



**FURG**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE  
ESCOLA DE QUÍMICA E ALIMENTOS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
E CIÊNCIA DE ALIMENTOS**

**AVALIAÇÃO DE SISTEMAS INTEGRADOS DE REFRIGERAÇÃO E  
SUA APLICAÇÃO NA INDÚSTRIA PESQUEIRA**

**Gilberto Arejano Corrêa**

**Rio Grande, RS**

**2009**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE  
ESCOLA DE QUÍMICA E ALIMENTOS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
E CIÊNCIA DE ALIMENTOS**

**“AVALIAÇÃO DE SISTEMAS INTEGRADOS DE REFRIGERAÇÃO E  
SUA APLICAÇÃO NA INDÚSTRIA PESQUEIRA”**

**Gilberto Arejano Corrêa**

**Tese apresentada para a obtenção do título de  
Doutor em Engenharia e Ciência de Alimentos.**

**Orientador: Carlos Prentice- Hernández, D.Eng.  
Co-orientador: Luíz Alberto Oliveira Rocha, Ph.D**

**Rio Grande, RS**

**2009**

***Dedico este trabalho a  
minha família, que sempre  
me deu apoio e apostou  
na minha capacidade.***

## **AGRADECIMENTOS:**

Ao professor Carlos Prentice-Hernández, pela oportunidade me dada para a realização deste projeto, orientação e empenho na conclusão do mesmo;

Aos meus colegas Luiz Alberto de Oliveira Rocha e Jéferson Ávila de Souza por terem disponibilizado seu tempo, fundamental para a conclusão dos artigos, apoio e incentivo nesta jornada;

Aos professores José Viriato Coelho Vargas e Francisco Antônio Camargo Billa, que colaboraram emprestando sua contribuição;

Principalmente a Deus que sempre me deu muita saúde, esperança, força, perseverança para a conclusão deste curso e deste trabalho. Foi nele que me fortaleci diante dos momentos difíceis e a ele agradei os momentos de felicidade e vitória;

Agradeço a todos que de uma forma ou outra estiveram presentes, colaborando ou não, na conclusão deste trabalho.

## SUMÁRIO

	Pág.
LISTA DE TABELAS.....	viii
LISTA DE FIGURAS.....	ix
NOMENCLATURAS.....	xi
RESUMO GERAL.....	xiii
GENERAL ABSTRACT.....	xiv
CAPÍTULO I.....	1
1 - Introdução geral.....	2
1.1 - Objetivos.....	3
1.2 - Estrutura e descrição do trabalho.....	3
CAPÍTULO II.....	5
2 - Revisão da literatura.....	6
2.1 - Generalidades:Refrigeração .....	6
2.2 - Histórico dos sistemas de refrigeração.....	7
2.3 - O ciclo por compressão.....	9
2.3.1 - Modelo matemático do sistema de refrigeração por compressão de vapor	10
2.4 - O ciclo de absorção.....	12
2.4.1 - Modelo matemático do sistema de refrigeração por absorção.....	13
2.5 - Aspectos gerais dos ciclos de absorção e compressão de vapor.....	14
2.6 - Pescado.....	15
2.6.1 - Generalidades.....	15
2.6.2 - Análise Físico - Química do Pescado.....	15
2.6.3 - As propriedades termofísicas dos alimentos.....	17
2.7 - Considerações Gerais .....	18
CAPÍTULO III - .DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	19
ANÁLISE TERMODINÂMICA ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE COMPRESSÃO A DOIS ESTÁGIOS (NH <sub>3</sub> ) INTEGRADO COM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE ABSORÇÃO (NH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub> O).....	20
Resumo.....	20
Nomenclatura.....	20
3.1 - Introdução .....	22

3.1.1 - Sistema de Refrigeração Convencional e Integrado.....	23
3.1.2 - Considerações Termodinâmicas dos Sistemas de Refrigeração Convencional e Integrado.....	26
3.1.3 - Construção das funções energéticas do CRS.....	29
3.1.4 - Construção das funções energéticas do IRS.....	31
3.1.4.1 - Funções energéticas do CRSmod.....	32
3.1.4.2 - Funções energéticas do ARS.....	33
3.1.5 - Construção das funções exergéticas do CRS.....	34
3.1.6 - Construção das funções exergéticas do IRS.....	35
3.1.6.1 Construção das funções exergéticas do CRSmod.....	35
3.1.6.2 Construção das funções exergéticas do ARS.....	36
Resultados e discussão.....	37
Conclusões.....	43
Referências.....	43
AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE COMPRESSÃO A DOIS ESTÁGIOS INTEGRADOS COM UM DE ABSORÇÃO.....	45
Resumo.....	45
Abstract.....	45
Nomenclatura.....	46
3.2 - Introdução.....	46
3.2.1 - Sistema de Refrigeração Integrado (IRS).....	47
3.2.2 - Análise econômica do sistema de Refrigeração.....	49
3.2.3 - Estimativa total do investimento.....	50
3.2.4 - Determinação econômica e financeira.....	51
3.2.5 - Determinação do custo médio operacional da produção frigorífica.....	52
3.2.6 - Retorno do investimento e taxas de atratividade.....	55
Resultado e Discussão.....	56
Conclusão.....	60
Referências.....	61
DETERMINAÇÃO DO PERFIL DA TEMPERATURA MÉDIA NO CONGELAMENTO DE CASTANHA ( <i>Umbrina canosai</i> ).....	62
Resumo.....	62
Abstract.....	62
Nomenclatura.....	63

Introdução.....	64
3.3 - Material e métodos.....	65
3.3.1 - Preparação da amostra.....	65
3.3.2 - Congelamento da amostra.....	66
3.3.3 - Obtenção das propriedades termofísicas.....	67
3.3.4 - Formulação teórica na predição de tempos e taxa de calor no congelamento.....	68
3.3.5 - Programa computacional.....	73
Resultado e Discussão.....	74
Conclusão.....	79
Referências.....	80
CAPÍTULO IV - .....	83
CONCLUSÃO GERAL.....	84
REFERÊNCIAS.....	85
Anexos.....	89

## LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 1 - . Fatos históricos associados a refrigeração .....	08
Tabela 2 - . Dados do CRS .....	27
Tabela 3 - Dados para o ARS .....	28
Tabela 4 - Propriedades de estado e vazão mássica do CRS .....	37
Tabela 5 - Resultados dos balanços termodinâmicos, do COP e da ( $\epsilon$ ) do CRS	37
Tabela 6 - Propriedades de estado e vazão mássica do IRS .....	38
Tabela.7 - Resultados dos balanços termodinâmicos, do COP e da ( $\epsilon$ ) do IRS	38
Tabela 8 . Parâmetros considerados na análise termoeconômica do CRS .....	49
Tabela 9 - Parâmetros considerados na análise termoeconômica do IRS .....	49
Tabela 10 - Valores imobilizados .....	51
Tabela 11 - Método de depreciação por porcentagem constante .....	52
Tabela 12 - Custo do vapor da caldeira .....	54
Tabela 13 - Resultados do balanço de custo para o CRS .....	56
Tabela 14 - Resultados do balanço de Custo para o IRS .....	56
Tabela 15 - Custo médio operacional anual do CRS .....	57
Tabela 16 - Custo médio operacional anual do IRS .....	58
Tabela 17 - Parâmetros considerados no cálculo do prazo de retorno .....	59
Tabela 18 - Composição proximal das amostras .....	74
Tabela 19 - Propriedades termofísicas apresentadas pela castanha .....	75



## LISTA DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1 -	Procedimentos para a produção de frio (Pardi, 1993) .....	06
Figura 2 -	Sistema básico de refrigeração por compressão.....	09
Figura 3 -	Sistema de refrigeração de compressão por estágios .....	10
Figura 4-	Configuração básica de um sistema de refrigeração por absorção.	12
Figura 5 -	Desenho esquematizado do CRS utilizado na indústria. ....	24
Figura 6 -	Desenho esquematizado do IRS.....	25
Figure 7 -	Diagrama p-h: amônia do CRS .....	31
Figura 8 -	Diagrama p-h: amônia do CRSmod .....	32
Figura 9 -	Variação da capacidade de refrigeração e da potência indicada dos compressores com a $T_{E1}$ .....	39
Figura 10(a) -	Variação do desempenho (COP) e da eficiência ( $\epsilon$ ) em função : da temperatura de condensação, $T_C$ .....	41
Figura 10(b) -	Variação da temperatura de sucção do 2º estágio, $T_{SUCTION}$ .....	41
Figura 10(c) -	Variação da temperatura do evaporador 1, $T_{E1}$ .....	42
Figura 10(d) -	Variação da temperatura do evaporador 2, $T_{E2}$ .....	42
Figura 11 -	Esquema do sistema de refrigeração integrado (IRS) .....	48
Figura 12 -	Representação esquematizada do módulo da estimativa total do investimento. ....	50
Figura 13 -	Fluxo de Caixa na obtenção do prazo de retorno.....	55
Figura14 -	Custo operacional do CRS e do IRS em função do $C_b$ .....	57
Figura15 -	Curva de Sensibilidade do Prazo de Retorno do Investimento.....	60
Figura 16 -	Diagrama esquematizado da amostra da castanha submetida a congelamento.....	66
Figura 17(a)-	Caracterização de um corpo sólido com geometria de um paralelepípedo utilizado na simulação do congelamento da castanha .....	69
Figura 17(b) -	Região de interesse de trabalho .....	69
Figura 18 -	Variação do calor específico ( $c$ ) e das condutividades térmicas no sentido paralelo ( $k_p$ ) e perpendicular ( $k_s$ ) as fibras utilizadas no congelamento da castanha.....	75
Figura 19 -	Variação da porcentagem de água líquida e sólida com a	

	temperatura na constituição da castanha .....	76
Figura 20 -	Varição da entalpia na temperatura média ( $h_m$ ) e a do início do congelamento ( $h_g$ ) da castanha .....	77
Figura 21 -	Perfis de temperatura no processo de congelamento da castanha	78
Figura 22 -	Perfil da taxa e do fluxo de calor removido da castanha .....	78
Figura 23 -	Perfis das taxas de calor removido $\dot{Q}_f$ e $\dot{Q}_t$ da castanha .....	79

## NOMENCLATURA

### ***Lista de Siglas e Abreviaturas***

COP	Coeficiente operacional
ARS	Sistema de refrigeração por absorção.
CRS	Sistema de refrigeração por compressão
CRSmod	Sistema de refrigeração por compressão modificado.
IRS	Sistema de refrigeração integrado
VALV. EXP.	Válvula de expansão
VÁLV. RED.	Válvula redutora de pressão
VRP	Válvula redutora de pressão
Cap.	Capacidade.
Liq.	Líquido.
Sat	Saturado.
Vap	Vapor.
Vsa	Vapor super aquecida.

### ***Letras Latinas***

E	Exergia [kJ.s <sup>-1</sup> ]
e	Exergia específica [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
h	Entalpia [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg.s <sup>-1</sup> ]
M	Peso molecular [ kg.kmol <sup>-1</sup> ]
P	Potência [kJ.s <sup>-1</sup> ]; Pressão [kPa]
P <sub>ba</sub>	Potência da bomba do absorvedor [kJ.s <sup>-1</sup> ]
P <sub>m</sub>	Potência mecânica [kJ.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{Q}$	Taxa de calor [kJ.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{Q}_a$	Taxa de calor por absorção [kJ.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{Q}_{evap}$	Taxa de calor do evaporador do sistema de absorção [kJ.s <sup>-1</sup> ]
s	Entropia específica [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
T	Temperatura [°C]
v	Volume específico [m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_a$	Vazão aspirada [m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]

$\dot{W}$	Potência [ $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
x	Concentração de massa de amônia na solução
x	Título

### **Letras Gregas**

$\Delta$	Incremento
$\varepsilon$	Eficiência Exergética
$\eta$	Eficiência do compressor ou de bomba

### **Sobrescritos**

<sup>o</sup>	Valor de referência
<sup>n</sup>	Coeficiente politrópico
CH	Referente a exergia química
PH	Referente a exergia física
KN	Referente a exergia cinética
PT	Referente a exergia potencial

### **Subscritos**

o	Referente ao ambiente padrão de referência
C	Condensador
c	Do combustível
D	De destruição
E	Evaporador
e	Referente a variável de entrada
f	Frigorífico
G	Gerador
i	Intermediária
L	De perda
m	Mecânica
s	Referente a variável de saída
sucção	Referente a sucção
vc	Volume de controle
x	Adição da exergia física e química
1, 2,...	Posições da evolução do fluido ou mudança de estado

## RESUMO GERAL

Neste trabalho foi analisado um sistema integrado de refrigeração compressão-absorção, bem como foi feita uma simulação operacional no desempenho de um sistema utilizando os fluidos, amônia e água. Foram feitas comparações entre os coeficientes de desempenho do sistema e entre a relação de eficiência com a variação de parâmetros. Foi investigada a influência da efetividade do trocador intermediário na carga térmica dos componentes e no desempenho do sistema. Também foi realizada neste trabalho uma comparação entre o sistema de absorção e o de compressão mecânica. Os resultados obtidos permitiram escolher pela melhor condição de funcionamento deste sistema, em vista de um processo economicamente mais rentável. A simulação numérica é empregada para comparar o comportamento dos dois sistemas. Os resultados obtidos na comparação mostram que o sistema de refrigeração integrado, opera com uma redução de até 19,73% no COP. Entretanto, o sistema de refrigeração integrado apresentou um aumento de até 25,57%, em eficiência exergética e 33,09% em capacidade frigorífica em relação ao sistema convencional. Ainda neste trabalho foi proposto um modelo analítico para o cálculo do perfil de temperatura média em congelamento aplicada experimentalmente a castanha (*Umbrina Sp.*). O uso deste modelo analítico na determinação do perfil da temperatura média do alimento e a sua aplicação no cálculo da variação da taxa de calor removida mostraram-se muito eficiente, como ferramenta no suporte à decisão do uso, ou desenvolvimento de equipamentos na área da refrigeração, e no planejamento das linhas de produção. A curva de congelamento obtida no centro da amostra da castanha comparado com o modelo experimental indicou uma diferença de 6,37% a  $-18,2^{\circ}\text{C}$  (condição final experimental). diferente

Palavras-chaves: Pescado;energia; exergia; termoeconomia; modelagem.

