alta e o sub-resfriamento do líquido proveniente do recipiente, as temperaturas dos pontos (4) e (1), figuras 4.28 e 4.29, não se alteram, permanecendo com os mesmos valores de entalpias. Como o coeficiente de performance para o estágio de alta e baixa é calculado em função destas entalpias, o valor do  $COP_{HS}$  mostra-se igual para todas variações de pressão de ebulição do estágio de baixa, dependente de  $CF$ .

O resultado para o COP do sistema apresenta um menor valor quando relacionado com os valores encontrados na alta e na baixa, respectivamente aos percentuais de contaminação com água, devido considerar para seu cálculo, a relação direta entre o valor da capacidade de refrigeração do ciclo, inserido como dado de entrada na quarta caixa de diálogo do programa

(figura 4.23) e a soma dos consumos de potência exigidos pelos compressores em ambos os estágios. O fluxo de massa deverá ser computado, não bastando somente a diferença de entalpias, motivo pelo qual o valor da capacidade térmica não pode ser zerado como dado de entrada, sob pena de não obter-se um valor para o COP do sistema.

Interessante salientar, que para qualquer valor de capacidade térmica inserido, mantendo-se as mesmas condições de contorno, o valor calculado para o COP do sistema será uma constante, visto que o vapor gerado para absorção do calor, ocorre de forma diretamente proporcional a variação da potência consumida pelos compressores.

Verifica-se na tabela 4.7 que, devido a contabilização do  $COP_{HS}$ , o coeficiente de performance do sistema apresenta uma variação menor do que o estágio de baixa, mostrando uma redução percentual de aproximadamente cinquenta por cento nos valores limites registrados no  $COP_{LS}$ .

Analisando os efeitos da contaminação com água sobre o sistema de refrigeração simulado, para o estágio de baixa, observa-se uma diminuição no coeficiente de performance, numa relação com tendência linear e semelhante a variação do  $CF$ , como mostra o gráfico da figura 4.30.

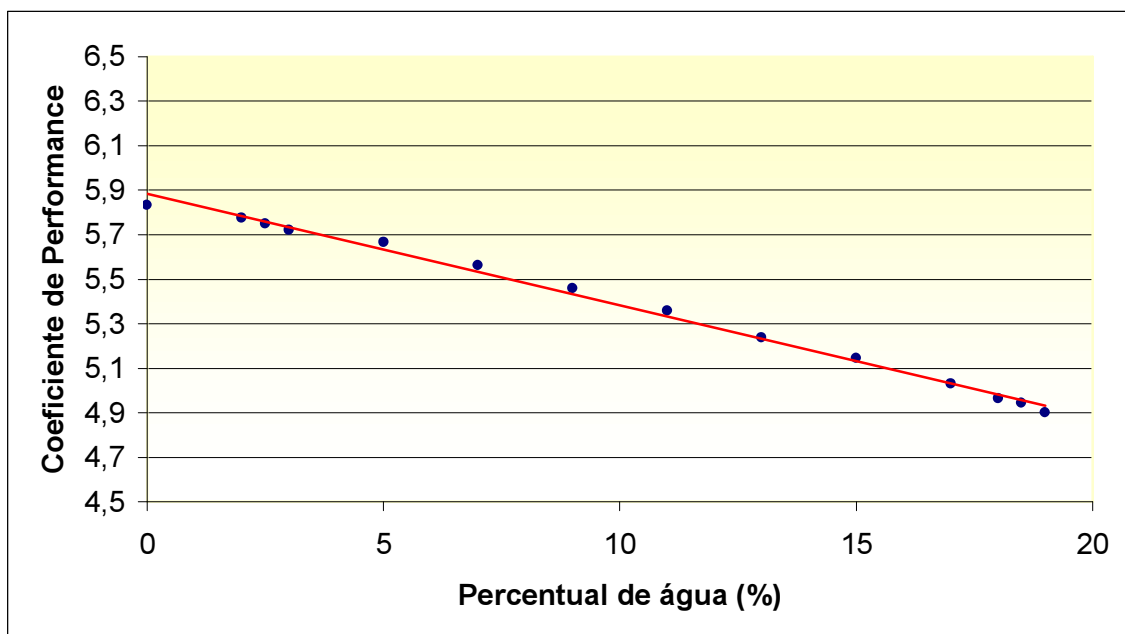


Figura 4.30 – Variação do  $COP_{LS}$ , em função de  $CF$

Na tabela 4.8, percebe-se que, mesmo com o RI isento de água, o estágio de alta tem seu consumo de energia afetado, pelo aumento progressivo do  $CF$  do estágio de baixa, que

operando à uma pressão cada vez menor, tem sua relação de compressão aumentada. Consequentemente é gerada uma parcela extra de calor a ser absorvida pelo resfriador intermediário, por meio da vaporização do refrigerante. Essa massa de vapor adicional deslocada pelo compressor de alta, aumenta sua potência consumida, enquanto a capacidade do sistema permanece inalterada, resultando em um aumento de consumo de energia sem produção de efeito frigorífico útil.

Em termos percentuais, o valor de energia desperdiçada pelo estágio de alta é de aproximadamente 2,5% para um  $CF$  de 0,19. Embora pequeno, contribui junto com o estágio de baixa, para que a energia extra, consumida pelo sistema, atinja valores significativos. Com 2% de contaminação do R-717 com água, a energia adicional consumida foi de 4406,4 kWh e com 19% passou para 95472,0 kWh, ou seja, um crescimento percentual de 17% no  $CF$ , aumentou em mais de vinte vezes a energia adicional consumida pelo sistema, como pode ser observado no gráfico da figura 4.31.

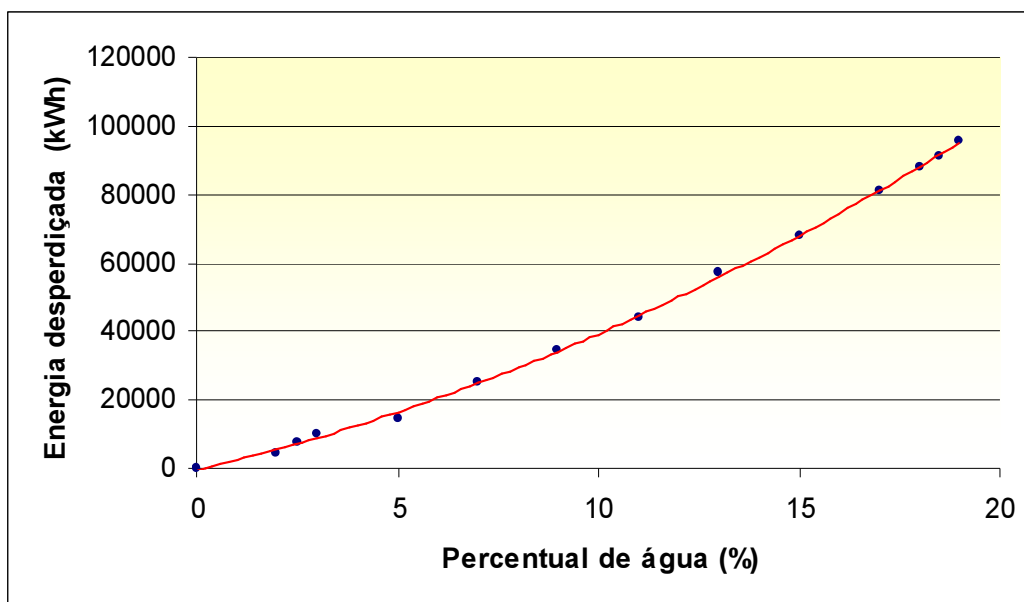


Figura 4.31 – Aumento do consumo de energia desperdiçada em função de  $CF$

O consumo de energia no estágio de baixa, para absorção da carga térmica, operando com R-717 anidro, tem seu valor aumentado numa relação diretamente proporcional ao incremento do  $CF$ , crescendo progressivamente, de modo que à partir dos 17% a variação percentual se estabelece em ordem quase unitária. Isto significa dizer que, para 19% de água em R-717, o dispêndio adicional de energia se iguala percentualmente, ou seja, para cada

cinco anos de funcionamento da instalação, o estágio de baixa consumiria energia extra equivalente à um outro compressor de mesmo porte operando por durante um ano inteiro.

