

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.

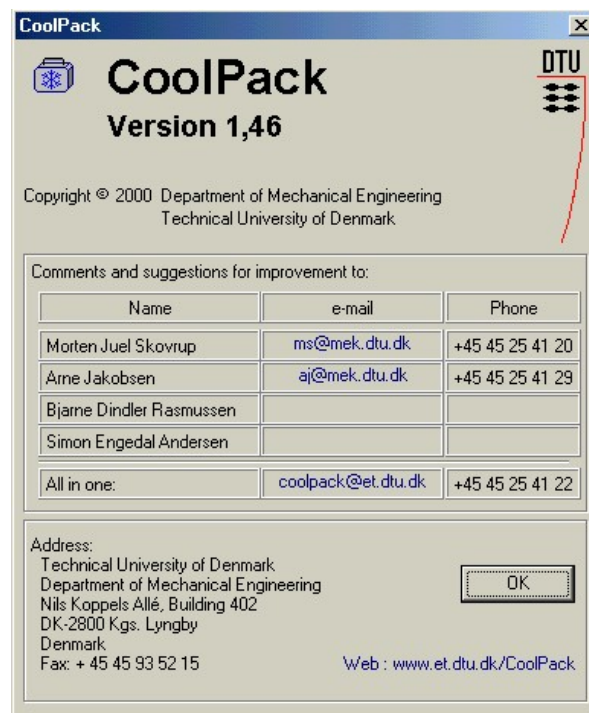


Figura 4.18 – Créditos do Programa Computacional *CoolPack*

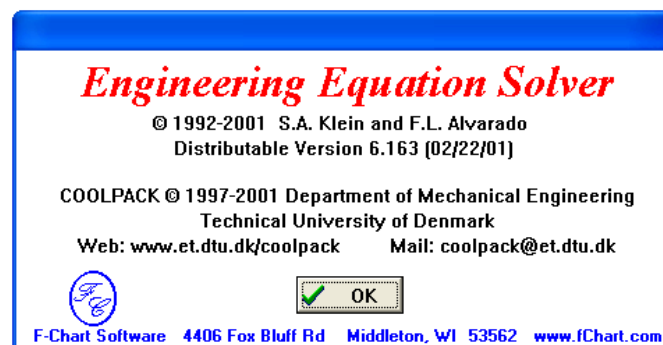


Figura 4.19 – Créditos do *EES - Engineering Equation Solver*

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.

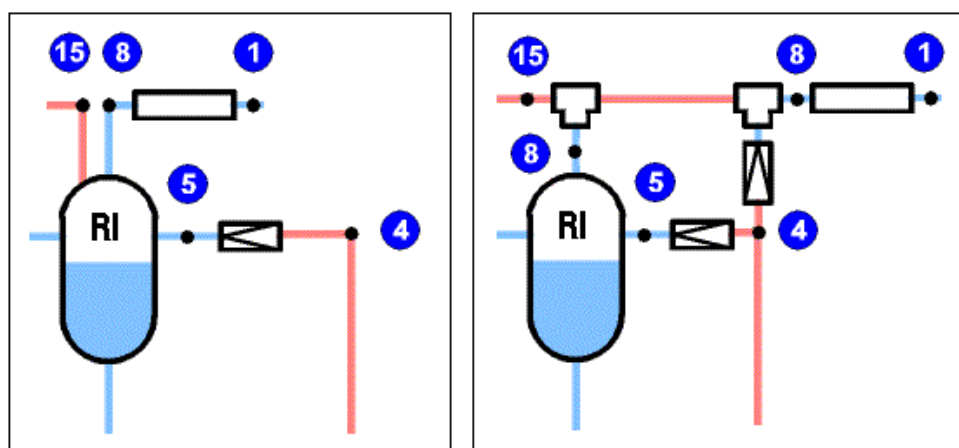


Figura 4.20 – Comparação entre os sistemas com RI aberto e injeção de líquido

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).