## GENERAL ABSTRACT

This work a system was analyzed a refrigeration system integrated compression-absorption as well as it was made an operational simulation in the acting of a system using the fluids, ammonia-water. They were made comparisons among the coefficients of acting of the system and among the efficiency relationship with the variation of parameters. The influence of the intermediate cooling effectiveness was investigated in the heat exchanged of the components and in the performance system. It is also presented in this work a comparison among the system absorption and compression. The obtained results allow choosing for the best condition of operation of this system, in view of a process more profitable economic. Still in this work an analytical model was proposed for the calculation of the profile medium temperature in freezing of foods and applied the argentine croaker experimentally (*Umbrina Sp.*). The use of this analytical model in the determination of the profile medium temperature of the food and his application in the calculation of the variation of the rate of heat transfer are shown very efficient, as decision support tools of the use, or development of equipments in the area of the cooling, and in the planning of the production lines.

**Keywords:** Fish;energy; exergy; thermoeconomy; modeling.

**CAPÍTULO I**  
**INTRODUÇÃO GERAL**

## 1. INTRODUÇÃO GERAL

Apesar do uso da refrigeração de modo geral estar aumentando, em parte devido a hábitos alimentares de consumo de produtos congelados, os investimentos na indústria pesqueira no Brasil, que tem que se adaptar a baixa produtividade da pesca extrativa marítima e estuarina, tem sido modestos ficando longe em relação a outros segmentos. Esta relação se deve as dificuldades de obtenção, conservação e ao processamento dos produtos aquáticos que diferem dos animais de abate.

O pescado é o produto de origem animal que mais rápido se deteriora, reduzindo o tempo necessário a distribuição e a venda (Valenti et al. 2000). Ao congelar o pescado as baixas temperaturas são utilizadas para retardar as reações químicas, a atividade enzimática bem como inibir a atividade dos microorganismos causadores da decomposição dos alimentos.

Outros problemas enfrentados por estas indústrias:

- Problemas de comercialização e distribuição; serviços de fiscalização morosos e precários (CGI/DIPOA); e o alto custo das operações (Brasil, 2007).
- A regulação da pesca não por mecanismo de mercado (PLC-29), tem sido um dos fatores que afetam a produtividade, embora se reconheça a necessidade de regular a atividade a um nível de uso sustentável dos recursos (Brasil, 2007).
- Falta de políticas de esclarecimento à população dos benefícios à saúde, no aumento do consumo de pescados tem sido pouco eficaz, pois esbarram em uma nem sempre disponível aquisição, quando relacionadas aos outros produtos.

A técnica utilizada pelos outros segmentos na indústria da alimentação tem sido disponibilizar facilidades de aquisição, atento a distribuição com criatividade e qualidade a um baixo custo ao consumidor. Portanto todo problema se resume na mesma aplicação, ao gerenciamento dos recursos em níveis de qualidade aceitável e, de forma viável economicamente.

O objetivo deste trabalho não foi discutir as causas dos problemas do setor de pescado, mas sim discutir considerações econômicas e ambientais que trouxeram para as empresas, o interesse nos sistemas de refrigeração alimentados por fontes de calor e energias alternativas. Neste âmbito, um esforço considerável de pesquisas em nível mundial, tem sido investido, no estudo de sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos (Bezerra, 2000).

O uso de sistemas integrados mecânico e de absorção, na refrigeração industrial, como meta de conservação de energia, vem ganhando cada vez mais adeptos modificando o perfil, do consumo energético no setor de frigoríficos no Brasil.



## 1.1 Objetivos

O objetivo geral foi comparar um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor por estágios, existente numa indústria pesqueira, com um sistema proposto de refrigeração integrado absorção-compressão.

Para atingir este objetivo o trabalho foi dividido nos seguintes objetivos específicos:

- Estudar para o sistema existente e o proposto, os efeitos da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação, da pressão intermediária, do grau de superaquecimento na temperatura de sucção, a potência dos compressores, as taxas de transferência de calor, o coeficiente de desempenho e a eficiência exergética;
- Avaliar a conveniência termoeconômica de integrar ao sistema existente de refrigeração, por compressão de vapor, um sistema de refrigeração por absorção;
- Formular um modelo analítico para o cálculo do perfil da temperatura média do pescado e, a sua aplicação no cálculo da variação da taxa de calor removida, aplicada na determinação da produtividade do frigorífico operando com o sistema de refrigeração proposto.

## 1.2 Estrutura e descrição do trabalho

No primeiro capítulo é apresentada uma introdução, objetivos, estrutura e descrição do trabalho.

No segundo capítulo é apresentada uma revisão da literatura com abordagens sobre o pescado e os sistemas de refrigeração utilizados.

O terceiro capítulo corresponde ao desenvolvimento do trabalho, foi apresentado na forma de artigos, com os títulos:

### **1) Análise Termodinâmica Energética e Exergética, do Sistema de Refrigeração de Compressão de Vapor a dois Estágios Integrado com um de Absorção.**

Este artigo contemplou os seguintes objetivos específicos:

- Identificar os sistemas e de cada unidade individual;
- Construir a função energética;
- Construir a função exergética.

Seus resultados foram apresentados de forma gráfica, e analisados a influência das temperaturas operacionais e o desempenho, nas cargas térmicas dos componentes.

## **2) Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Refrigeração de Compressão de Vapor a dois Estágios Integrado com um de Absorção.**

Este artigo se baseou em princípios de administração, com as informações necessárias fornecidas por uma empresa. A avaliação foi realizada comparando modelos energéticos associando exergia e o custo de operação dos sistemas de refrigeração citados.

## **3) Determinação do perfil da temperatura média no congelamento de alimentos com ênfase na castanha (*umbrina canosa*).**

O artigo contemplou o seguinte objetivo:

Determinar o perfil da temperatura média no congelamento da castanha e sua aplicação no cálculo da variação da taxa de calor removida.

A resolução foi baseada no balanço térmico, considerando a temperatura média obtida da solução da equação da condução de calor tridimensional.

O quarto capítulo relata as conclusões gerais obtidas com o trabalho, em relação às alterações estruturais que reduziram os custos de produção e sugeriu uma continuidade, salientando como premissas básicas, a preservação do meio ambiente, segurança no trabalho, rigoroso sistema de limpeza e higiene, e qualidade total do produto final.

Os anexos estão apresentados como suplemento do trabalho.

No anexo 1 é apresentada a versão em inglês do artigo em formato para publicação: “Análise termodinâmica energética e exergética de um sistema de refrigeração de compressão a dois estágios ( $\text{NH}_3$ ) integrado com um sistema de refrigeração de absorção ( $\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}$ )”. O anexo 2 mostra os métodos de determinação das análises físico - químicas do pescado. No anexo 3 mostra em tabela as propriedades termofísicas obtidas da castanha. No anexo 4 são apresentado os programas computacionais que foram utilizados.

**CAPÍTULO II**  
**REVISÃO DA LITERATURA**

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Generalidades: Refrigeração

O processo de retirada de calor de um corpo ou de um espaço é designado de uma maneira geral como refrigeração. Porém as seguintes distinções podem ser feitas (Costa, 2005):

- O arrefecimento, que compreende a redução da temperatura de um corpo até a temperatura ambiente.
- O resfriamento, que compreende a redução da temperatura de um corpo da temperatura ambiente até a temperatura de congelamento.
- O congelamento, que compreende a redução da temperatura de um corpo aquém da sua temperatura de congelamento.

Os fundamentos de transferências de calor e de massa estendem a análise termodinâmica, através dos meios buscando determinar como o calor é transferido, e como se desenvolvem as relações matemáticas, para calcular as taxas nas quais essas transferências ocorrem. A transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura. O arrefecimento de um corpo, na existência de um gradiente de temperatura, ocorre naturalmente quando este está imerso no meio ambiente, enquanto que o resfriamento e o congelamento necessitam da criação de um fluxo de calor, o qual exige dispêndio de energia com transferência de calor (COSTA, 2005).

Para reduzirmos a temperatura de uma substância pode-se recorrer a vários fenômenos. Na Fig. 1 observam-se alguns procedimentos de produção de frio.

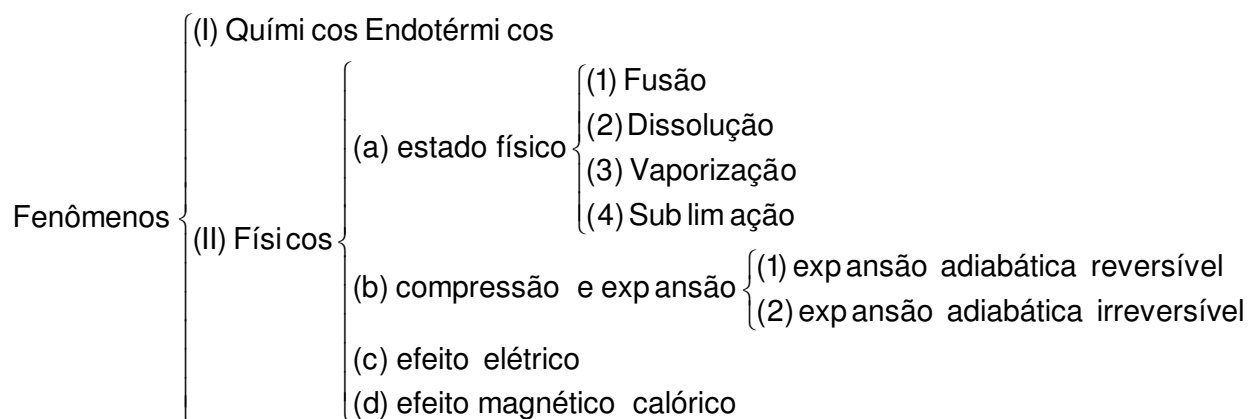


Figura 1 - Procedimentos para a produção de frio (Pardi, 1993).

A indústria alimentícia identifica-se como uma planta de processo, com instalações que efetuam a transformação da matéria prima em produto. Este produto comestível, devido a sua composição orgânica, está sujeito durante a armazenagem a produzir modificações com o tempo, diminuindo o seu valor e conduzindo a sua deterioração (Gómez, 1994).

Para a conservação dos alimentos foram desenvolvidos diferentes procedimentos, muitos destes datam de vários séculos. Em escala industrial, os mais utilizados para a conservação do pescado são a esterilização por calor ao abrigo do ar ambiente, utilizado pelas indústrias de conservas, o processo de secagem e salga, e o processo de redução da temperatura através do resfriamento ou do congelamento. A grande vantagem da refrigeração sobre os demais processos é que o produto quase não é modificado, dando uma visão ao consumidor de estar adquirindo um pescado, com uma imagem de alimento fresco de melhor qualidade (Contreras, 1984).

## **2.2 Histórico dos sistemas de refrigeração**

O uso da refrigeração representou um dos mais importantes avanços da civilização moderna. A possibilidade de guardar e distribuir alimentos e de viver e trabalhar em climas adversos deu às atividades humanas perspectivas muito maiores do que aquelas anteriormente possíveis. (Smith, 2003).

Os métodos mais antigos da utilização do frio eram através do uso do gelo natural ou de misturas de sal e neve. Esta utilização acompanha provavelmente o homem desde a pré-história, onde o gelo já era usado na conservação de alimentos. Também foram descritos muitos dispositivos engenhosos, onde se usava a evaporação da água para esfriar o ar e tornar a vida mais amena durante os meses de verão. A água foi o primeiro refrigerante, com uma longa história que se entende até os tempos modernos (TECUMSEH, 2006).

No fim do século XIII foram inventadas máquinas de expansão que baixavam a pressão do vapor da água e apressavam sua evaporação. No início do século XIX, inventaram as máquinas compressoras e foram testados diferentes fluidos como refrigerante. Entre os refrigerantes de uso comum estava a amônia, o dióxido de carbono, o dióxido de enxofre, o cloreto de metila e hidrocarbonetos. (Smith, 2003)

A tabela 1 representa os marcos históricos da evolução da refrigeração.

Tabela 1 – Fatos históricos associados à refrigeração

<b>Ano</b>	<b>Histórico</b>
1600	Uma mistura de sal e neve foi demonstrada ser capaz de baixar a temperatura a ponto de congelar a água
1775	O professor Cullen, da Universidade de Edimburgo, usou uma bomba de ar para reduzir a pressão e baixar a temperatura de evaporação da água.
1810	Sir John Leslie, na Escócia, usou ácido sulfúrico na absorção do vapor da água para ajudar a manter a pressão baixa.
1834	A primeira máquina refrigerante foi construída por Jacob Perkins, em Londres, usando o ciclo de compressão e o éter como refrigerante.
1845	A expansão do ar comprimido foi usada para congelar a água por John Gorrie e outros.
1850	Foi construída por E. Carré, uma pequena e prática máquina de absorção que usava água e ácido sulfúrico.
1857	James Harrisson aplicou com sucesso a máquina de Perkins para produzir refrigeração em cervejarias, indústria de carnes e outros produtos perecíveis.
1859	Um sistema de absorção à base de amônia e água foi construído por Ferdinand Carré
1869	Nessa época já existiam diversas fábricas vendendo gelo artificial
1873	O Dr. Carl Linde introduziu um compressor de vapor de amônia
1876	Raoul Pictet construiu um compressor de dióxido de enxofre
1876	Foi usado éter metílico como refrigerante na exportação de carne argentina para a França.
1880	Diversos refrigerantes começaram a ser usados com sucesso, principalmente o cloreto de metila e o dióxido de carbono.
1931- 1961	Comercialmente introduzido os agentes refrigerantes CFCs (FREONS) possuem na sua composição cloro, flúor e carbono, e foram amplamente utilizados até 1999.
1989	Iniciou-se o questionamento do uso do CFC

Fonte: DU PONT (2000)

Atualmente os CFCs são agentes refrigerantes, que estão sendo banidos devido o conhecimento da sua ação destruidora sobre a camada de ozônio, que na qual protege a terra da radiação ultravioleta vinda do sol. Esta iniciativa é parte do Plano Nacional de Eliminação do CFC cujo consumo deverá ser eliminado até 2010.