O gráfico da figura 4.32, mostra a quantidade de energia desperdiçada em um período de dez anos de funcionamento do sistema de refrigeração simulado, em função dos diferentes graus de contaminação do R-717 com água. Convém ressaltar que as instalações de refrigeração das indústrias pesqueiras da cidade do Rio Grande possuem um padrão de funcionamento muito superior ao período utilizado para o cálculo, agravando ainda mais o problema relacionado ao desperdício de energia.

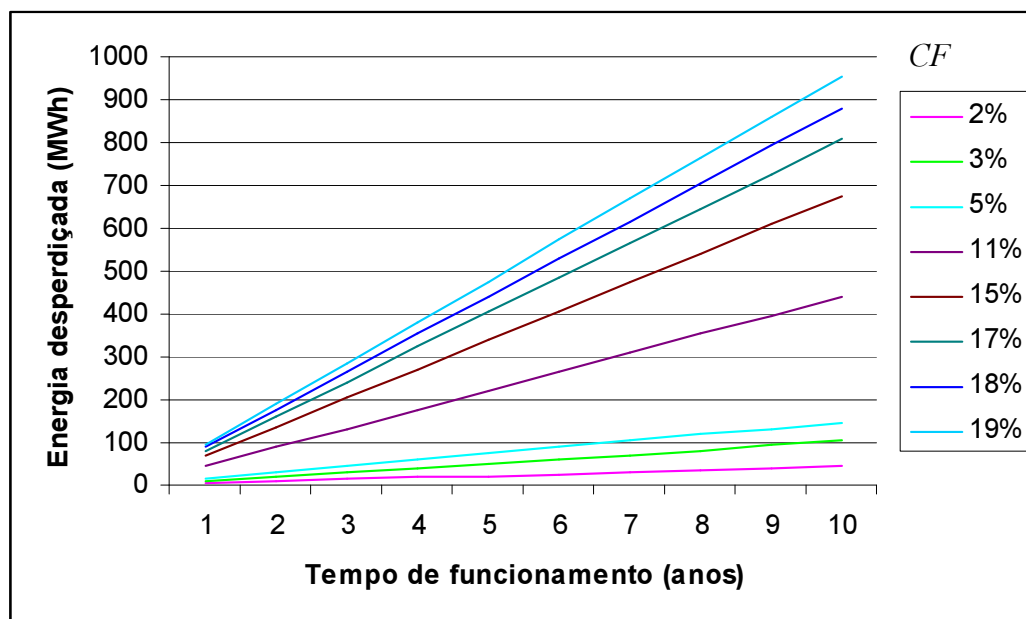


Figura 4.32 – Desperdício de energia do sistema com o tempo de funcionamento

Pode-se projetar, ainda com base na figura 4.32, que para um percentual de água de 19%, o consumo adicional de energia sem aumento da capacidade frigorífica, acumulado em uma década será de aproximadamente 1000 MWh.

## 5. CONCLUSÕES

Como consequência dos estudos desenvolvidos para realização deste trabalho e com base na análise dos resultados obtidos, pode-se concluir que:

- Sistemas de refrigeração operando com R-717 à pressão de ebulição superior a atmosférica, não apresentam quantidades significativas de água;

- Os resfriadores intermediários não apresentam traços relevantes de água;

Estes resfriadores em relação aos separadores centrais operam com pressão de saturação maior, alimentando-os continuamente com R-717 na fase líquida. O fluido retorna para os resfriadores na fase de vapor, sendo aspirado do separador, onde a maior parte de água da solução permanece agregada ao líquido, funcionando como um sistema de purificação do refrigerante.

- Sistemas de refrigeração operando à pressão de ebulição inferior à atmosférica, dotados de regeneradores de R-717, apresentam índices muito pequenos de contaminação por água;

- Sistemas de refrigeração operando com R-717, à pressão de ebulição inferior a atmosférica apresentam quantidades significativas de água;

- A contaminação por água das instalações de refrigeração operando com R-717, normalmente negligenciada pela falta de informação, afeta significativamente o consumo de energia desperdiçada, o qual aumenta na proporção da quantidade de contaminante;

- A energia desperdiçada nos sistemas analisados, para valores do  $CF$  variando de 2 % a 19 % aumenta em vinte e duas vezes;

- Através dos estudos realizados, pode-se dizer que o método simplificado para determinação do percentual de água e consumo de energia dos sistemas de refrigeração contaminados, revela-se como uma metodologia aplicável na concepção do potencial de economia energética dos modelos dos sistemas pesquisados, fornecendo importantes parâmetros para o gerenciamento e otimização do consumo de energia, colaborando para superação das dificuldades experimentadas pelo setor energético e ambiental.