TEMPERATURE LEVELS			
HS : $T_{E,HS}$ [°C]:	-10,0	X_{OUT} [kg/kg]	0,25
LS : $T_{E,LS}$ [°C]:	-35,0	X_{OUT} [kg/kg]	0,25
T_C [°C]:	35,0	ΔT_{SC} [K]:	1,0

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;
- ΔT_{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]:	0,2	$\Delta p_{SL,LS}$ [K]:	0,2
$\Delta p_{DL,HS}$ [K]:	0,2	$\Delta p_{DL,LS}$ [K]:	0,2

Figura 4.22 – Caixa de diálogo para as perdas de carga

As perdas de pressão, simbolizadas por Δp , 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]	0	$\dot{Q}_{E,HS}$:	0,0 [kW]	$\dot{m}_{HS}$:	0,0 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$:	0,0 [m³/h]
LS :	Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	316	$\dot{Q}_{E,LS}$:	0,0 [kW]	$\dot{m}_{LS}$:	0,0 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$:	0,0 [m³/h]

Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]
 Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]
 Volume flow $\dot{V}_{HS}$ [m³/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 $\eta_{IS,HS}$ [-]

Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]

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.

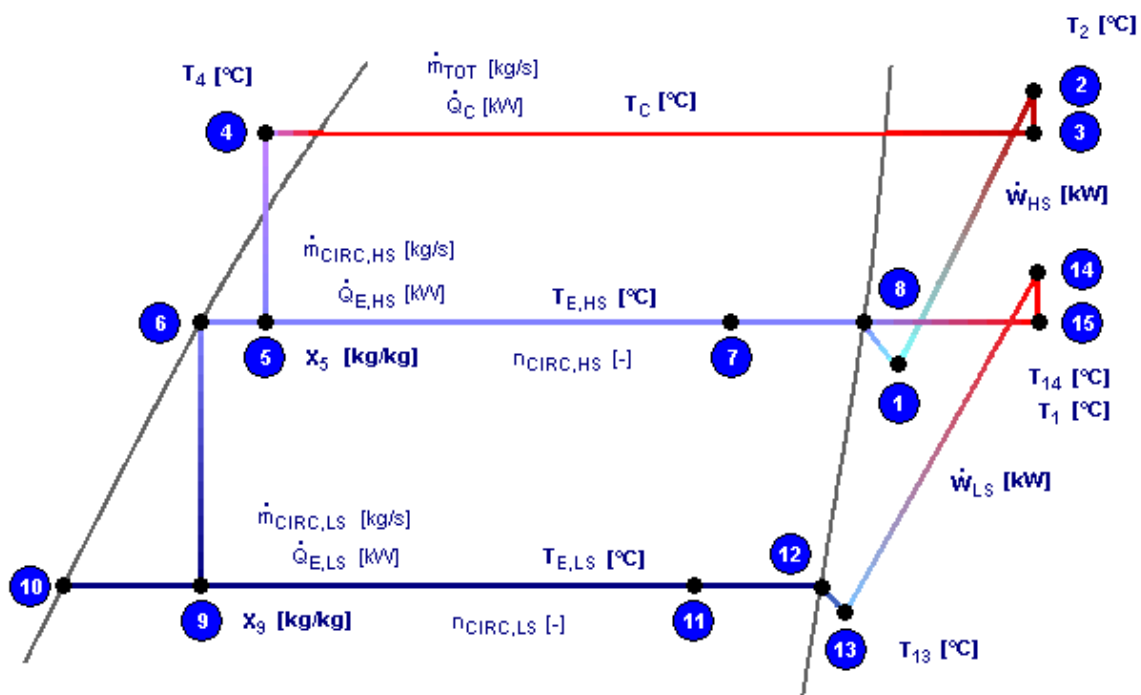


Figura 4.28 – Diagrama de Mollier traçado pelo *CoolPack*

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.