Devido à ocorrência das crises do petróleo de 1973 a 1979, as questões energéticas ganharam maior relevo recolocando a absorção como uma tecnologia com possibilidade de

desenvolvimento através do aproveitamento da energia térmica. As empresas como a Carrier, York, Trane, Madef entre outras comercializam vários modelos de equipamentos de refrigeração por absorção para uso em sistemas de cogeração.

### 2.3 O ciclo por compressão

Os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor baseiam-se na expansão de um fluido durante a mudança da fase líquida para a fase vapor. Sua configuração básica pode ser vista na Fig. 2. Um fluido refrigerante é comprimido, aumentando sua pressão e temperatura. Ocorre então o dessuperaquecimento deste fluido e a liquefação do mesmo, processo denominado de condensação através de um trocador de calor. Após este processo, a sua pressão é reduzida com a passagem do fluido por uma válvula de expansão, expandindo-se isentalpicamente como líquido a baixa pressão e baixa temperatura. Neste estado o fluido passa por outro trocador de calor, denominado evaporador, onde ele vaporiza-se retirando calor da câmara e tornando-se vapor em baixa pressão. Na evaporação ocorre um aumento da entalpia do fluido à custa da adição de energia retirada na forma de calor (ASHRAE, 2006).

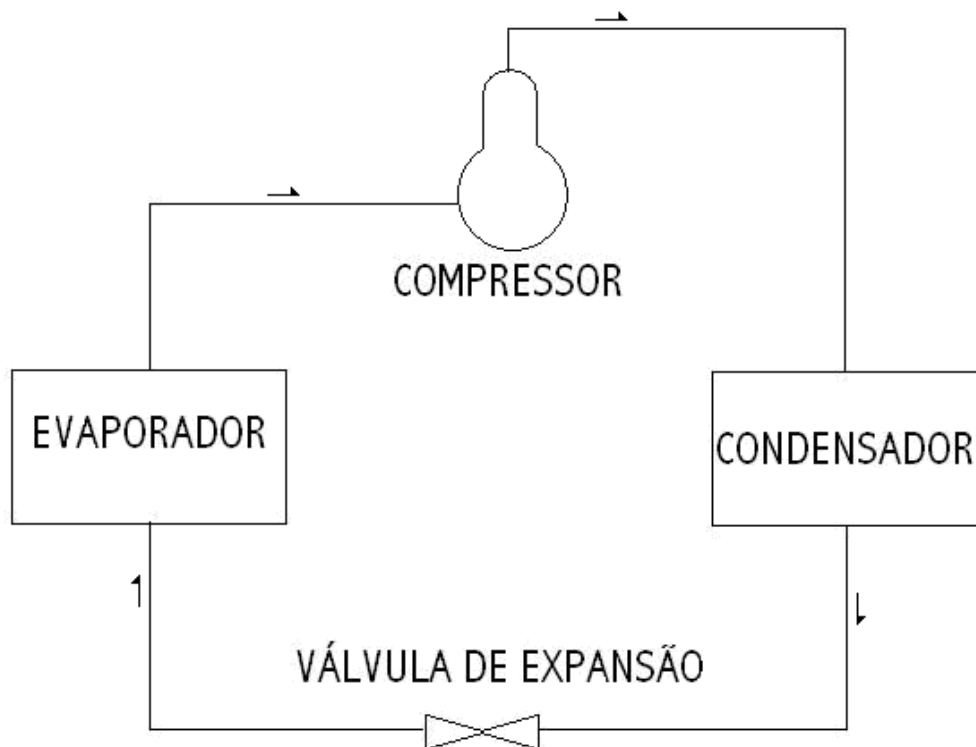


Figura 2 - Sistema básico de refrigeração por compressão (Stoecker e Jones, 1985).

A medida adotada em geral pela indústria frigorífica, quando a diferença for muito elevada entre as temperaturas da fonte quente e da fonte fria do ciclo de refrigeração, é a compressão por estágios. Esta permite, por meio de um resfriamento intermediário, reduzir

o trabalho de compressão e ter como resultado um aumento no rendimento frigorífico da instalação. Este procedimento ocorre em geral no interior de um vaso de pressão colocado entre os estágios, onde parte do fluido refrigerante é utilizada para dessuperaquecer a vazão mássica descarregada pelo compressor do primeiro estágio. Sua configuração pode ser observada na Fig. 3. O fluido geralmente usado neste tipo de sistema de refrigeração é a amônia (ASHRAE, 2006).

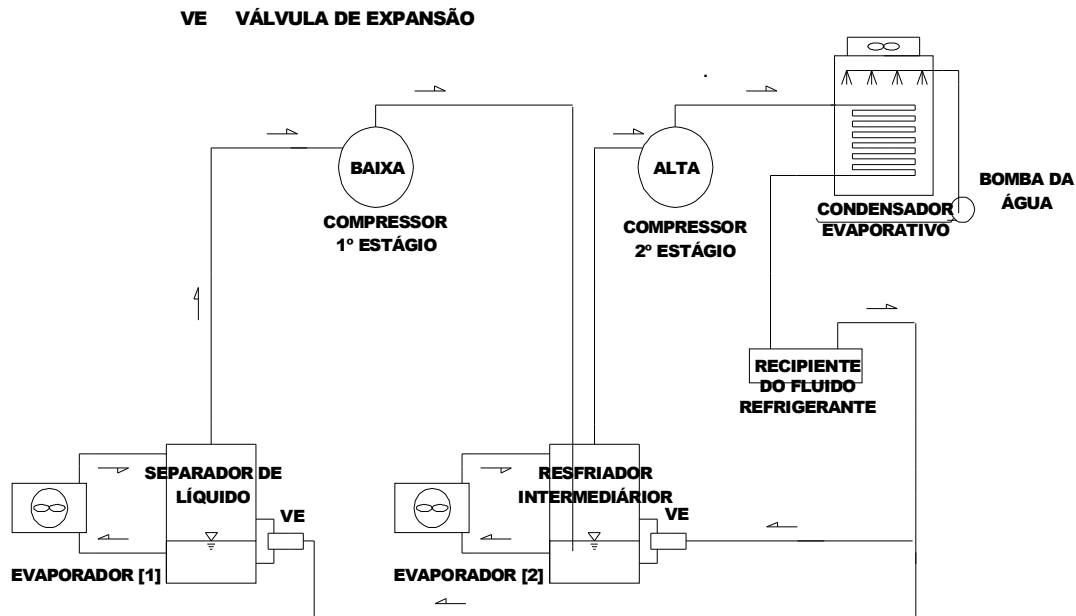


Figura 3 - Sistema de refrigeração de compressão por estágios (ASHRAE, 2006).

### 2.3.1 Modelo matemático para sistema de refrigeração por compressão de vapor

O modelo matemático utilizado na simulação dos sistemas estudados foi obtido dividindo-se o sistema em vários volumes de controle e aplicando a estes volumes de controle, os balanços de massa e energia. Considerando as hipóteses de escoamento unidirecional, regime permanente, e desprezando-se o efeito da energia cinética e potencial, os balanços de massa e de energia conforme Moran e Shapiro (2002) podem ser escritos como:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2.2)$$

onde, no volume de controle, o subíndice “e” se refere à variável de entrada e o subíndice “s”, à variável de saída.



Os processos que não geram atrito e transferências de calor são possíveis somente no plano ideal. Porém, eles são formulados para ajudarem no entendimento e na simplificação dos problemas. Portanto todos os processos encontrados na natureza têm algum grau de irreversibilidade e podem ser identificados por três características básicas:

1. Acontecem espontaneamente e em uma única direção;
2. Durante a operação há sempre dissipação de energia;
3. Para acontecerem no sentido inverso é necessária a introdução de energia.

Os postulados sobre os processos irreversíveis apoiam-se na experiência humana e, portanto não podem ser demonstrados. Este trabalho emprega a análise exergética, visando quantificar e localizar as perdas, assim como determinar a energia útil que ocorre nos sistemas estudados. A essência do segundo princípio da termodinâmica é o caráter direcional da transferência de calor e o estabelecimento da qualidade da energia, isto é, a energia se degrada na medida em que se transformam em formas de energia menos úteis para a sua transformação em trabalho, porém está garantida a sua conservação pelo primeiro princípio (Torres, 2001).

A exergia é o trabalho teórico máximo possível de ser obtido de um sistema combinado, formado por um sistema propriamente dito junto com um ambiente. Conforme esse sistema combinado alcança o equilíbrio, diminui o potencial de realização de trabalho, até atingir um estado de equilíbrio entre o sistema propriamente dito e o ambiente, condição em que o sistema não interage com o ambiente, tal estado é chamado de estado inativo ou de estado morto. Note-se que quando o estado morto é atingido não há mais oportunidade de realização de trabalho, pois o equilíbrio foi atingido (Moran e Shapiro, 2002).

Segundo Bejan (2004), na ausência de efeitos magnéticos, elétricos, nuclear e de tensões superficiais, a exergia total,  $E$ , de um sistema pode ser dividida em quatro partes: exergia física,  $E^{PH}$ , exergia cinética,  $E^{KN}$ , exergia potencial,  $E^{PT}$ , e química,  $E^{CH}$ .

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (2.3)$$

A exergia termomecânica de fluxo é conhecida como a soma da exergia física, cinética e potencial, é uma propriedade termodinâmica do sistema. E segundo Bejan et al. (1995) pode ser calculada em base mássica como:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.4)$$

onde  $h_0$  e  $s_0$  são propriedades avaliadas na temperatura  $T_0$  e pressão do ambiente  $P_0$ .

Uma análise de exergia detalhada inclui o cálculo da destruição de exergia,  $E_D$ , da perda de exergia,  $E_L$ , da exergia do produto,  $E_p$ , da exergia do combustível,  $E_C$  e da eficiência exergética,  $\epsilon$ . Segundo Kotas (1985), pode-se expressar a exergia destruída como:

$$E_D = E_C - E_P - E_L \quad (2.5)$$

E a eficiência exergética como:

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_C} = 1 - \frac{E_D + E_L}{E_C} \quad (2.6)$$

Os sistemas de refrigeração podem ser analisados operando em regime permanente, desconsiderando os efeitos da variação da energia cinética e potencial. Para efeito de simplificação na simulação e análise dos sistemas pode-se desconsiderar o atrito devido ao escoamento (BEJAN, 2004).

## 2.4 O ciclo por absorção

O ciclo básico por absorção é mostrado na Fig. 4, onde a operação de compressão é proporcionada pela montagem apresentada na metade do diagrama à esquerda.

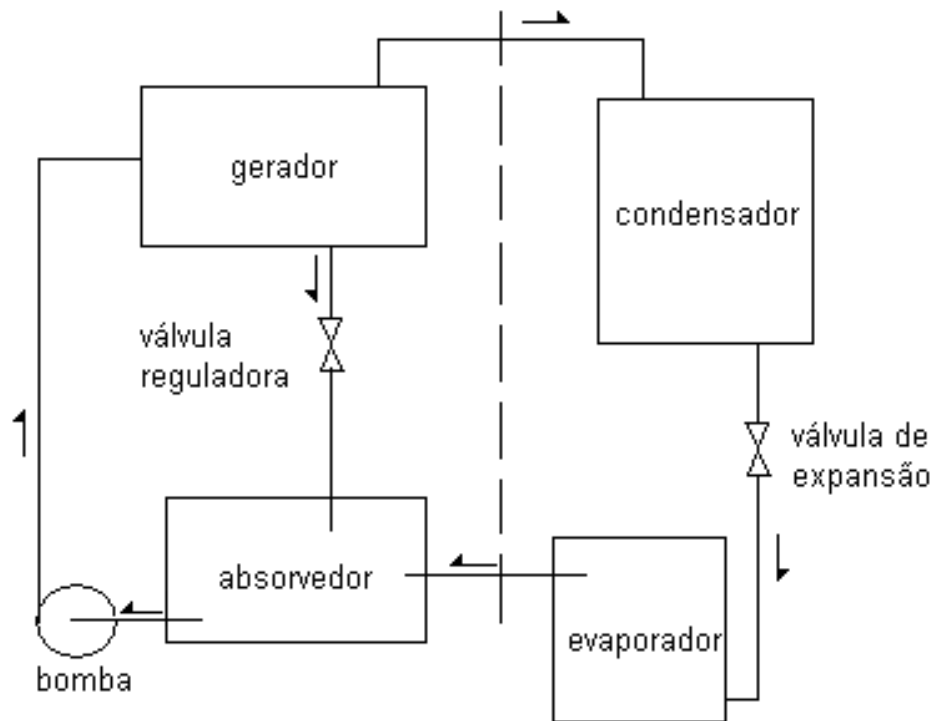


Figura 4 - Configuração básica de um sistema de refrigeração por absorção de vapor (Stoecker, 1985).