# ANEXOS

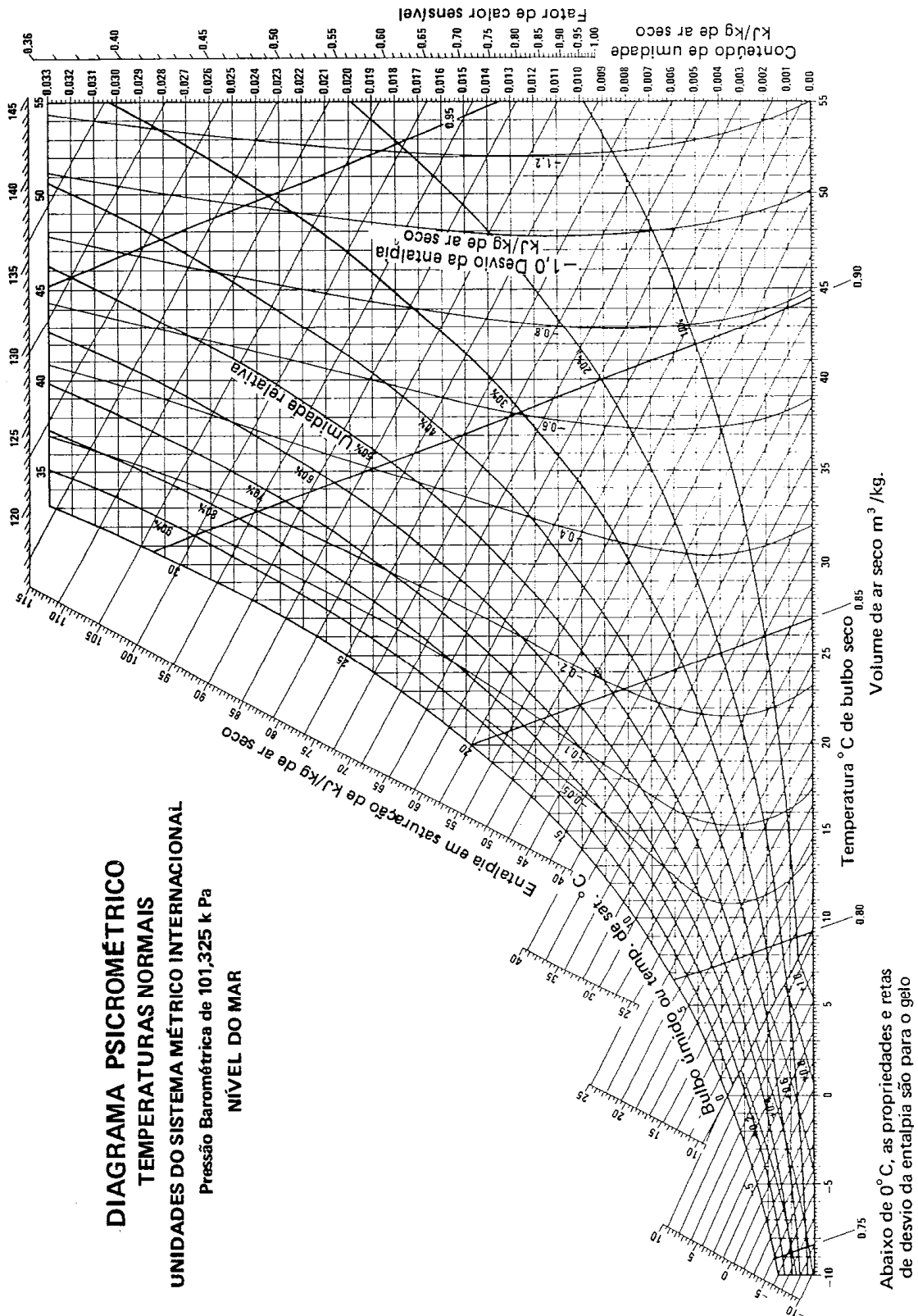
## A. TABELA DE R-717 SATURADO

T	p	vl	vg	hl	hg	Cv	sl	sg
K	kPa	10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
227,15	51,51	1,4340	2,11333	-6,20	1397,63	1403,83	0,1760	6,3562
229,15	57,64	1,4389	1,90242	2,60	1400,87	1398,27	0,2146	6,3166
231,15	64,36	1,4440	1,71612	11,42	1404,08	1392,66	0,2529	6,2778
233,15	71,71	1,4491	1,55117	20,25	1407,25	1387,00	0,2909	6,2398
235,15	79,73	1,4542	1,40480	29,10	1410,38	1381,27	0,3286	6,2026
237,15	88,47	1,4594	1,27465	37,97	1413,46	1375,50	0,3661	6,1662
239,15	97,97	1,4647	1,15868	46,84	1416,51	1369,66	0,4033	6,1305
241,15	108,28	1,4701	1,05513	55,74	1419,50	1363,77	0,4403	6,0956
243,15	119,46	1,4755	0,96249	64,64	1422,46	1357,81	0,4770	6,0613
245,15	131,54	1,4810	0,87945	73,57	1425,36	1351,80	0,5135	6,0277
247,15	144,60	1,4865	0,80488	82,50	1428,22	1345,72	0,5497	5,9947
249,15	158,67	1,4921	0,73779	91,45	1431,04	1339,58	0,5857	5,9623
251,15	173,82	1,4978	0,67733	100,42	1433,80	1333,38	0,6214	5,9305
253,15	190,11	1,5036	0,62274	109,40	1436,51	1327,11	0,6570	5,8994
255,15	207,60	1,5094	0,57338	118,39	1439,17	1320,78	0,6923	5,8687
257,15	226,34	1,5154	0,52866	127,40	1441,78	1314,38	0,7273	5,8386
259,15	246,41	1,5214	0,48810	136,43	1444,34	1307,91	0,7622	5,8091
261,15	267,85	1,5275	0,45123	145,46	1446,84	1301,38	0,7968	5,7800
263,15	290,75	1,5336	0,41769	154,52	1449,29	1294,77	0,8312	5,7514
265,15	315,17	1,5399	0,38712	163,58	1451,68	1288,09	0,8653	5,7233
267,15	341,17	1,5463	0,35921	172,66	1454,01	1281,35	0,8993	5,6957
269,15	368,83	1,5527	0,33371	181,76	1456,29	1274,53	0,9331	5,6685
271,15	398,22	1,5593	0,31037	190,87	1458,51	1267,63	0,9666	5,6417
273,15	429,41	1,5659	0,28898	200,00	1460,66	1260,66	1,0000	5,6153
275,15	462,48	1,5727	0,26935	209,14	1462,76	1253,62	1,0332	5,5893
277,15	497,50	1,5795	0,25131	218,30	1464,80	1246,50	1,0661	5,5637
279,15	534,54	1,5865	0,23471	227,47	1466,77	1239,30	1,0989	5,5384
281,15	573,70	1,5936	0,21943	236,67	1468,68	1232,01	1,1315	5,5135
283,15	615,04	1,6008	0,20533	245,87	1470,52	1224,65	1,1639	5,4890
285,15	658,64	1,6081	0,19232	255,10	1472,30	1217,21	1,1961	5,4647
287,15	704,59	1,6155	0,18029	264,34	1474,02	1209,67	1,2281	5,4408
289,15	752,98	1,6231	0,16916	273,60	1475,66	1202,06	1,2600	5,4172
291,15	803,88	1,6308	0,15885	282,89	1477,24	1194,35	1,2917	5,3939
293,15	857,38	1,6386	0,14929	292,19	1478,74	1186,55	1,3232	5,3708
295,15	913,56	1,6466	0,14041	301,51	1480,17	1178,66	1,3546	5,3481
297,15	972,52	1,6547	0,13216	310,86	1481,53	1170,68	1,3859	5,3255
299,15	1034,34	1,6630	0,12449	320,23	1482,82	1162,59	1,4169	5,3033
301,15	1099,11	1,6714	0,11734	329,62	1484,03	1154,41	1,4479	5,2812
303,15	1166,93	1,6800	0,11069	339,04	1485,16	1146,12	1,4787	5,2594
305,15	1237,88	1,6888	0,10447	348,48	1486,21	1137,73	1,5093	5,2377
307,15	1312,06	1,6978	0,09867	357,96	1487,19	1129,23	1,5398	5,2163
309,15	1389,55	1,7069	0,09327	367,33	1488,09	1120,75	1,5699	5,1952
311,15	1470,47	1,7162	0,08820	376,86	1488,89	1112,03	1,6002	5,1741
313,15	1554,89	1,7257	0,08345	386,43	1489,61	1103,19	1,6303	5,1532