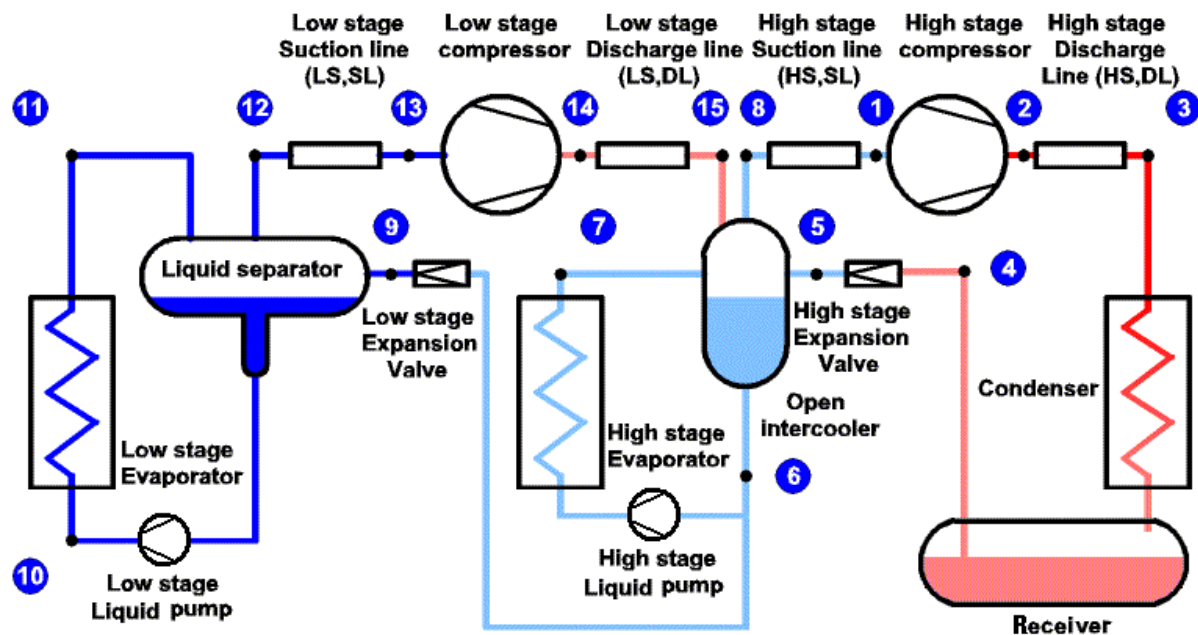


Figura 4.29 – Fluxograma do sistema traçado pelo *CoolPack*

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 consequentemente 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.

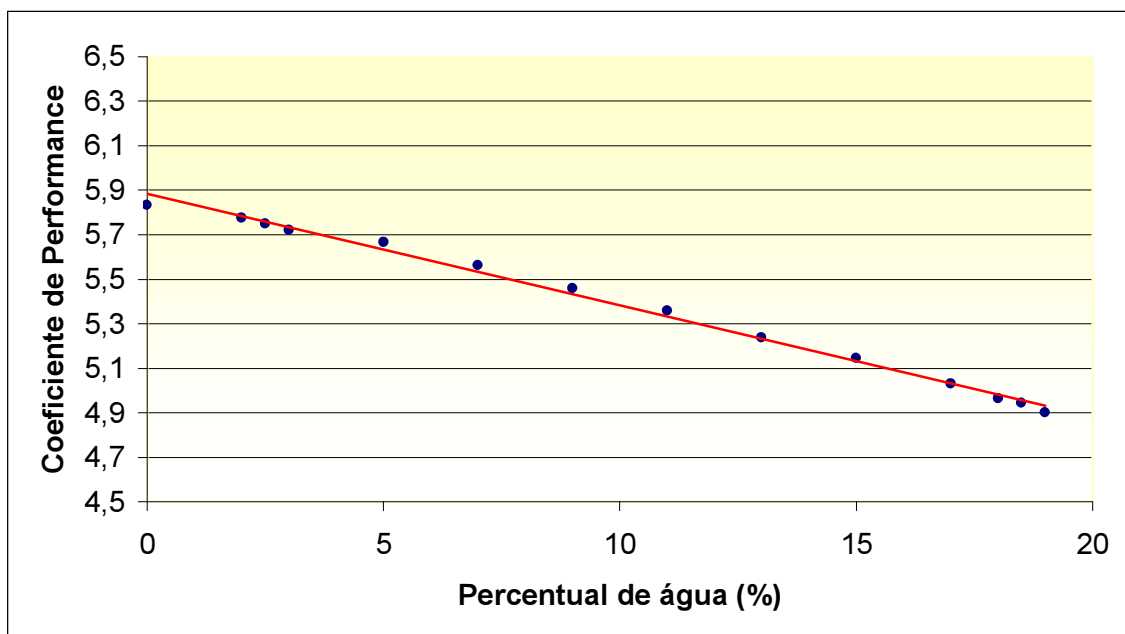


Figura 4.30 – Variação do COP_{LS} , em função de CF

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.