No evaporador há vapor de refrigerante de baixa pressão. Este é absorvido por uma solução no absorvedor. Caso, a temperatura desta solução se eleve a absorção de vapor poderia cessar. Para evitar isto, o absorvedor é resfriado por água ou ar. A solução no absorvedor é dita concentrada, pois contém grande quantidade de refrigerante. Uma

bomba eleva a pressão da solução concentrada e faz com que esta entre no gerador. No gerador, ocorre a adição de calor (fonte que forneça temperaturas elevadas), fazendo com que o refrigerante volte ao estado de vapor. Este vapor está em elevada temperatura e pressão. A solução líquida, que agora tem baixa concentração de refrigerante, retorna ao absorvedor por válvula redutora de pressão. O objetivo da presença desta válvula é manter a diferença de pressão entre o absorvedor e o gerador. No condensador há passagem de água fria, que resfria o vapor e condensa o refrigerante. O refrigerante vai para o evaporador através de uma válvula de expansão. No evaporador ocorre a passagem de um fluido que será resfriado (troca de calor com o refrigerante). Este fluido fornecerá calor ao refrigerante que evaporará (está em baixa pressão). Este é o efeito de refrigeração (Stoecker, 1985).

Os fluxos de calor dos quatro trocadores de calor componentes do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e no condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera.

#### 2.4.1 Modelo matemático para o sistema de refrigeração por absorção

Para a análise termodinâmica do sistema de absorção são utilizados os princípios de conservação da massa e energia para cada componente do sistema. Cada componente é tratado como um volume de controle, com entrada e saída de fluxos e com as interações de transferência de calor e trabalho.

Segundo Moran et al. (2002) as equações de conservação da massa para um volume de controle em regime permanente são:

$$\sum_e \dot{m}_e - \sum_i \dot{m}_i = 0 \quad (2.7)$$

$$\sum_e \dot{m}_e x_e - \sum_i \dot{m}_i x_s = 0 \quad (2.8)$$

Onde  $\dot{m}$  é a taxa de fluxo de massa da solução amônia-água, e  $x$  é a concentração de massa de amônia na solução.

O balanço contábil de energia no volume de controle de cada componente para o sistema de absorção operando em regime permanente (Moran et al, 2002), desprezando a variação de energias potencial e cinética é:

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2.9)$$

onde  $h$  é a entalpia da solução amônia-água, correspondente ao estado de entrada e de saída para cada componente.

A exergia total,  $E$ , de um sistema de refrigeração por absorção segundo Misra (2006) é a adição da exergia física,  $E^{PH}$ , e da exergia da substância química  $E^{CH}$ , assim como a exergia específica,  $e_x$ , é a adição da exergia física específica,  $e^{ph}$ , e da exergia da substância química específica,  $e^{ch}$ .

O procedimento de cálculo da exergia química específica de várias substâncias,  $e_t^{ch}$ , é baseada na exergia da substância química padrão molar de cada componente,  $e_{ch,i}^0$ , podendo estas ser obtidas em Bejan et al. (1996).

$$e_t^{ch} = \sum_{i=1}^n x_i e_i^{ch} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{M_i} e_{ch,i}^0 \quad (2.10)$$

onde  $n$  representa o número de componentes da mistura,  $x$  a concentração na mistura e  $M$  a massa molecular da componente  $i$ .

A exergia química da mistura para o sistema amônia-água, segundo Misra (2006), é calculada usando a relação:

$$E^{CH} = \dot{m} \left[ \left( \frac{x}{M_{NH_3}} \right) e_{ch,NH_3}^0 + \left( \frac{1-x}{M_{H_2O}} \right) e_{ch,H_2O}^0 \right] \quad (2.11)$$

As exergias química específica da amônia  $e_{ch,NH_3}^0$ , e da água  $e_{ch,H_2O}^0$  foram obtidas de Bejan et al. (1996).

## 2.5 Aspectos gerais dos ciclos de absorção e de compressão de vapor

O ciclo de absorção de vapor (Fig. 2.4) é similar, em certos aspectos, ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração irá operar com o condensador, a válvula de expansão e o evaporador, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de compressão de vapor usa um compressor para esta tarefa. O sistema de absorção primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, desde que esse processo seja similar ao de condensação, o calor precisa ser rejeitado durante o processo. O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar, ou separar, o vapor do líquido absorvente por adição de calor (Stoeker, 1985).

O ciclo de compressão de vapor é descrito por ASHRAE, (2006) como um ciclo operado a trabalho por que a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo operado a calor porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta pressão. Na verdade existe a

necessidade de algum trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor.

## **2.6 Pescado**

### **2.6.1 Generalidades**

O pescado é um alimento de grande valor nutritivo, constituindo-se numa das mais importantes fontes protéicas de alta qualidade, lipídios, vitaminas e sais minerais (FAO, 2008). Porém, quanto à captura, abate, estocagem e processamento, o pescado apresenta condições que trazem consigo problemas, ao lado das dificuldades de distribuição, devido à alta perecibilidade (Tavares et al., 1982).

Os processos de degradação que ocorrem no pescado fresco são basicamente a autólise e o crescimento bacteriano, enquanto que no pescado congelado são a desidratação e a oxidação (Slavin, 1963).

A autólise das proteínas é um processo de autodestruição muscular que leva o amolecimento dos tecidos e produz mudança na sua textura. Esta autodigestão ocorre por ação das catepsinas, enzimas com atividade máxima na faixa de temperaturas de 40 a 50 °C, e diminui sensivelmente com a redução da temperatura. A ação das catepsinas, portanto, é inibida ou tem pouca importância na estocagem com gelo, etapa prévia ao processamento (Contreras, 1984).

Nas etapas iniciais após a captura, quando o pescado é mantido imerso no gelo, a contagem de microorganismos se mantém baixa, e nos primeiros dias não é perceptível nenhum amolecimento por ação de microorganismos. Quando as pseudomonas predominam é possível perceber com o passar do tempo, o amolecimento, e em paralelo, a deterioração (Contreras, 1984). Portanto, a qualidade e o tempo de estocagem do peixe congelado dependem das condições iniciais de congelamento.

A desidratação do pescado congelado ocorre quando não está embalado. A oxidação é um problema particular dos lipídios altamente insaturados e que, quando oxidados, conferem odor-sabor rançoso ao produto. O congelamento, apesar de retardar o aparecimento dos sinais de rancificação, não proporciona proteção efetiva contra a alteração, sendo necessárias medidas adicionais como embalagens impermeáveis ao oxigênio, glaceamento e o uso de substâncias antioxidantes (Kai, 1988).

### **2.6.2 Análise Físico-Química do Pescado.**

O pescado e seus derivados possuem normas técnicas (padrões), tanto em nível federal como estadual. Em nível federal, através do Decreto nº 30691, de 1952, que aprovou o RIISPOA – Regulamento da Inspeção Industrial e Sanitária de Produtos de Origem Animal.

Na área de Vigilância Sanitária Estadual, o Instituto Adolfo Lutz é o órgão competente, para efetuar o controle de qualidade dos alimentos comercializados pelos estabelecimentos varejistas. Em termos de MERCOSUL – Mercado Comum do Sul, no tratado de livre comércio entre a Argentina, o Brasil, o Paraguai e o Uruguai, em 1º de janeiro de 1995, regulamentou a identidade e a qualidade de pescado fresco (inteiro e eviscerado).

O controle de qualidade na indústria é feito sensorialmente no pescado fresco e no filé de pescado. Se o pescado é considerado em bom estado na descarga ou na saída das câmaras de espera para o processamento, considera-se que ele será de boa qualidade após a filetagem e o congelamento. No pescado fresco, a qualidade é facilmente avaliada pelas características sensoriais (Pacheco-Aguilar, R. et al., 2003):

- Deve apresentar-se íntegro; com odor e sabor próprios, lembrando o de plantas marinhas; olhos vivos e destacados;
- Escamas brilhantes e bem aderentes à pele; curvatura natural do corpo;
- Nadadeiras apresentando certa resistência aos movimentos provocados;
- Carne firme, de consistência elástica e cor própria da espécie;
- Vísceras íntegras e perfeitamente diferenciadas;
- A musculatura da parede intestinal não deve apresentar sinais de autólise.

O controle da qualidade do pescado deve começar quando o barco deixa o cais em direção a zona pesqueira: condição de bordo, quantidade de gelo, sistema de refrigeração a bordo ou em urnas isoladas em caixas para congelamento do pescado com treinamento dos pescadores.

Nesta fase, as principais alterações são provocadas por danos físicos ao pescado inteiro, colocando a carne em pedaços em contato com a flora bacteriana da pele e das guelras, as quais crescem favorecidas pelas altas temperaturas de conservação. A falta de higiene a bordo contribui com sua carga bacteriana para a elevação da temperatura. A deterioração enzimática é precursora da bacteriana, mas é menos importante nesta fase. No pescado gordo pode iniciar-se a oxidação, mas há indícios que o crescimento bacteriano inibe a oxidação. Este processo deteriorativo continua na descarga no transporte para a indústria. Se o pescado foi mal manipulado a bordo, ele chegará misturado com “o meio de cultura” formado na urna. A descarga e transporte no sol e, no caso do porto pesqueiro, a espera, podem agravar a situação (Vieira et al., 2004).

Na indústria, o pescado aguarda industrialização ou em câmaras de espera ou nos currais com gelo, em áreas cobertas. O efeito desta estocagem depende em grande parte das condições da matéria-prima e da temperatura da câmara ou dos currais. As últimas etapas são as mais importantes no aspecto de saúde pública, já que durante a evisceração e filetagem ocorre o primeiro contato das operárias como a carne desprotegida. A contagem bacteriana após a filetagem pode crescer até 10 vezes de acordo com as condições higiênicas, tempo e temperatura, havendo a contaminação por patógenos fecais (Vieira et al., 2004).

Esta avaliação sensorial ainda é a melhor maneira de controle de qualidade, mas outros testes foram desenvolvidos para complementar esta avaliação, sendo que os mais apropriados são: contagem bacteriana, teor das bases voláteis totais, teor de trimetilamina, e índice peróxido (pescado gordo). Indústrias mais modernas estão aparelhadas para realizar estes testes (Valle et al., 2000).

A faixa de aceitação do pescado em função da variação é tão ampla que a elaboração de graus arbitrários de qualidade se torna necessária. Esses padrões de qualidade devem ser revisados periodicamente e modificados conforme o acúmulo de experiências. O Anexo 2 apresenta o procedimento para a análise do pescado "in natura" (Pacheco-Aguilar, R. et al., 2003).

### **2.6.3 As propriedades termofísicas dos alimentos**

Cada alimento devido a sua constituição tem um comportamento particular nos processos de troca térmica. O calor específico, a condutividade térmica, a difusividade térmica e a massa específica são propriedades atribuídas a esta variação de comportamento. Estas propriedades, denominadas termofísicas ou térmicas, são obtidas experimentalmente medindo a transferência de energia térmica sujeitas a diferenciais de temperatura por balanços térmicos e, portanto dependentes de temperatura e do estado em que este alimento se encontra.

O conhecimento destas propriedades é fundamental na predição dos tempos do resfriamento e do congelamento dos alimentos estabelecendo a magnitude das taxas de calor removida nestes processos.

Devido as dificuldades de obtenção dos valores experimentais destas propriedades térmicas, e na dependência específica da sua aplicação, estes valores não podem ser generalizados. Esta dependência na obtenção das propriedades motivou o desenvolvimento de expressões matemáticas. A correlação matemática das propriedades térmicas de alimentos como uma função de sua composição química básica e conteúdo de água tem

sido uma alternativa para a realização experimental (Saad 1996). Equações para a estimativa de propriedades termofísicas para sistemas com e sem mudanças de fase são facilmente encontradas na literatura (Becker e Friicke, 1999; Mannaperuma et al. 1989; Sucar, 1985; Cho e Okos, 1984; Balint, 2001).

Uma extensão do estudo destas propriedades é encontrada no artigo 3, do capítulo III deste trabalho. No anexo D são apresentadas equações de predições de propriedades térmicas dos diferentes componentes presentes nos alimentos (proteína, lipídios, cinzas, carboidratos, fibra, água e gelo).

## **2.7 Considerações Gerais**

Atualmente, SRA têm sido cada vez mais utilizados. O seu coeficiente de efeito frigorífico é bastante inferior ao de compressão mecânica. Entretanto sistemas de refrigeração por compressão têm alto custo energético em comparação com o baixo custo da energia térmica utilizável em sistemas de refrigeração por absorção, o que justifica sua utilização.

Esta energia térmica é fornecida por combustíveis, como lenha, carvão mineral e vegetal, combustíveis fósseis ou ainda pode ser aproveitada de uma planta de potência ou energia solar tendo assim seu custo bastante reduzido.

Os sistemas de refrigeração por absorção são utilizados tanto para produção de baixas temperaturas (amônia-água), como para produção de temperaturas superiores a zero grau (água-brometo de lítio) em instalações de ar condicionado. (Costa,1982).

Será utilizado um software Engineering Equation Solver (EES), na determinação das propriedades da solução binária amônia-água e na solução dos balanços de massa e de energia.



**CAPÍTULO III**  
**DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO**

## ANÁLISE TERMODINÂMICA ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE COMPRESSÃO A DOIS ESTÁGIOS (NH<sub>3</sub>) INTEGRADO COM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE ABSORÇÃO (NH<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O) <sup>1</sup>

### Resumo

Neste trabalho é proposta uma análise termodinâmica energética e exergética de dois sistemas de refrigeração: um sistema convencional de refrigeração por compressão de vapor de amônia a dois estágios e um outro denominado sistema de refrigeração integrado. O sistema convencional, usado como referência, é empregado extensivamente na indústria de refrigeração de pescado. O sistema de refrigeração integrado é semelhante ao convencional, porém utiliza no resfriamento intermediário, entre os estágios de alta e baixa pressão, água fria em circuito fechado. A água fria é mantida por um sistema de refrigeração por absorção amônia-água, integrada ao sistema convencional. A energia calorífica fornecida ao sistema integrado é considerada de custo zero, proveniente do rejeito térmico excedente na fabricação de farinha de peixe. Simulação numérica é empregada para comparar o comportamento dos dois sistemas. Os resultados obtidos na comparação mostram que o sistema de refrigeração integrado, opera com uma redução de até 19,73% no COP. Entretanto, o sistema de refrigeração integrado apresentou um aumento de até 25,57%, em eficiência exergética e 33,09% em capacidade frigorífica em relação ao sistema convencional. Estes resultados, acrescidos da redução do custo operacional que será quantificado em estudo adicional, tornarão muito atrativos o uso do sistema de refrigeração integrado.