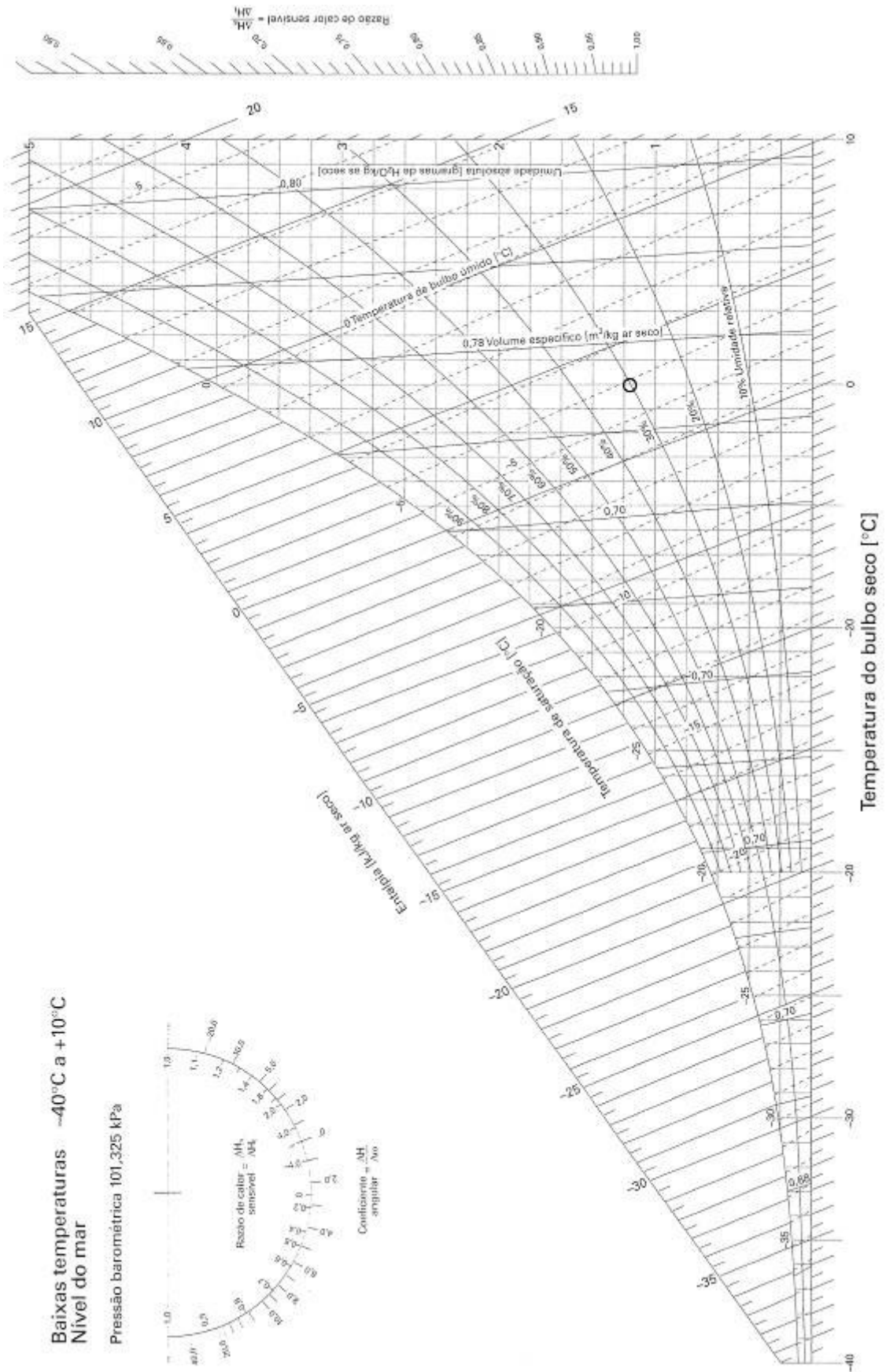


## C. DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS

### C.1 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO PARA TEMPERATURAS NORMAIS



### C.2 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO PARA BAIXAS TEMPERATURAS

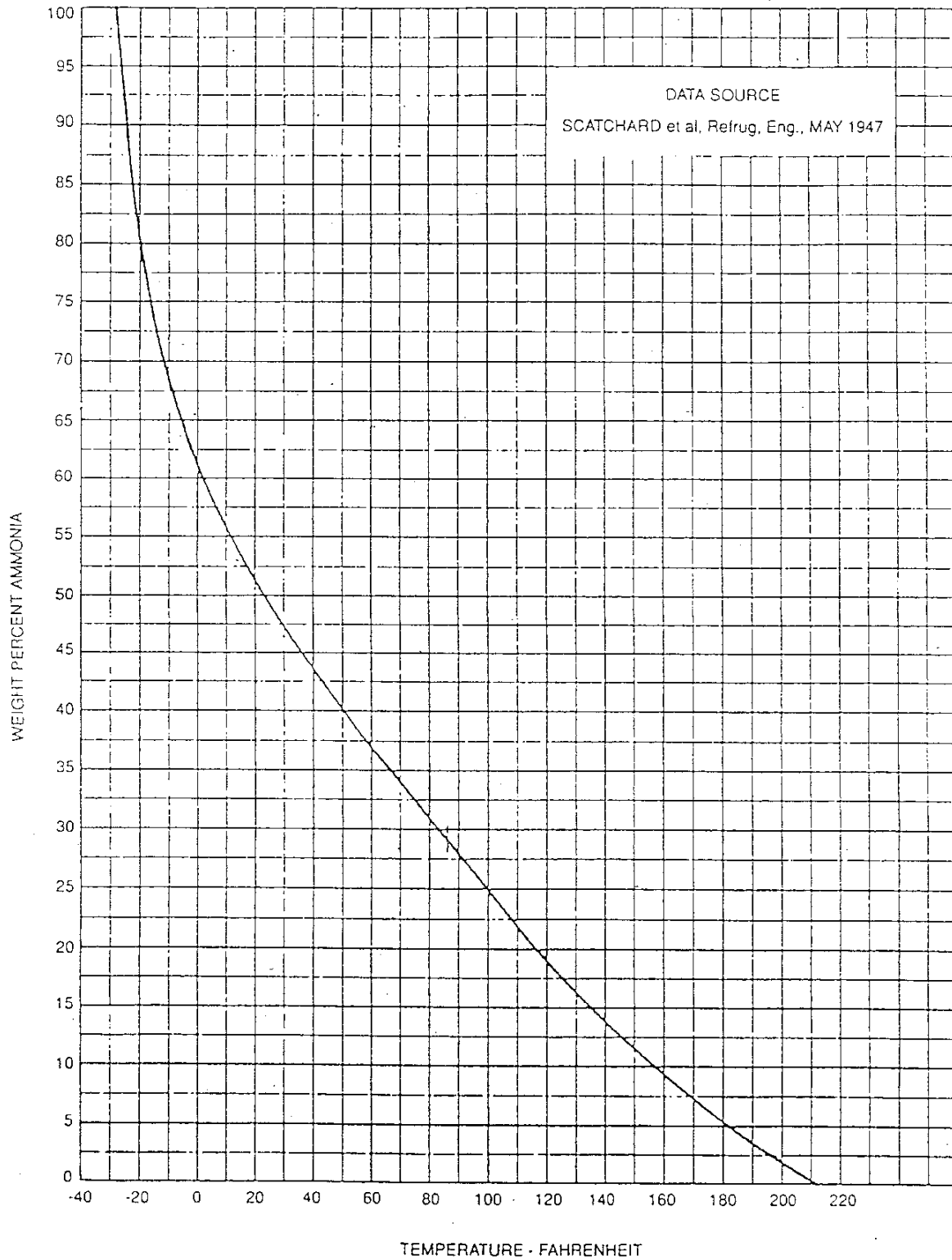


Baixas temperaturas -40°C a +10°C  
Nível do mar

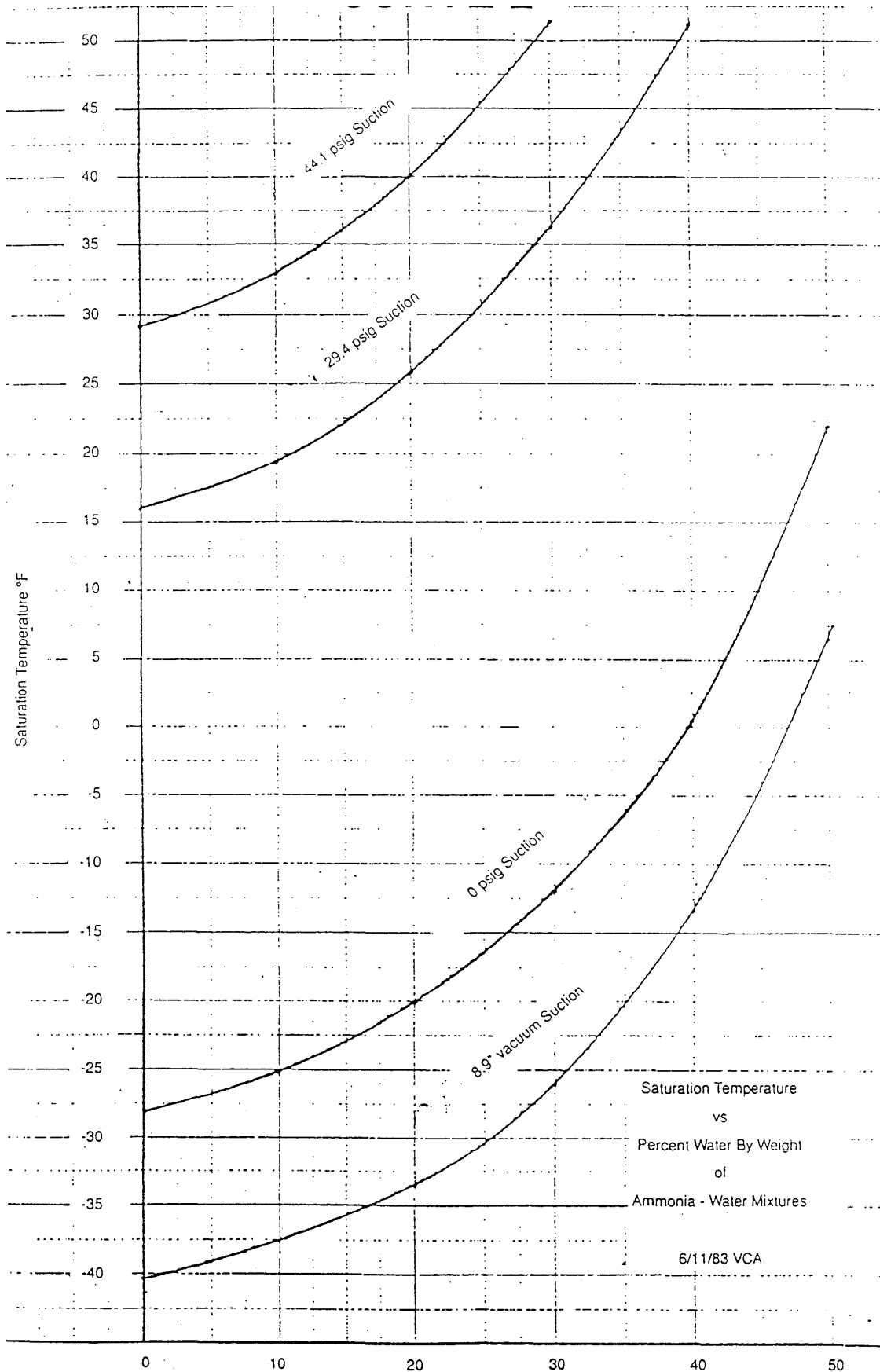
Pressão barométrica 101,325 kPa

### D. PROPRIEDADES DA MISTURA DE R-717 COM ÁGUA

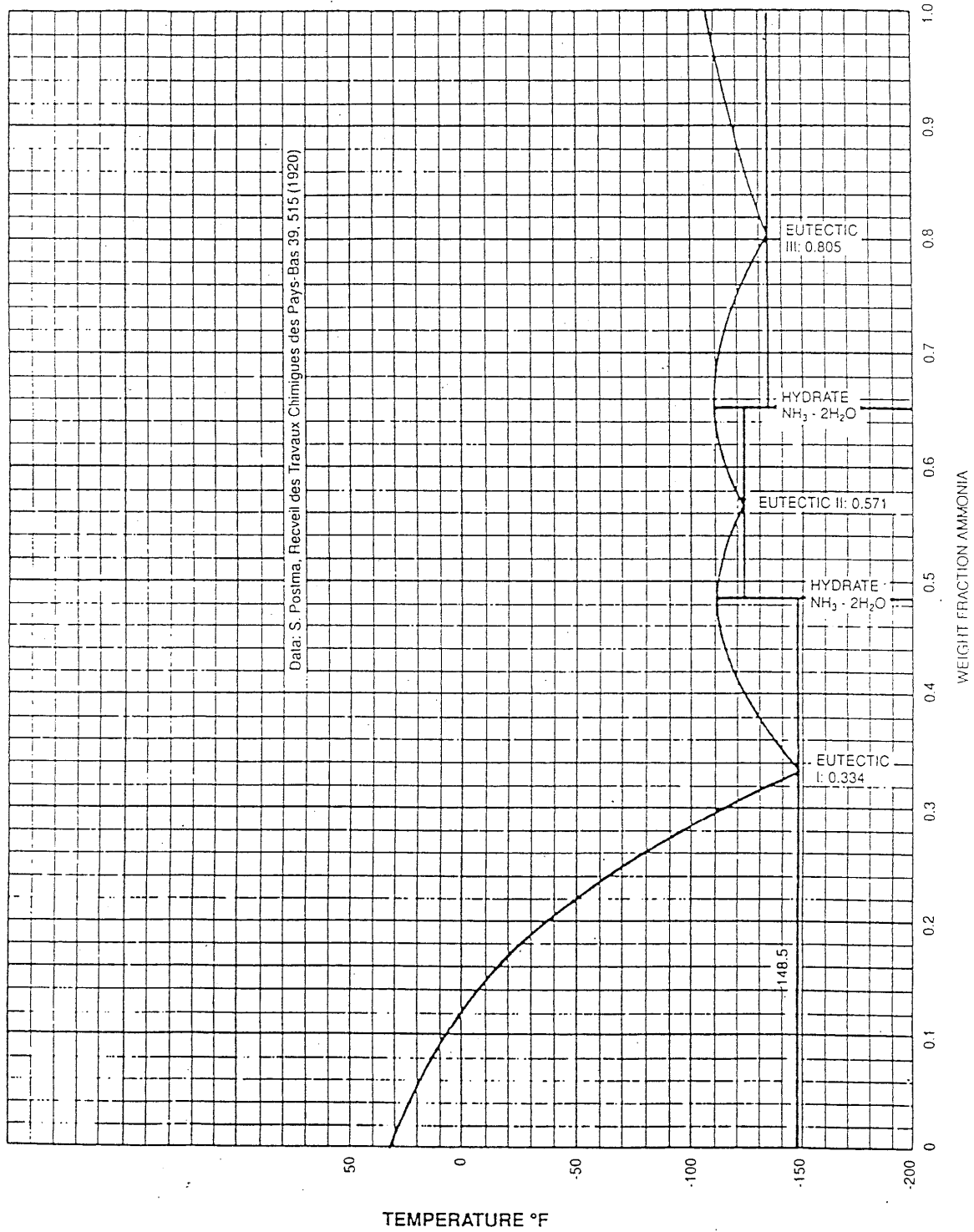
#### D.1 CONTEÚDO DE R-717 EM ÁGUA



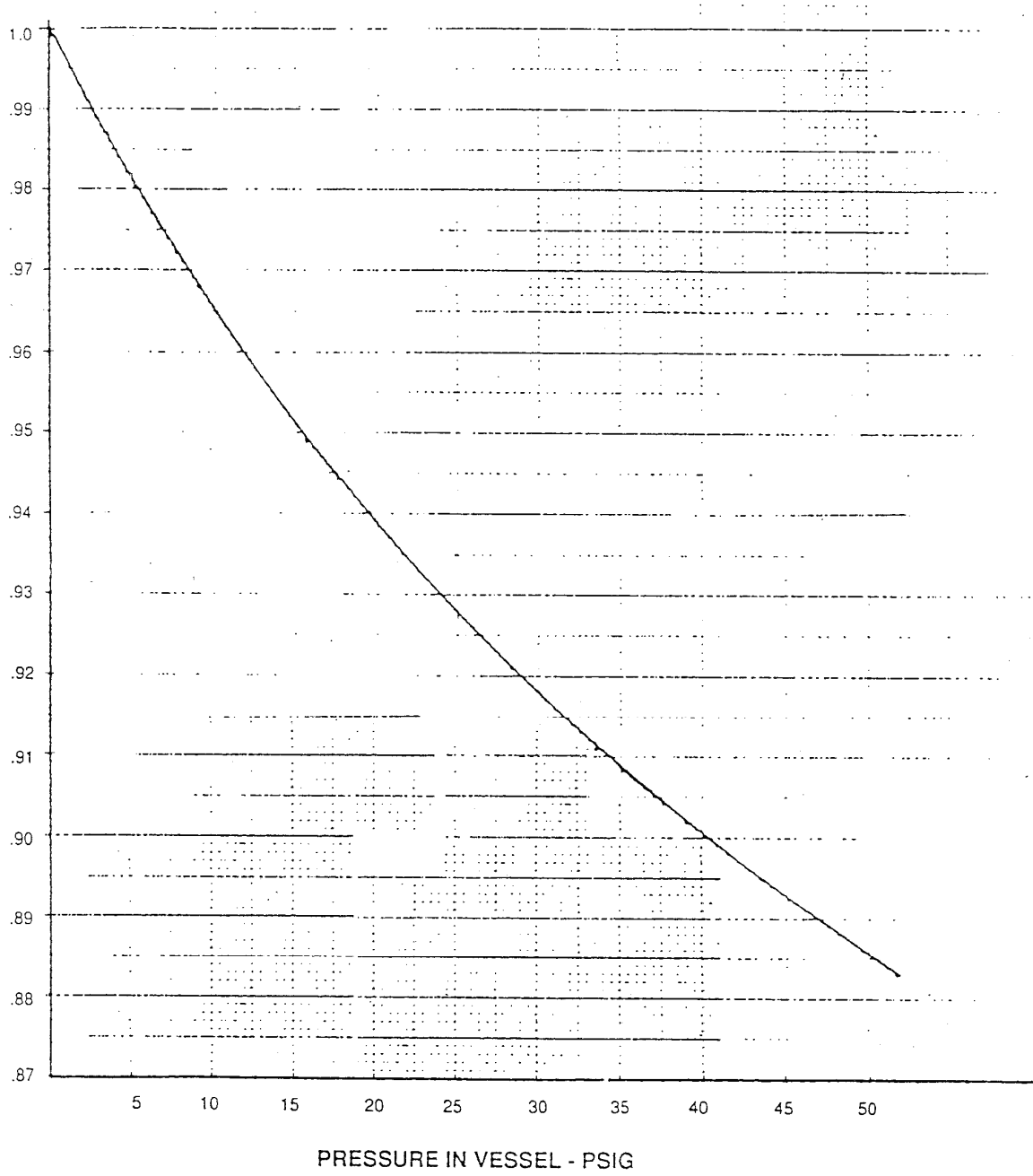
### D.2 TEMPERATURAS DE SATURAÇÃO PARA MISTURAS DE R-717 COM ÁGUA



### D.3 PONTOS DE SOLIDIFICAÇÃO DA MISTURA DE R-717 COM ÁGUA



### D.4 FATOR DE EVAPORAÇÃO – EF



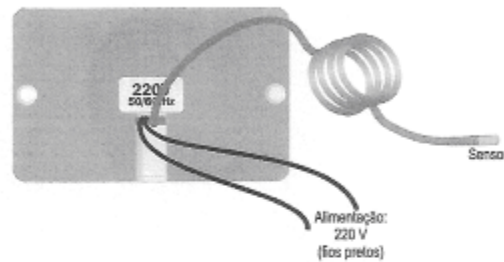


## E. INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

### E.1 TERMÔMETRO DIGITAL

# TERMÔMETROS DIGITAIS

#### Ti 02 -para sobrepor



#### DIMENSÕES:

- Altura: 60 mm
- Largura: 75 mm
- Profundidade: 36 mm
- Peso: 180 g

Com excelente precisão e repetibilidade, têm construção robusta e imune a vibrações, umidade ou interferências.

Utiliza display luminoso (led) que permite a leitura mesmo no escuro. Possui resolução de 1°C, ou seja, muda a indicação de grau em grau.

O cabo do sensor pode ser aumentado até 100 m, possibilitando ao termômetro ser instalado em outro local para medição remota.

#### APLICAÇÕES

Equipamentos frigoríficos, máquinas operatrizes, estufas, fornos, automotores, salas climatizadas, indústrias alimentícia, química e farmacêutica.

O sensor utilizado é fornecido junto com o termômetro.

#### ESPECIFICAÇÕES:

- Limites operacionais: -25°C / +70 °C no ambiente.
- Faixas de temperatura: -50°C a +99 °C.
- Cabo do sensor: PP 3 X 22 (AWG).
- Comprimento: 2,5 metros.
- Velocidade de resposta: de 0°C a +100°C em água = 28 segundos.