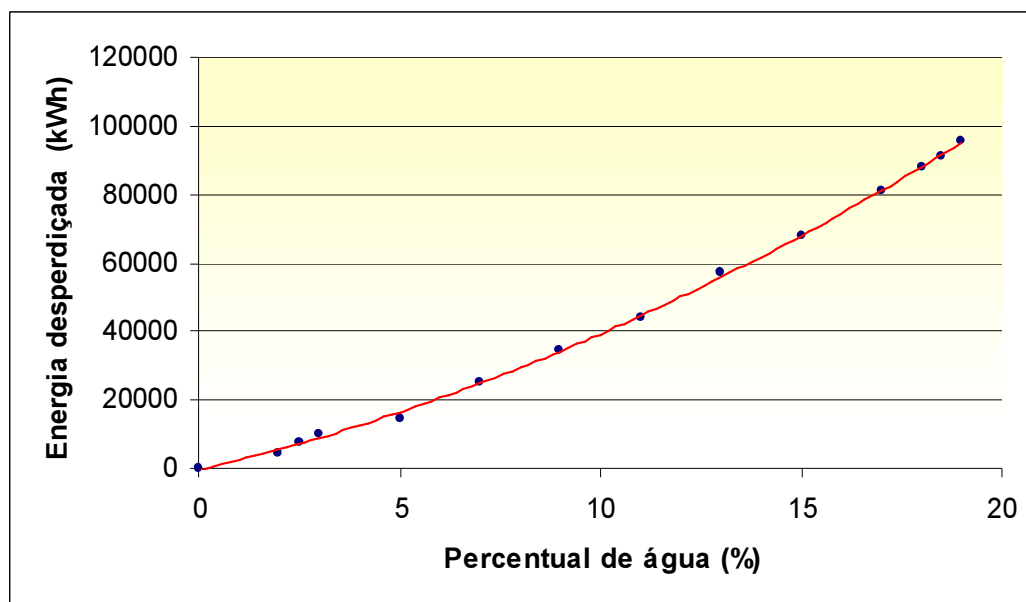


Figura 4.31 – Aumento do consumo de energia desperdiçada em função de CF

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.

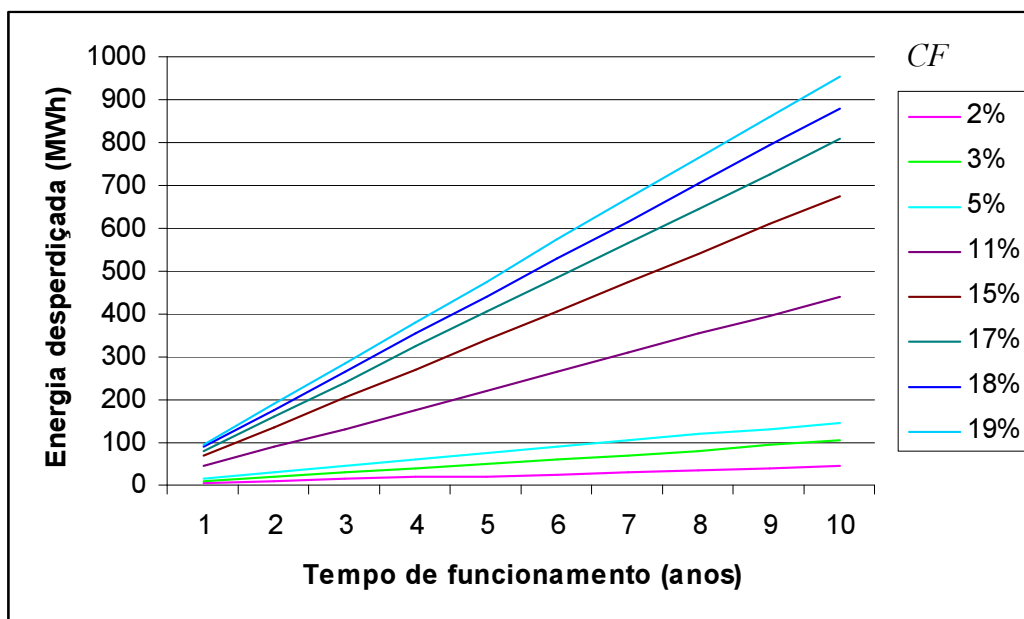


Figura 4.32 – Desperdício de energia do sistema com o tempo de funcionamento

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.