**Palavras-chave:** Sistema compressão-absorção; Amônia-água; Exergia; Eficiência exergética.

### Nomenclatura

ARS	Sistema de refrigeração por absorção
COP	Coefficiente de performance
CRS	Sistema de refrigeração por compressão
CRSmod	Sistema de refrigeração por compressão modificada
e	Exergia específica (kJ.kg <sup>-1</sup> )
E	Exergia (kJ.s <sup>-1</sup> )

---

<sup>1</sup>Em ANEXO 1 - Publicação em RETERM - Thermal Engineering (no prelo)

EV	Válvula de expansão
h	Entalpia específica ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )
IRS	Sistema integrado de refrigeração
$\dot{m}$	Vazão mássica ( $\text{kg.s}^{-1}$ )
p	Pressão (kPa)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor ( $\text{kJ.s}^{-1}$ )
s	Entropia específica ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
T	Temperatura (K ou °C)
v	Volume específico ( $\text{m}^3\text{kg}^{-1}$ )
$\dot{V}$	Vazão volumétrica ( $\text{m}^3.\text{s}^{-1}$ )
$\dot{W}$	Potência ( $\text{kJ.s}^{-1}$ )
$\dot{W}_e$	Potência elétrica
X	Fração mássica amônia-água

### ***Símbolos gregos***

$\Delta$	diferença
$\varepsilon$	Eficiência exergética
$\eta_c$	Eficiência do compressor
$\eta_b$	Eficiência da bomba

### ***subscrito***

o	Ambiente
c	Condensador
E	Evaporador
f	Fração da solução
G	Gerador
i	Entre estágios
L	Fase líquida
s	Solução forte
SUCTION	Relativo a sucção
v	Fase vapor
vc	Volume de controle
w	Solução fraca
1, 2,...	Estado inicial e final; volume de controle de entrada e saída.

**Sobrescrito**

- 0 Estado padrão
- n Coeficiente politrópico
- <sup>CH</sup> Componente química
- <sup>PH</sup> Componente física

**3.1 - Introdução**

A análise termodinâmica energética e exergética têm sido usadas extensivamente para analisar o desempenho de plantas de refrigeração. Kotas (1985) descreveu a ocorrência das perdas exergéticas em processos individuais e sua quantificação em análise detalhada de transferência de calor e massa. Pátek e Komflar (1995) apresentaram um conjunto de equações que descrevem as propriedades de equilíbrio vapor-líquido para amônia-água. Estas equações foram submetidas à comparação com os dados reportados pela literatura apresentando, sem necessidades de ajuste, bons resultados, e assim podendo contribuir para a análise destes sistemas. Bejan et al. (1996) estudaram a utilização da primeira e da segunda lei de termodinâmicas e, em particular, o conceito da exergia nas análises de sistemas térmicos e na avaliação qualitativa de eficiências, assim como os fundamentos da exergia e sua aplicação em análise de sistemas térmicos e termoeconomia. Nikolaidis e Probert (1998) investigaram pelo método da exergia, um sistema de refrigeração por compressão a dois estágios. A temperatura de condensação utilizada variava de 298 K a 308 K, e da temperatura de evaporação de 228 K a 238 K. Com os efeitos das mudanças de temperatura no condensador e no evaporador foi determinada a taxa de irreversibilidade da planta. Göktun (1999) estudou o desempenho de uma máquina de calor irreversível combinando um sistema de Carnot por compressão de vapor (VCR) e um sistema de Carnot por absorção (AR), onde o condensador da unidade AR descarrega calor ao evaporador da unidade VCR. O calor do condensador do VCR é então entregue ao meio externo para seu aquecimento. Kaynakli e Kilic (2007) apresentaram uma análise termodinâmica detalhada de um ciclo de refrigeração por absorção operando com brometo de lítio/água. Eles analisaram, ainda, a influência das temperaturas operacionais, do coeficiente de desempenho (COP) e da efetividade do intercambiador de calor no calor removido dos componentes deste ciclo. O trabalho de Kairouani e Nehdi (2006) visou desenvolver um novo ciclo de refrigeração, onde a energia geotérmica foi utilizada em um sistema de compressão simples de vapor, e foi discutida a análise termodinâmica do ciclo e a viabilidade prática de seu desenvolvimento. Este sistema de refrigeração em cascata consistia de um sistema de compressão de vapor combinado com um sistema de absorção. Cabello et al. (2007) analisaram a variação dos parâmetros de uma planta de compressão

de vapor de simples estágio. Estas incluem modificações de temperaturas de condensação e evaporação e grau de superaquecimento na sucção do compressor.

Por outro lado, a medida adotada em geral pela indústria frigorífica, quando a diferença for muito elevada entre as temperaturas da fonte quente e da fonte fria do ciclo de refrigeração, é a compressão por estágios. Esta permite, por meio de um resfriamento intermediário, reduzir o trabalho de compressão e ter como resultado um aumento no rendimento frigorífico da instalação (ASHRAE, 1994). Este procedimento ocorre em geral por injeção de líquido entre os estágios, onde parte do fluido refrigerante, que poderia estar sendo aproveitado para o aumento da capacidade frigorífica, é utilizada para dessuperaquecer a vazão mássica descarregada pelo compressor do primeiro estágio.

O objetivo deste estudo é utilizar uma análise energética e exergética para sugerir uma mudança deste procedimento usual: empregar um sistema de absorção integrado ao sistema de refrigeração convencional (CRS), para o resfriamento intermediário, aproveitando a totalidade do fluido refrigerante em curso e aumentando a capacidade frigorífica de plantas de refrigeração.

Para o sistema de refrigeração convencional (CRS) e para o sistema de refrigeração integrado (IRS) foram estudados os efeitos da temperatura de evaporação ( $T_E$ ), da temperatura de condensação ( $T_C$ ), da pressão intermediária ( $P_i$ ), do grau de superaquecimento na temperatura de sucção ( $T_{\text{SUCTION}}$ ), na potência dos compressores ( $\dot{W}$ ), nas taxas de transferência de calor, ( $\dot{Q}$ ), no coeficiente de desempenho (COP) e na eficiência exergética ( $\epsilon$ ).

### 3.1.1 - Sistemas de Refrigeração Convencional e Integrado

A Fig. 5 mostra o Sistema de Refrigeração por Compressão Convencional (CRS) em uso na planta com as temperaturas dos evaporadores de baixa e intermediária pressão, respectivamente  $T_{E1} = -40^\circ\text{C}$  e  $T_{E2} = -10^\circ\text{C}$ , e temperatura de condensação  $T_C = 35^\circ\text{C}$ .

A evolução do escoamento da amônia no CRS inicia no estado de vapor superaquecido quando este deixa o compressor de alta. A amônia é então liquefeita no condensador, tornando-se líquido saturado (estado 14); a seguir, este escoamento divide-se em três correntes. A primeira  $\dot{m}_{a1}$  atravessa uma válvula de estrangulamento, onde é expandida isoentalpicamente, passando para a pressão correspondente a mais baixa temperatura  $T_{E1}$  (estado 16). Esta corrente percorre o trocador, e ao escoar no evaporador 1 absorve calor, deixando-o como vapor saturado (estado 17) e, a seguir, passa pelo

compressor 1 saindo como vapor superaquecido (estado 18). A segunda corrente  $\dot{m}_{a2}$  tem como finalidade, injetar amônia líquida para arrefecer parcialmente o vapor superaquecido (estado 18) na saída compressor 1, este fato se deve a redução da temperatura da amônia correspondente a pressão intermediária (estado 25), obtida através da expansão isoentálpica em uma válvula de estrangulamento. Como resultado se tem uma mistura  $\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$  superaquecida (estado 22). A terceira corrente,  $\dot{m}_{a3}$  igualmente ao atravessar uma outra válvula de estrangulamento, onde ocorre uma expansão isoentálpica, esta passa para a pressão intermediária correspondente a  $T_{E2}$  (estado 20). Continuando seu fluxo percorre o trocador de calor, e ao escoar no evaporador 2 absorve calor, deixando-o como vapor saturado (estado 21). A seguir é misturada com  $\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$  superaquecida (estado 22) resultando uma vazão mássica  $\dot{m} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a3}$  (estado 23) que passa no compressor 2 retornando ao estado (13) para completar o ciclo.

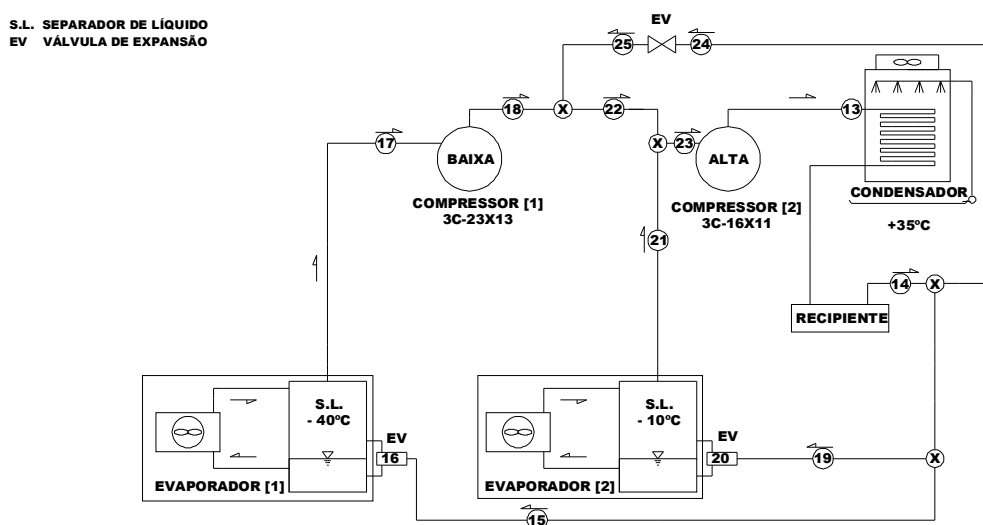


Figura 5 - Desenho esquematizado do CRS utilizado na indústria.

É interessante salientar, que o superaquecimento aumenta o volume específico do fluido aspirado pelos compressores aumentando desta forma o trabalho de compressão. Neste ciclo de refrigeração, quanto maior este superaquecimento na aspiração do compressor 2, maior é o trabalho. O arrefecimento por injeção do líquido  $\dot{m}_{a2}$  entre as etapas de compressão, reduz este trabalho, mas à custa de uma redução na capacidade frigorífica, que poderia ser aproveitada se fosse usada nos evaporadores.

A Fig. 6 apresenta o Sistema de Refrigeração Integrado (IRS). É semelhante ao convencional, porém utiliza no resfriamento intermediário como única diferença, água fria em circuito fechado, entre os estágios de alta e baixa pressão. A água fria é mantida por um sistema de refrigeração por absorção amônia-água, integrada ao sistema convencional.

O IRS é composto de dois sistemas, que podem ser observados em destaque na Fig. 6, onde as temperaturas de evaporação, condensação e as hipóteses para o balanço de energia do CRSmod são as mesmas usadas para o CRS e para o ARS.

Note-se ainda, que o fluido de trabalho no ARS é uma mistura binária de amônia e água, e tem como fonte principal de energia o calor fornecido para o gerador, proveniente do rejeito térmico da fabricação de farinha de peixe. O ARS é composto pelos seguintes componentes: um retificador; um condensador; um evaporador, um absorvedor; duas válvulas de estrangulamento e a bomba de solução amônia-água.

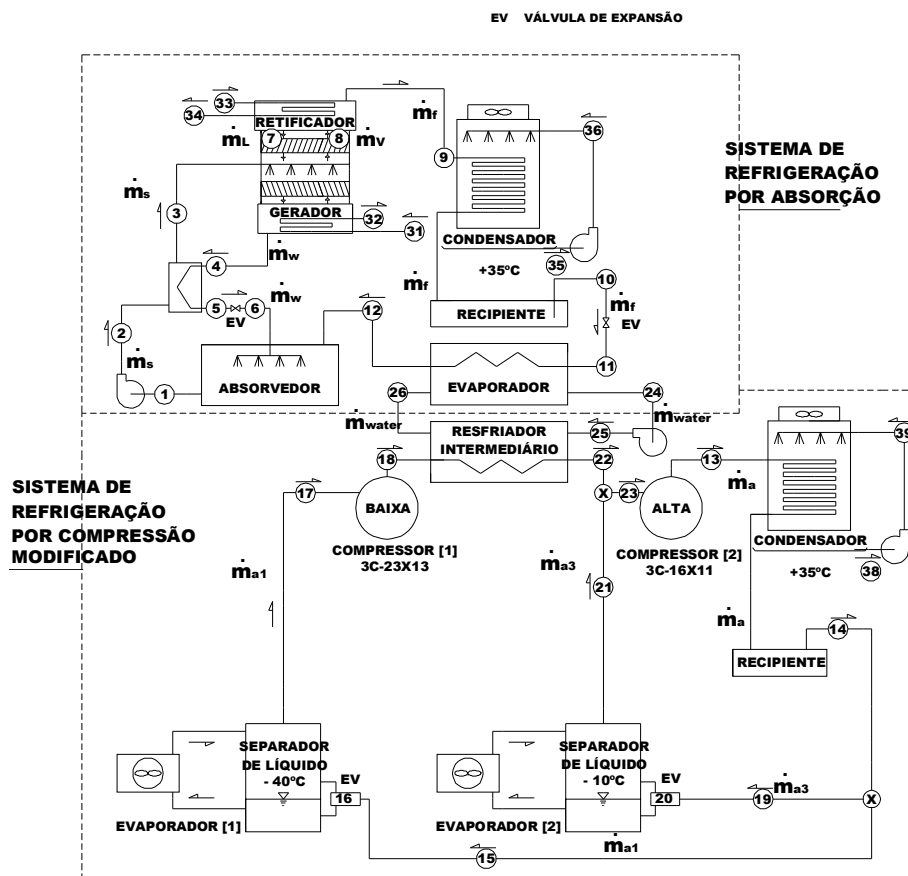


Figura 6 - Desenho esquematizado do IRS.