- Alimentação: 220V - 50/60Hz (110 VAC ou 24 - 12 VCC sob especificação).
- Variação máxima admissível na tensão de alimentação sem afetar a calibração: ±20%.
- Consumo: 2 W.
- Precisão: melhor que 0,8%.
- Projetado para, inclusive, substituir similares não eletrônicos.

Rev. 12 220/02



Encontre os manuais de toda a linha, via Internet, em:

[www.fullgauge.com](http://www.fullgauge.com)

[fullgauge@fullgauge.com](mailto:fullgauge@fullgauge.com)

Fone/Fax:(51) 475-3308

GENUINAMENTE BRASILEIRA

#### ATENÇÃO:

SENSOR E INSTRUMENTO ESTÃO CALIBRADOS ENTRE SI E NÃO DEVEM SER TROCADOS SEM QUE SE RECALIBRE O NOVO CONJUNTO. SENSORES COM POLARIDADE INVERTIDA TAMBÉM PRODUZEM ERROS NA MEDIÇÃO.

## E.2 MULTÍMETRO DIGITAL



www.polimed.com

### PM 2200 Multímetro Digital

#### Características:

- Display LCD de 3 ½ dígitos (leitura máx. até 1999)
- Medição de capacitância, frequência e temperatura
- Teste de diodo, continuidade audível e transistor hFE
- Função Data Hold e Auto Power Off
- Indicação de polaridade (-) negativa
- Indicação de bateria fraca
- Indicação de sobrefaixa
- Seleção de faixas e funções: Manual
- Taxa de medição: 2~3 medições/s (nominal)
- Condições de operação: 0°C~40°C, RH < 80%
- Proteção contra sobrecarga
- Conformidade: IEC-1010 (CAT II e Pollution II)
- Alimentação: Bateria de 9V (6F22)
- Dimensões: 190mm(A)×89mm(L)×28mm(E)
- Peso: Aprox. 320g (incluindo bateria)
- Acessórios: Pontas de prova, termopar tipo K (250°C), holster, bateria e manual de instruções
- Marca Polimed

#### Especificações Técnicas:

##### Tensão DC

- Faixas: 200mV/2V/20V/200V/1000V
- Resolução: 100µV/1mV/10mV/100mV/1V
- Precisão:
  - ± (1,0% leitura ± 5 dígitos) para a faixa de 1000V
  - ± (0,5% leitura ± 3 dígitos) para as outras faixas
- Impedância de entrada: 10MΩ
- Proteção contra sobrecarga:
  - 250V DC / AC RMS para a faixa de 200mV
  - 1000V DC / 700V AC RMS para as outras faixas

##### Tensão AC

- Faixas: 2V/20V/200V/700V