Uma breve descrição do ARS pode ser iniciada pela bomba (estado 1) onde o escoamento da solução binária amônia-água do ARS recebe do absorvedor uma solução

forte,  $\dot{m}_s$ , líquida a baixa pressão e tem sua pressão elevada, até a pressão do trocador de calor (estado 2). Neste, ocorre uma transferência de calor entre correntes, onde a solução forte  $\dot{m}_s$  é então aquecida (estado 3), enquanto que a solução fraca  $\dot{m}_w$ , quente, proveniente do gerador tem sua temperatura reduzida (estado 5), no retorno ao absorvedor (estado 6), após sua passagem pela válvula de estrangulamento. A solução  $\dot{m}_s$  líquida (estado 3) entra então na coluna retificadora, fluindo em contracorrente com o vapor expulso do gerador. Este é um processo de remoção de vapor de água, com transferência de calor e massa em curso, até ao topo da coluna (estado 8) como uma solução de vapor saturada  $\dot{m}_v$ . Para remover o máximo de vapor de água a solução é resfriada, condensando um líquido rico em água, o qual é drenado de volta a coluna retificadora (estado 7) como solução líquida saturada  $\dot{m}_L$ . A solução que sai do retificador com a vazão mássica  $\dot{m}_f$  (estado 9) apresenta uma fração de 0,1% de água. Esta passa pelo condensador, partindo como líquido saturado (estado 10); a seguir a solução  $\dot{m}_f$  atravessa uma válvula de estrangulamento em uma expansão isoentálpica reduzindo a pressão até que seja obtida a temperatura de saturação  $T_E$  (estado 11). A solução ao atravessar o evaporador, absorve calor da água em recirculação com o resfriador intermediário do CRSmod, saindo  $\dot{m}_f$  como vapor saturado de baixa pressão (estado 12). Completando o ciclo de refrigeração em evolução, o vapor saturado  $\dot{m}_f$  do evaporador é então absorvido pela solução líquida no absorvedor rejeitando calor para o meio externo, e retornando ao estado 1 inicial.

### 3.1.2 - Considerações Termodinâmicas dos Sistemas de Refrigeração Convencional e Integrado

Os modelos matemáticos utilizados na simulação dos sistemas estudados são obtidos, dividindo os sistemas considerados (Figs. 5 e 6) nas análises termodinâmicas, em vários volumes de controle e aplicando a estes os balanços de massa, energia e exergia. Nestas análises são feitas as seguintes considerações:

- Os componentes dos sistemas são analisados em regime permanente
- Os efeitos da variação da energia cinética e potencial são desprezíveis.
- A expansão através das válvulas é um processo de estrangulamento.
- O fluido de trabalho é líquido saturado na saída dos condensadores, vapor saturado na entrada do compressor de baixa e vapor superaquecido a 7<sup>o</sup> C no compressor de alta.



- A temperatura e a pressão ambientes para o cálculo da exergia são respectivamente  $T_0 = 293\text{K}$  e  $p_0 = 1\text{bar}$ .
- No ARS as temperaturas do condensador, evaporador, absorvedor, gerador e retificador são constantes e uniformes ao longo dos componentes.
- As pressões no condensador e no evaporador do ARS são pressões de equilíbrio correspondentes as temperaturas e concentrações do condensador e do evaporador respectivamente.
- A solução forte  $x_s$  na saída do absorvedor e a solução fraca  $x_w$  na saída do gerador estão em equilíbrio com suas respectivas temperaturas e pressões.
- A concentração do vapor refrigerante na saída do retificador é igual a  $x_f = 0,999$

O regime de trabalho da planta frigorífica foi obtido através de instrumentações, durante a operação do sistema. Estas informações estão apresentadas na Tabela 3.1.1, e servirão de dados para as seguintes premissas de cálculo do CRS e IRS:

Na Tabela 2, o fluido refrigerante em cada agrupamento (14, 15, 19 e 24) e (20 e 25), apresentam o mesmo estado, pressão e temperatura, porém com vazões mássicas diferentes.

O regime de trabalho da planta frigorífica modificada CRSmod, foi admitido às mesmas do CRS, porém inexistem as posições 24 e 25 pela não ocorrência da injeção de líquido entre os estágios de alta e de baixa.

Tabela 2 - Dados do CRS

Potência do motor elétrico do compressor de baixa: 32,95 kW			
Potência do motor elétrico do compressor de alta: 61,23 kW			
Temperatura ambiente: 25°C			
Pressão ambiente: 101 kPa			
$T_{in}$ and $T_{out}$ do resfriamento da água: 25°C e 30°C			
Fluido refrigerante: NH3			
Posição	Estado	T [°C]	P [kPa]
13	Vapor superaquecido	112,5	1351
14, 15, 19,24	Líquido saturado	35	1351
16	Líquido + vapor	-40	71,66
17	Vapor saturado	-40	71,66
18	Vapor superaquecido	48,9	290,8
20,25	Líquido + vapor	-10	290,8
21	Vapor saturado	-10	290,8
23	Vapor superaquecido	7	290,8

A Tabela 3 apresenta os dados operacionais, do sistema de refrigeração por absorção (ARS). As temperaturas das soluções foram determinadas numericamente com as seguintes considerações:

- 1- A capacidade de produção frigorífica do ARS é igual ao calor removido do resfriador intermediário do CRSmod obtido por balanço térmico deste último.
- 2- Foram atribuídos valores práticos para a largura do processo, concentrações, temperaturas e pressões utilizadas e verificadas um COP que satisfizesse a operação.

Tabela 3. Dados para o ARS

$\dot{Q}_{resf}$ Calor a ser removido do resfriador do CSRmod	8,918 kW	
$T_0$ Temperatura ambiente	25°C	
$P_0$ Pressão ambiente	1,013 bar	
$T_e, T_s$ (Fig. 3.1.2) da água de resfriamento dos trocadores	25°C	30°C
$T_e, T_s$ (Fig. 3.1.2) da água de aquecimento do gerador	96°C	90°C
Fluido da solução (sol.).	NH3-H2O	
Largura do processo $\Delta x = x_{forte} - x_{fraca}$	0,05	

Fluxos	Estado	T [°C]	x gNH3 /g sol	P [bar]	Soluções
1	Líquido	45	0,45	4,602	Forte
2	Líquido	45	0,45	11,62	Forte
3	Líquido	58	0,45	11,62	Forte
4	Líquido	88	0,40	11,62	Fraca
5	Líquido	83,5	0,40	11,62	Fraca
6	Liq-vap	61,7	0,40	4,602	Fraca
7	Líquido	78,5	0,45	11,62	Solução
8	Vapor	78,5	0,98	11,62	Solução
9	Vapor	30	0,999	11,62	Solução
10	Líquido	30	0,999	11,62	Solução
11	Liq-vap	2	0,999	4,602	Solução
12	Vapor	2	0,999	4,602	Solução

### 3.1.3 - Construção das funções energéticas do CRS

A seguir são apresentados os balanços de massa e de energia para cada volume de controle, onde os índices numéricos representam os estados do fluido de trabalho no ciclo da Figura 5:

Unidade Condensador - O condensador resfria e condensa o vapor superaquecido proveniente do compressor de alta. Esta operação é feita transferindo-se calor do fluido refrigerante para o meio. Água é usada como fluido refrigerante.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a (h_{13} - h_{14}) \quad (1)$$

Unidade Evaporador 1 - É um trocador de calor onde se efetua a evaporação do líquido refrigerante a mais baixa pressão e temperatura do sistema de compressão.

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{a1} (h_{17} - h_{16}) \quad (2)$$

Unidade Evaporador 2 - O evaporador 2 é responsável pela retirada de calor a temperatura e pressão intermediária do sistema de compressão.

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{a3} (h_{21} - h_{20}) \quad (3)$$

Unidade Compressor 1 - A quantidade de energia fornecida ao sistema na unidade de tempo na compressão representa a potência mecânica do 1º estágio.

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_{a1} (h_{18} - h_{17}) \quad (4)$$

A potência mecânica requerida do compressor 1 é obtida, utilizando as especificações do fabricante para o modelo do compressor utilizado (MADEF 3C-16x11), de acordo com o procedimento descrito por Pohlmann, 1964, que relaciona à variação da potência para as diferentes condições operacionais de temperatura e pressão.

Unidade Compressor 2 - representa a potência mecânica do 2º estágio.

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_a (h_{13} - h_{23}) \quad (5)$$

Da mesma maneira a potência mecânica requerida do compressor 2 é obtida da especificação do fabricante para o modelo do compressor utilizado (MADEF 3C-23x13).

Misturas - O fluido refrigerante comprimido pelo compressor de baixa pressão (estado 18) é arrefecido por injeção de líquido (estado 25) resultando o estado 22. O fluido neste estado é misturado com o vapor no estado (21) e, por fim, no estado (23) é aspirado pelo compressor 2.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} + \dot{m}_{a3} \quad (6)$$

$$(\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2})h_{22} = \dot{m}_{a1}h_{18} + \dot{m}_{a2}h_{25} \quad (7)$$

$$\dot{m}_a h_{23} = \dot{m}_{a3}h_{21} + (\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2})h_{22} \quad (8)$$

Com as pressões do condensador, dos evaporadores e as temperaturas de entrada e saídas dos compressores, obtidas através da leitura na instrumentação existente da planta frigorífica, determinam-se as seguintes propriedades: temperaturas de saturação, entalpias, entropias e volumes específicos. Com as equações (4) e (5) são determinadas as vazões  $\dot{m}_{a1}$  e  $\dot{m}_a$ . Já com as equações (6, 7 e 8) são determinadas as vazões  $\dot{m}_{a2}$  e  $\dot{m}_{a3}$ , e a entalpia  $h_{22}$ . As taxas de calor dos evaporadores 1 e 2, respectivamente  $\dot{Q}_{E1}$  e  $\dot{Q}_{E2}$ , e a taxa de calor do condensador  $\dot{Q}_C$  são obtidas pelas equações 1, 2 e 3, respectivamente.

O coeficiente politrópico do 1º estágio ( $n_1$ ) é obtido pela Eq. (9) e da condição obtida das leituras das pressões e temperaturas medidas na planta frigorífica junto ao compressor 1. Este coeficiente politrópico,  $n_1$ , é então dito constante para todas as simulações numéricas realizadas neste trabalho. Procedimento idêntico é realizado para o cálculo do coeficiente politrópico para o compressor do 2º estágio,  $n_2$ , através da Eq. (10).

$$\frac{n_1 - 1}{n_1} = \frac{\log \frac{T_{18}}{T_{17}}}{\log \frac{p_{18}}{p_{17}}} \quad (9)$$

$$\frac{n_2 - 1}{n_2} = \frac{\log \frac{T_{13}}{T_{23}}}{\log \frac{p_{13}}{p_{23}}} \quad (10)$$

Na simulação numérica do sistema de compressão de vapor (CRS), são admitidos para o fluido de trabalho diferentes valores para as pressões de entrada e/ou saída dos compressores, assim como para as temperaturas de entrada nos compressores. As

temperaturas de saída dos compressores foram obtidas pelas equações (9 e 10), com a hipótese que os coeficientes politrópicos sejam constantes. Com estas pressões e temperaturas são determinadas as demais propriedades.

O coeficiente de desempenho (COP) relaciona a capacidade frigorífica com a potência mecânica fornecida ao sistema.

$$\text{COP}_{\text{CRS}} = \frac{\dot{Q}_{\text{E1}} + \dot{Q}_{\text{E2}}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} \quad (11)$$

A Fig. 7 apresenta o diagrama p-h da amônia para o CRS, onde as características do refrigerante em qualquer estado estão representadas pelas linhas contínuas.

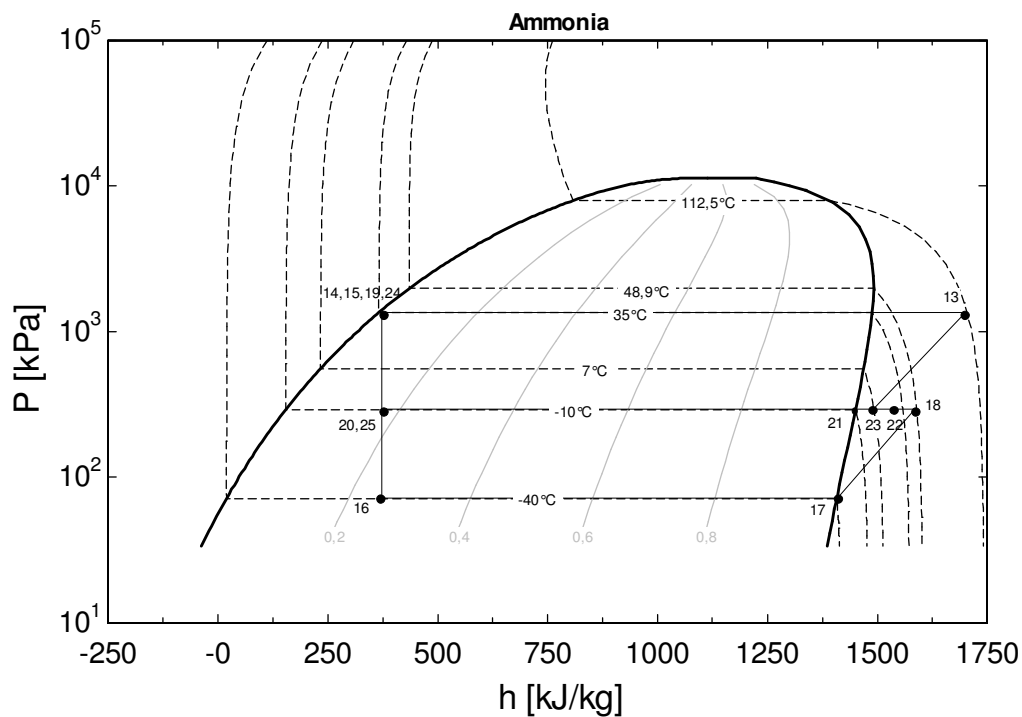


Figura - 7. Diagrama p-h: amônia do CRS.

Neste diagrama podem-se observar os estados de entrada e saída do fluido refrigerante amônia, fornecidos por leituras (pressão e temperatura) nos compressores de alta (estados 23 e 13) e de baixa pressão (estados 17 e 18) instalados na planta frigorífica.

### 3.1.4 - Construção das funções energéticas do IRS

A metodologia empregada na análise termodinâmica do IRS permite considerar o CRSmod e o ARS como dois subsistemas que, para efeito de simplicidade, serão analisados separadamente.

### 3.1.4.1 - Funções energéticas do CRSmod

Do mesmo modo que para o CRS, são válidas as Equações (1) - (5), (9) e (10) sob a hipótese mencionada na seção anterior. Para a mistura que é admitida no compressor de alta temos

Mistura

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a3} \quad (12)$$

$$\dot{m}_a h_{23} = \dot{m}_{a3} h_{21} + \dot{m}_{a1} h_{22} \quad (13)$$

Unidade - Resfriador

$$\dot{Q}_{\text{resf.}} = \dot{m}_{a1} (h_{18} - h_{22}) \quad (14)$$

Com as pressões e as temperaturas do fluido de trabalho nas entradas e saídas dos compressores são determinadas as propriedades: temperaturas de saturação, entalpias, entropias e volumes específicos.

Fornecidas as potências mecânicas e com as equações (4) e (5) são determinadas as vazões  $\dot{m}_{a1}$  e  $\dot{m}_{a3}$ , e com as equações (12 e 13) são determinadas a vazão  $\dot{m}_a$  e a entalpia  $h_{23}$ . As taxas de calor dos evaporadores 1 e 2, respectivamente  $\dot{Q}_{E1}$  e  $\dot{Q}_{E2}$ , e a taxa de calor do condensador  $\dot{Q}_C$  são obtidas pelas equações (1, 2 e 3).

A Fig. 8 apresenta o diagrama p-h: amônia do CRSmod

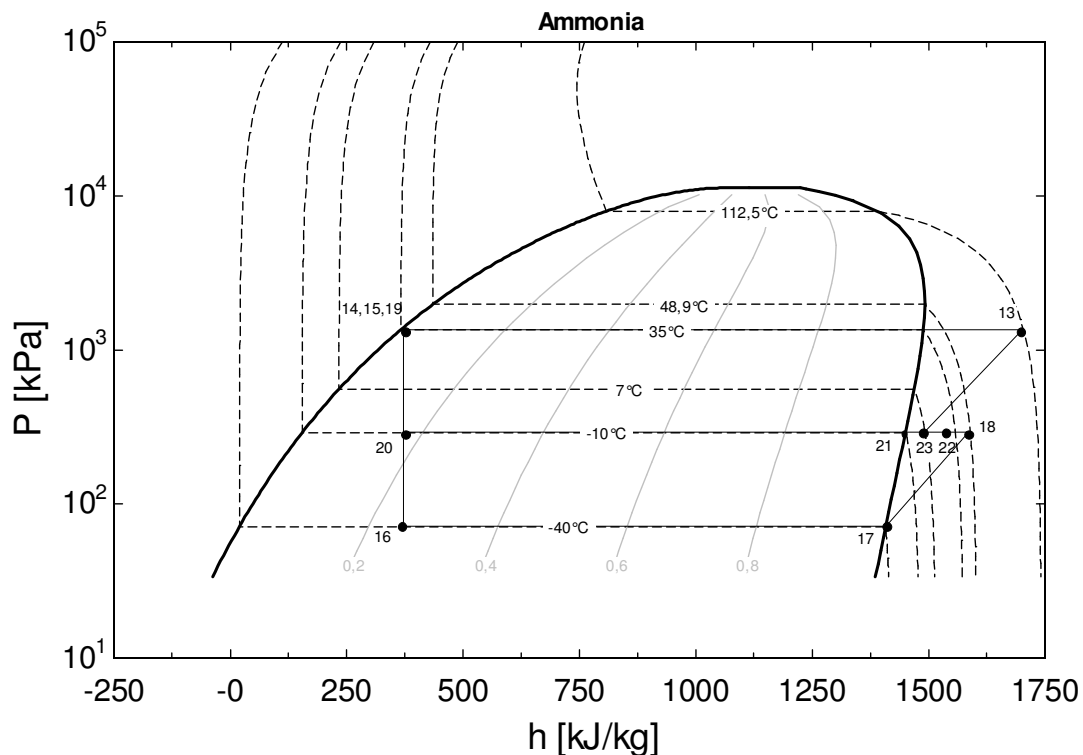


Figura 8 - Diagrama p-h: amônia do CRSmod.

### 3.1.4.2 - Funções energéticas para o ARS

Para a análise termodinâmica do sistema de absorção são utilizados os princípios de conservação da massa, de espécies e energia para cada componente do sistema. Cada componente é tratado como um volume de controle com entrada e saída de fluxos, e com as interações de transferência de calor e trabalho onde:  $\dot{m}$  é a taxa de fluxo de massa da solução amônia-água,  $x$  é a concentração de massa de amônia na solução, e  $h$  é a entalpia da solução amônia-água, correspondente ao estado de entrada e de saída para cada componente. Os subíndice para a solução: “f” (fração), “s” (forte), “w” (fraco) “L” (líquido) e “V” (vapor) significa a espécie da concentração “x” da solução amônia-água.

Unidade - Condensador

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f (h_9 - h_{10}) \quad (15)$$

Unidade - Evaporador

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{resf} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_f (h_{12} - h_{11}) \quad (17)$$

Unidade - Absorvedor

$$\dot{m}_s = \dot{m}_w + \dot{m}_f \quad (18)$$

$$\dot{m}_s x_1 = \dot{m}_w x_6 + \dot{m}_f x_{12} \quad (19)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_f h_{12} + \dot{m}_w h_6 - \dot{m}_s h_1 \quad (20)$$

Unidade - bomba da solução

$$h_2 = h_1 + v_1(p_2 - p_1) \quad (21)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (22)$$

Unidade - Trocador

$$\dot{m}_s x_2 + \dot{m}_w x_4 = \dot{m}_s x_3 + \dot{m}_w x_5 \quad (23)$$

$$\dot{m}_s h_2 + \dot{m}_w h_4 = \dot{m}_s h_3 + \dot{m}_w h_5 \quad (24)$$

Unidade - Gerador

$$\dot{m}_s + \dot{m}_L = \dot{m}_w + \dot{m}_V \quad (25)$$

$$\dot{m}_s x_3 + \dot{m}_L x_7 = \dot{m}_w x_4 + \dot{m}_V x_8 \quad (26)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_w h_4 + \dot{m}_V h_8 - \dot{m}_s h_3 - \dot{m}_L h_7 \quad (27)$$

Unidade - Retificador

$$\dot{m}_V = \dot{m}_L + \dot{m}_f \quad (28)$$

$$\dot{m}_v x_8 = \dot{m}_L x_7 + \dot{m}_f x_9 \quad (29)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_v h_8 - \dot{m}_l h_9 - \dot{m}_L h_7 \quad (30)$$

Coefficiente de desempenho do IRS

$$COP = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_b + \dot{Q}_G} \quad (31)$$

### 3.1.5 - Construção das funções exergéticas do CRS

A análise exergética é obtida da combinação da primeira e da segunda lei da termodinâmica, onde Kotas (1985) afirma que a exergia é o padrão da qualidade de energia, e igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando o ambiente ( $P_0, T_0$ ) como referência.

As principais relações a serem empregadas na análise exergética termomecânica de fluxo são os balanços de massa e de exergia em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, e conforme Bejan et al. (1996) pode ser calculada em base mássica ( $e^{PH}$ ) como:

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (32)$$

onde  $h_0$  e  $s_0$  são propriedades de estado na temperatura  $T_0$  e pressão do ambiente  $P_0$ .

Nesta concepção temos como produto as taxas de exergia dos evaporadores 1 e 2, como combustível a potência elétrica fornecida aos compressores 1 e 2. E como perda está sendo considerado todo processo de consumo de água fria do CRS proveniente do ambiente externo.

Unidade – Evaporador 1

$$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16} = \dot{m}_{a1} (e_{17} - e_{16}) \quad (33)$$

Unidade – Evaporador 2

$$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20} = \dot{m}_{a3} (e_{21} - e_{20}) \quad (34)$$

Unidade – Compressor 1º estágio

$$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} = \dot{m}_{a1} (e_{18} - e_{17}) \quad (35)$$

$$\dot{W}_{le} = \frac{\dot{m}_{a1} (h_{18} - h_{17})}{\eta_C} \quad (36)$$

Unidade - Compressor 2º estágio

$$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{23} = \dot{m}_a (e_{13} - e_{23}) \quad (37)$$



$$\dot{W}_{2e} = \frac{\dot{m}_a(h_{13} - h_{23})}{\eta_C} \quad (38)$$

onde  $\dot{W}_{1e}$  e  $\dot{W}_{2e}$  são as potências elétricas fornecidas aos compressores mecânicos do 1º e 2º estágio, e o rendimento médio total ( $\eta_C = 0,504$ ) corresponde ao produto dos rendimentos térmico ( $\eta_t = 0,7$ ), mecânico ( $\eta_m = 0,8$ ) e elétrico ( $\eta_e = 0,9$ ) (Costa, 2005).

Para simplificar a simulação e análise da transferência de calor entre o sistema e seus ambientes, a contribuição do trabalho de bomba d'água e as perdas por fricção dentro do sistema foram negligenciados. Assim a eficiência exergética  $\varepsilon$  que é a relação entre produto e combustível, se resume (Fig. 3.1.1):

$$\varepsilon_{CRS} = \frac{(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}) + (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20})}{\dot{W}_{1e} + \dot{W}_{2e}} \quad (39)$$

### 3.1.6 - Construção das funções exergéticas (IRS)

Na análise exergética foram utilizados os balanços de massa e de exergia em regime permanente, desprezando-se as variações de energias cinética e potencial.

Nesta concepção temos como produto as taxas de exergia dos evaporadores 1 e 2, como combustível: a potência elétrica fornecida aos compressores; a potência elétrica fornecida a bomba da solução amônia-água, a taxa de exergia fornecida ao gerador. Como perda está sendo considerada em todo processo de consumo de água fria do IRS proveniente do ambiente externo.

#### 3.1.6.1 - Construção das funções exergéticas do CRSmod

Unidade – Evaporador 1

$$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16} = \dot{m}_{a1}(e_{17} - e_{16}) \quad (40)$$

Unidade – Evaporador 2

$$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20} = \dot{m}_{a3}(e_{21} - e_{20}) \quad (41)$$

Unidade – Compressor 1º estágio

$$\dot{W}_{1c} = \frac{\dot{m}_a(h_{18} - h_{17})}{\eta_c} \quad (42)$$

Unidade - Compressor 2º estágio

$$\dot{W}_{2c} = \frac{\dot{m}_a(h_{13} - h_{23})}{\eta_c} \quad (43)$$

### 3.1.6.2 - Construção da função exergética do ARS

A exergia total,  $E$ , de um sistema de refrigeração por absorção segundo Misra et al. (2006) é a adição da exergia física,  $E^{PH}$ , e da exergia da substância química  $E^{CH}$ , assim como a exergia específica total é a adição da exergia física específica,  $e^{ph}$ , e da exergia da substância química específica,  $e^{ch}$ .

O procedimento de cálculo da exergia química específica da mistura para o sistema amônia-água segundo Misra (2006) é calculada usando a seguinte relação:

$$e^{CH} = \left( \frac{x}{M_{NH_3}} \right) e_{ch,NH_3}^0 + \left( \frac{1-x}{M_{H_2O}} \right) e_{ch,H_2O}^0 \quad (44)$$

As exergias química específica da amônia  $e_{ch,NH_3}^0$ , e da água  $e_{ch,H_2O}^0$  foram obtidas em Bejan et al. (1996).

Unidade - Bomba da solução amônia-água

$$\dot{W}b_c = \frac{\dot{m}_s(h_2 - h_1)}{\eta_b} \quad (45)$$

O rendimento da bomba ( $\eta_b$ ) vale 0,5

Unidade - Gerador

$$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} = \dot{m}_{vapor}(e_{30} - e_{31}) \quad (46)$$

$$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} = \dot{m}_s e_{x3} + \dot{m}_L e_{x7} - \dot{m}_w e_{x4} - \dot{m}_v e_{x8} \quad (47)$$

A eficiência exergética  $\varepsilon$  do IRS:

$$\varepsilon_{SRI} = \frac{(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}) + (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20})}{\dot{W}_{1c} + \dot{W}_{2c} + \dot{W}b_c + (\dot{E}_{30} - \dot{E}_{31})} \quad (48)$$

onde  $(E_{30} - E_{31})$  é o calor fornecido (combustível) ao ARS no gerador.