- Resolução: 1mV/10mV/100mV/1V
- Precisão:
  - ± (1,2% leitura ± 5 dígitos) para a faixa de 700V
  - ± (0,8% leitura ± 3 dígitos) para as outras faixas
- Faixa de frequência:
  - 40Hz~200Hz para a faixa de 700V
  - 40Hz~400Hz para as outras faixas
- Impedância de entrada:
  - 1MΩ para a faixa de 2V
  - 10MΩ para as outras faixas
- Proteção contra sobrecarga: 1000V DC / 700V AC RMS

### E.3 FICHA DE CALIBRAÇÃO DO MANOVACUÔMETRO



## Ficha de Calibração de Manovacuumetro

**Instrumento:** Manovacuumetro analógico com intervalo operacional de 0 à 30 inHg para vacuumetro e de 0 a 350 psi para manômetro.

**Tipo:** Metálico, tubo de Bourdon, tipo C.

**Fabricante:** J/B.

J/B Faixa (psi)	Instrumento Padrão de Referência									
	Ensaio 1 (psi)		Ensaio 2 (psi)		Ensaio 3 (psi)		Ensaio 4 (psi)		Ensaio 5 (psi)	
	Subida	Descida	Subida	Descida	Subida	Descida	Subida	Descida	Subida	Descida
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	10,06	10,09	10,05	10,08	10,07	10,10	10,07	10,09	10,03	10,07
20	20,02	20,11	20,04	20,07	20,03	20,09	20,04	20,08	20,01	20,10
30	29,87	29,67	29,86	29,74	29,88	29,70	29,89	29,73	29,87	29,71
40	39,84	39,74	39,82	39,77	39,89	39,73	39,85	39,76	39,87	39,75
50	49,80	49,86	49,83	49,85	49,82	49,81	49,81	49,84	49,80	49,82
60	59,95	59,89	59,93	59,91	59,94	59,90	59,96	59,92	59,94	59,91
70	69,91	69,96	69,89	69,95	69,93	69,96	69,92	69,94	69,90	69,94
80	80,01	79,96	80,04	79,98	80,03	79,97	80,00	79,95	80,02	79,96
90	90,11	90,15	90,17	90,13	90,15	90,11	90,13	90,10	90,12	90,16
100	100,28	100,17	100,29	100,19	100,27	100,16	100,28	100,18	100,26	100,15
110	110,36	110,26	110,31	110,24	110,34	110,25	110,33	110,24	110,32	110,23
120	120,47	120,47	120,41	120,41	120,49	120,49	120,43	120,43	120,45	120,45

Data de Calibração : 27/12/2005 Hora inicial : 09h30min Hora final : 11h30min

Instrumento padrão utilizado para calibração : manômetro digital Druck DPI-605 (certificado conforme documento anexo).

Resp. pela Calibração:

Deptº de Manutenção – Instrumentação / Refinaria de Petróleo Ipiranga S.A.

## E.4 CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DO INSTRUMENTO PADRÃO

 <b>NAKA</b> INSTRUMENTAÇÃO INDUSTRIAL ISO 9001:2000		Laboratório NAKA de Metrologia - LANAME Rede Brasileira de Calibração - RBC Laboratório Credenciado pela CGCRE / INMETRO sob nº 67		
<b>RTP-01</b> ED.03 / REV.01		<b>CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO</b> DO LABORATÓRIO NAKA DE METROLOGIA - NAKA		<b>P - 0411 / 05</b>
CLIENTE	REFINARIA DE PETRÓLEO IPIRANGA S/A			
ENDEREÇO	RUA ENGENHEIRO HEITOR AMARO BARCELOS, 5			
CIDADE	RIO GRANDE	ESTADO	RIO GRANDE DO SUL	
ORDEM DE SERVIÇO	200501230	CEP	96.202-900	
DATA DO RECEBIMENTO	19 / 05 / 2005			
DATA DA CALIBRAÇÃO	25 / 05 / 2005			
DATA DE EMISSÃO	25 / 05 / 2005			
INSTRUMENTO	01 MANOVACUÔMETRO DIGITAL DPI-605			
FAIXA DE ESCALA	Vácuo a 300 psi (g)			
RESOLUÇÃO	0,001 psi			
NÚMERO DE SÉRIE	2410 / 95-07	ATIVO FIXO	-----	
CARACTERÍSTICAS	Conexão ao Processo de 1/2" NPT.			
FABRICANTE	DRUCK INCORPORATED			
<b>PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO</b>			<b>PTP-02</b>	<b>ED.02 / REV.05</b>
<b>CARACTERÍSTICAS DOS INSTRUMENTOS PADRÕES UTILIZADOS :</b>				
INSTRUMENTO	BALANÇAS DE PESO MORTO			
MODELO	1- T-2600	2- T-2300		
CERTIFICADO	1- M5-380 / 00	2- M5-350 / 00		
FAIXA DE ESCALA	1- -3 a -100 kPa	2- 20 a 3500 kPa		
INCERTEZA DE MEDIÇÃO	1- 0,014 %	2- 0,005 %		
NÚMERO DE SÉRIE	1- 8826-95	2- 7788-93		
IDENTIFICAÇÃO	1- PR-04	2- PR-02		
FABRICANTE	1- Pressurement's	2- Pressurement's		
CALIBRADO EM	1- 09 / 08 / 2000	2- 29 / 08 / 2000		
PRÓXIMA CALIBRAÇÃO	1- 09 / 08 / 2005	2- 29 / 08 / 2005		
<b>CONDIÇÕES DE CALIBRAÇÃO</b>				
Este Certificado de Calibração atende aos requisitos de acreditação pela CGCRE / INMETRO, a qual avaliou a competência de medição do Laboratório NAKA e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida. O instrumento foi calibrado na sua posição horizontal com uma temperatura de 20 °C ± 2 °C, com umidade relativa do ar de 60 % ± 20 %, a aceleração da gravidade no local é de 9,7863872 m/s <sup>2</sup> e a calibração foi realizada em comparação com os padrões de referência descritos acima, em dois ciclos de pressão, em pressão ascendente e em pressão decrescente. Esta calibração não isenta o instrumento calibrado do controle metrológico estabelecido na Regulamentação Metrológica.				
<b>OBSERVAÇÕES</b>				
Este Certificado de Calibração é relativo apenas ao equipamento acima descrito, não se estendendo a lotes ou peças fabricadas em série. Sua reprodução só poderá ser total e depende da aprovação por escrito deste Laboratório.				
 Fernando de Oliveira Preto TÉCNICO DO LABORATÓRIO		 Fábio Rogério Riccomini GERENTE TÉCNICO		
FOLHA 01/02				
Rua Arlindo Marchetti, 209 - Cep: 09560-410 - São Caetano do Sul - SP - Brasil Tel.: +55(11) 2198-1177 - Fax: +55(11) 4220-1500 - e-mail: lab.pressao@naka.com.br <b>www.naka.com.br</b>				



Laboratório NAKA de Metrologia - LANAME  
Rede Brasileira de Calibração - RBC  
Laboratório Credenciado pela  
OGCRE / INMETRO sob nº 67



RTP-01 CONTINUAÇÃO DO CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO P - 0411 / 05

FAIXA DE ESCALA CALIBRADA Vácuo a 300 psi (g)

RESULTADOS OBTIDOS NA CALIBRAÇÃO :

VALORES DE REFERÊNCIA		VALORES INDICADOS NO INSTRUMENTO			
SI kPa	PADRÃO psi	PRIMEIRO CICLO		SEGUNDO CICLO	
		CRESCENTE psi	DECRESCENTE psi	CRESCENTE psi	DECRESCENTE psi
-89,6	-13,000	-13,002	-13,003	-13,003	-13,004
000,0	00,000	00,000	00,000	00,000	00,000
206,8	30,000	30,004	30,003	30,003	30,004
413,7	60,000	60,015	60,017	60,016	60,018
620,5	90,000	90,026	90,033	90,030	90,031
827,4	120,000	120,029	120,033	120,033	120,034
1034,2	150,000	150,037	150,043	150,045	150,048
1241,1	180,000	180,044	180,052	180,049	180,053
1447,9	210,000	210,052	210,058	210,053	210,057
1654,7	240,000	240,069	240,071	240,067	240,069
1861,6	270,000	270,066	270,069	270,068	270,070
2068,4	300,000	300,074	300,074	300,077	300,077

CARACTERÍSTICAS METROLÓGICAS APRESENTADAS PELO INSTRUMENTO


ERRO FIDUCIAL	±	0,04	% da Leitura.
REPETITIVIDADE	±	0,01	% da Leitura.
HISTERESE	±	0,01	% da Leitura.
INCERTEZA DE MEDIÇÃO		0,02	psi

A incerteza expandida de medição relatada neste certificado de calibração é declarada como a incerteza padrão da medição multiplicada pelo fator de abrangência  $k=1,984$  que para uma distribuição normal corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95 %. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

Fator de correção para a unidade do Sistema Internacional 1 kPa = 0,145038 psi

OBSERVAÇÕES

Este Certificado de Calibração é relativo apenas ao equipamento acima descrito, não se estendendo a lotes ou peças fabricadas em série. Sua reprodução só poderá ser total e depende da aprovação por escrito deste Laboratório.

  
Fernando de Oliveira Preto  
TÉCNICO DO LABORATÓRIO

  
Fábio Rogério Riccomini  
GERENTE TÉCNICO

FOLHA 02/02

Rua Arlindo Marchetti, 209 - Cep: 09560-410 - São Caetano do Sul - SP - Brasil  
Tel.: +55(11) 2199-1177 - Fax: +55(11) 4220-1500 - e-mail: lab.pressao@naka.com.br  
[www.naka.com.br](http://www.naka.com.br)

## F. IDENTIFICAÇÃO DAS INSTALAÇÕES AVALIADAS

### F.1 INDÚSTRIA DE PESCADOS PESCAL S/A

Tipo de Atividade		Sim	Não
Congelamento		X	
Salga			X
Enlatamento			X
Defumação			X
Farinha e/ou óleo (subprodutos)			X
Fabricação de gelo		X	
Armazenagem frigorífica		X	
Dados Estatísticos			
Área ocupada		24.000 m <sup>2</sup>	
Área construída		18.000 m <sup>2</sup>	
Número de trabalhadores em terra		—	
Número de pescadores		—	
Número de embarcações		—	
Quantidade de produto capturado por ano		—	
Quantidade de produto processado por ano		2.000 ton	
Capacidade de armazenagem		3.000 ton	
Tipos de Equipamentos de Refrigeração		Sim	Não
Máquina de gelo		X	
Armário de placas		X	
Túnel de congelamento		X	
Câmara de resfriamento			X
Câmara de congelamento			X
Câmara de estocagem		X	

Sistema de Refrigeração Avaliado		
Tipo	Inundado, duplo estágio, <i>booster</i> , com RI aberto, operando com R-717	
Aplicação	Congelados: 4 túneis, 2 câmaras de estocagem e 2 armários de placas	
Estágio de compressão	Baixa	Alta
Temperaturas de operação	238 K / 263 K	263 K / 308 K
Carga térmica instalada	2.130.000 W	—
Compressores		
Estágio	Baixa	Alta
Quantidade	1	1
Tipo	Alternativo	Alternativo
Cilindros (número - diâmetro x curso)	6 – 23 x 13	6 – 16 x 11
Rotação	750 RPM	750 RPM
Potência	72,1 cv	112,5 cv
Potência frigorífica	316.336 W	326.105 W
Acoplamento	Correias	Correias
Resfriamento	Água	Água

Vasos		
SCL	Tipo	Horizontal
	Capacidade	8 m <sup>3</sup>
RI	Tipo	Vertical
	Capacidade	1,7 m <sup>3</sup>
Recipiente	Quantidade	2
	Capacidade	5 m <sup>3</sup> em operação e 8 m <sup>3</sup> de acumulação

Consumo de energia			
Motor de acionamento dos compressores	Estágio	Baixa	Alta
	Tipo	Assíncrono trifásico	Assíncrono trifásico
	Corrente	255 A	310 A
	Tensão	380 V	380 V
	Frequência	60 Hz	60 Hz
	Potência	125 cv	150 cv
	Rotação	1750 RPM	1750 RPM
Baterias de ar forçado dos evaporadores	Quantidade	12 (2 em cada câmara e túnel de congelamento)	
	Capacidade	174.450 W por bateria	
	Tipo forçador	Motor assíncrono trifásico	
	Número	2 por bateria	
	Potência	1471 W por forçador	
	Tensão	380 V	
Condensadores	Tipo	Evaporativo	
	Quantidade	4	
	Capacidade	2.558.600 W	
	Tipo forçador	Motor assíncrono trifásico	
	Número	3 condensadores com 3 motores e 1 com 2	
	Potência	2206 W por forçador	
	Tensão	9 de 380 V e 2 de 220 V	
Bombas de água	Tipo	De rotor aberto com motor assíncrono trifásico	
	Quantidade	5	
	Vazão	4 de 340 m <sup>3</sup> /h e 1 de 240 m <sup>3</sup> /h	
	Potência	4 de 1103 W e 1 de 368 W	
	Tensão	4 de 380 V e 1 de 220 V	
Bombas de líquido	Tipo	Centrífuga, com motor assíncrono trifásico	
	Quantidade	1 para armário de placas e 1 para túneis e câmaras	
	Potência	2942 W por bomba	
	Tensão	380 V	

Dispositivos, equipamentos, acessórios	Sim	Não
Sistema de automação (somente os túneis de congelamento)	X	
Soft starter		X
Intertravamento eletromecânico YΔ	X	
Alívio de partida	X	
Controle de capacidade		X
Purgador de incondensáveis	X	
Regenerador de R717		X

## F.2 TORQUATO PONTES PESCADOS S/A

Tipo de Atividade		Sim	Não
Congelamento		X	
Salga		X	
Enlatamento			X
Defumação			X
Farinha e/ou óleo (subprodutos)		X	
Fabricação de gelo		X	
Armazenagem frigorífica		X	
Dados Estatísticos			
Área ocupada		24.000 m <sup>2</sup>	
Área construída		16.800 m <sup>2</sup>	
Número de trabalhadores em terra		150	
Número de pescadores		20	
Número de Embarcações		2	
Quantidade de produto capturado por ano		—	
Quantidade de produto processado por ano		—	
Capacidade de armazenagem		800 ton	
Tipos de Equipamentos de Refrigeração		Sim	Não
Máquina de gelo		X	
Armário de placas		X	
Túnel de congelamento		X	
Câmara de resfriamento		X	
Câmara de congelamento		X	
Câmara de estocagem		X	

Sistema de Refrigeração Avaliado		
Tipo	Inundado, duplo estágio, <i>booster</i> , VE e injeção de líquido, operando com R-717	
Aplicação	Congelados: 2 túneis, 4 câmaras de estocagem e 2 armários de placas	
Ciclo de Refrigeração		
Estágio de compressão	Baixa	Alta
Temperaturas de operação	238 K / 263 K	263 K / 308 K
Carga térmica instalada	—	—
Compressores		
Estágio de compressão	Baixa	Alta
Quantidade	1	1
Tipo	Alternativo	Alternativo
Cilindros (número - diâmetro x curso)	6 – 23 x 13	6 – 16 x 11
Rotação	750 RPM	750 RPM
Potência	72,1 cv	112,5 cv
Potência frigorífica	316.336 W	326.105 W
Acoplamento	Correias	Correias
Resfriamento	Água	Água



Vasos		
SCL	Tipo	Vertical
	Capacidade	—
VE	Tipo	Vertical
	Capacidade	—
Recipiente	Quantidade	1
	Capacidade	—

Consumo de energia			
Motor de acionamento dos compressores	Estágio	Baixa	Alta
	Tipo	Assíncrono trifásico	Assíncrono trifásico
	Corrente	144 <i>A</i>	—
	Tensão	380 <i>V</i>	380 <i>V</i>
	Frequência	60 <i>Hz</i>	60 <i>Hz</i>
	Potência	100 <i>cv</i>	160 <i>cv</i>
	Rotação	1460 <i>RPM</i>	1475 <i>RPM</i>
Baterias de ar forçado dos evaporadores	Quantidade	13 (túneis de congelamento)	
	Capacidade	166.310 <i>W</i>	
	Tipo forçador	Motor assíncrono trifásico	
	Número	Túnel 1: 2 para cada 3 baterias Túnel 2: 2 por bateria	
	Potência	Túnel 1: 5152 <i>W</i> por forçador Túnel 2: 3312 <i>W</i> por forçador	
	Tensão	380 <i>V</i>	
Condensadores	Tipo	Evaporativo	
	Quantidade	2	
	Capacidade	1.511.900 <i>W</i>	
	Tipo forçador	Motor assíncrono trifásico	
	Número	5	
	Potência	2576 <i>W</i> por forçador	
	Tensão	380 <i>V</i>	
Bombas de água	Tipo	2 de rotor aberto e 1 centrífuga, todas com motor assíncrono trifásico	
	Potência	2 de 2208 <i>W</i> e uma de 3680 <i>W</i>	
	Tensão	380 <i>V</i>	
Bombas de líquido	Tipo	Engrenagens, com motor assíncrono trifásico	
	Quantidade	5	
	Potência	4 de 1470 <i>W</i> e 1 de 736 <i>W</i>	
	Tensão	380 <i>V</i>	

Dispositivos, equipamentos, acessórios	Sim	Não
Sistema de automação (injeção de líquido na descarga do <i>booster</i> )	X	
Soft starter (um compressor para as máquinas de gelo)	X	
Intertravamento eletromecânico $Y\Delta$	X	
Alívio de partida	X	
Controle de capacidade		X
Purgador de incondensáveis	X	
Regenerador de R717	X	



# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)