## Resultados e Discussão

A Tabela 4 mostra para cada estado, os valores de  $\dot{m}$ ,  $h$ , e  $e$  em cada posição de interesse do CRS, nas condições operacionais mostradas na Fig. 3.1.1. As pressões e temperaturas correspondentes aos estados mostradas nas Tabelas 3.1.3 e 3.1.5, encontram-se respectivamente nas Tabelas 3.1.1 e 3.1.2.

Tabela 4 - Propriedades de estado e vazão mássica do CRS

Fluido: NH <sub>3</sub>			
estado	$h$ [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	$e$ [kJ/kg]
13	1704	0,1459	864,3
14	366	0,1459	798,7
15	366	0,09134	798,7
16	366	0,09134	736,7
17	1408	0,09134	446,9
18	1589	0,09134	631,3
19	366	0,04849	798,7
20	366	0,04849	778,3
21	1450	0,04849	634,7
22	1514	0,09738	629,6
23	1493	0,1459	630,6

A Tabela 5 mostra os resultados dos balanços energéticos, exergéticos, do (COP) e da eficiência ( $\epsilon$ ) do CRS.

Tabela 5 - Resultados dos balanços termodinâmicos, do COP e da ( $\epsilon$ ) do CRS.

Energético			Exergético	
$\dot{Q}_{E1}$ [kW]	$\dot{Q}_{E2}$ [kW]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\Delta\dot{E}_{E1}$ [kW]	$\Delta\dot{E}_{E2}$ [kW]
95,15	52,57	195,2	26,47	6,96
$\dot{W}_1$ [kW]	$\dot{W}_2$ [kW]	$COP_{CRS}$	$\dot{W}_{1e}$ [kW]	$\dot{W}_{2e}$ [kW]
16,61	30,86	3,112	32,95	61,23
$\epsilon_{CRS} = 0,355$				

A Tabela 6 mostra as propriedades de estado e vazão mássica do IRS.

Tabela 6 - Propriedades de estado e vazão mássica do IRS

Mistura: NH <sub>3</sub> + H <sub>2</sub> O				Fluido: NH <sub>3</sub>			
estado	h [kJ/kg]	ṁ [kg/s]	e [kJ/kg]	estado	h [kJ/kg]	ṁ [kg/s]	e [kJ/kg]
1	-40,54	0,0477	-4,651	13	1672	0,1893	857,6
2	-15,7	0,0477	-1,354	14	366	0,1893	798,7
3	42,51	0,0477	4,13	15	366	0,1216	798,7
4	355,2	0,03916	70,4	16	366	0,1216	736,7
5	284,3	0,03916	53,47	17	1408	0,1216	446,9
6	284,3	0,03916	45,47	18	1589	0,1216	631,3
7	297,7	0,0009108	52,16	19	366	0,06775	798,7
8	1561	0,009454	313,3	20	366	0,06775	778,3
9	1293	0,008543	268	21	1450	0,06775	634,7
10	225,4	0,008543	194	22	1516	0,1216	629,5
11	225,4	0,008543	59,85	23	1493	0,1893	630,6
12	1269	0,008543	88,02				

A Tabela 7 mostra os resultados dos balanços energéticos, exergéticos, do (COP) e da eficiência ( $\epsilon$ ) do IRS.

Tabela 7 - Resultados dos balanços termodinâmicos, do COP e da ( $\epsilon$ ) do IRS

Energético			Exergético		
$\dot{Q}_{\text{Resf.}}$ [kW]	$\dot{Q}_G$ [kW]	$\dot{Q}_{\text{Ca}}$ [kW]	$\Delta E_{E1}$ [kW]	$\Delta E_{E2}$ [kW]	$\Delta E_G$ [kW]
8,918	26,37	9,119	35,23	9,726	5,474
$\dot{Q}_R$ [kW]	$\dot{Q}_A$ [kW]	$\dot{W}_b$ [kW]	$\dot{W}_{1c}$ [kW]	$\dot{W}_{2e}$ [kW]	$\dot{W}_{bc}$ [kW]
3,443	23,91	1,185	32,95	61,23	1,185
$\dot{Q}_{E1}$ [kW]	$\dot{Q}_{E2}$ [kW]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\epsilon_{\text{IRS}} = 0,4458$		
126,6	73,45	437,8			
$\dot{W}_1$ [kW]	$\dot{W}_2$ [kW]	$\text{COP}_{\text{IRS}}$			
22,1	34,07	2,39			

Comparando os resultados das Tabelas 3.1.3 e 3.1.4, obtidas ambas para as mesmas condições operacionais (temperaturas de evaporação  $T_{E1} = -40^\circ\text{C}$ ,  $T_{E2} = -10^\circ\text{C}$  e temperatura de condensação  $T_C = 35^\circ\text{C}$ ) observa-se para o IRS valores menores de 19,37

% no COP em relação ao CRS. Porém na eficiência ( $\epsilon$ ) o IRS apresentou aumento de 25,57% em relação ao CRS. Este aumento na eficiência se deve ao aumento na capacidade frigorífica exergética ( $\Delta E_{E1} + \Delta E_{E2}$ ) de 33,09 % em relação ao CRS, o que justifica a utilização do IRS.

Através da simulação de várias condições operacionais foi investigada a influência das temperaturas na obtenção do calor trocado dos componentes, potência dos compressores, no desempenho (COP) e na eficiência ( $\epsilon$ ) das instalações. Todos estes resultados foram apresentados na forma de gráficos.

A Figura 9, para o CRS e IRS, apresenta a variação das capacidades de refrigeração e das potências dos compressores em função da temperatura  $T_{E1}$  do fluido refrigerante.

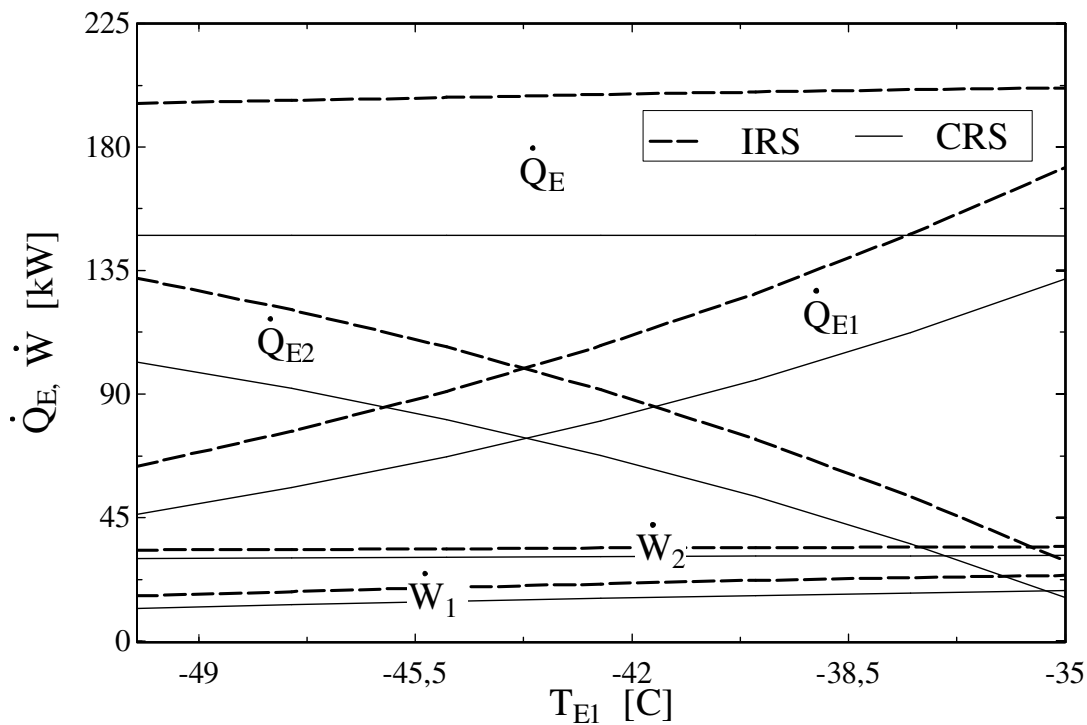


Figura 9. Variação da capacidade de refrigeração e da potência indicada dos compressores com a  $T_{E1}$ .

Observa-se que conforme varia a temperatura ( $T_{E1}$ ), tem-se como resultado, tanto para o CRS como para o IRS, as mesmas tendências na variação das taxas de calor, e das potências dos compressores. Ainda nesta comparação, pode ser observada uma significativa diferença, na taxa de calor total dos evaporadores,  $\dot{Q}_E$ , do IRS de 33% maior em relação à do CRS. Nesta simulação, o IRS apresentou uma maior movimentação de vazão mássica em seus componentes, em relação ao CRS, e por conseqüência maiores taxas de calor. Outro fator observado na Fig. 9, é que a taxa de calor total,  $\dot{Q}_E$ , se manteve

constante durante o aumento da temperatura  $T_{E1}$ , enquanto ocorria uma redução da  $\dot{Q}_{E2}$ , isto ocorre devido à redução da vazão  $\dot{m}_{21}$  e aumento de  $\dot{Q}_{E1}$ . As potências  $\dot{W}_1$  e  $\dot{W}_2$ , do IRS apresentaram um percentual maior em média de 21,45% e 9,37% respectivamente em relação às potências do CRS.

A Fig. 10 mostra a variação do desempenho (COP) e da eficiência ( $\epsilon$ ) em função: da temperatura de condensação,  $T_C$ , (Fig. 10-a); da temperatura de sucção do 2º estágio,  $T_{SUCTION}$  (Fig. 10-b); da temperatura do evaporador 1,  $T_{E1}$  (Fig. 10-c) e do evaporador 2,  $T_{E2}$  (Fig. 10-d).

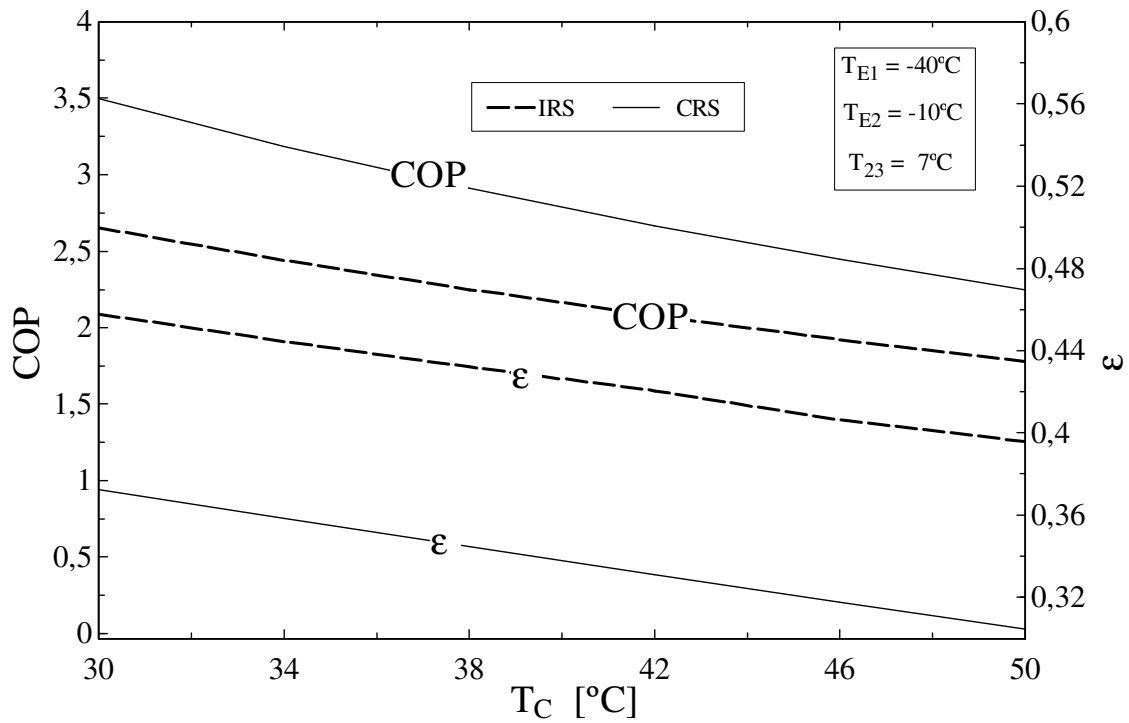
Na Fig. 10-a, observa-se que o aumento da  $T_C$  reduziu o desempenho, e a eficiência dos dois sistemas analisados. Isto se deve ao aumento da potência mecânica dos compressores e a redução da taxa de calor removida dos evaporadores. Notam-se, ainda, os valores menores do desempenho do  $COP_{IRS} < COP_{CRS}$ , onde o IRS apresentou um percentual médio de 26,62% menor em relação ao CRS, e valores maiores da eficiência ( $\epsilon_{IRS} > \epsilon_{CRS}$ ), onde o IRS apresentou um percentual médio de 26,02% maior em relação ao CRS, devido o produto (capacidade frigorífica) apresentar resultados maiores na análise exergética do IRS.

Na Fig. 10-b, observa-se que o aumento da  $T_{SUCTION}$  reduz o desempenho, e a eficiência do CRS, enquanto que no IRS aumenta o desempenho e a eficiência. Este aumento no IRS se deve a redução da taxa de calor do gerador  $\dot{Q}_G$ . Para o aumento da  $T_{SUCTION}$  do compressor 2, é diminuído o resfriamento intermediário mantido pelo sistema de absorção, ou seja, foi reduzida a taxa de calor do gerador  $\dot{Q}_G$ .

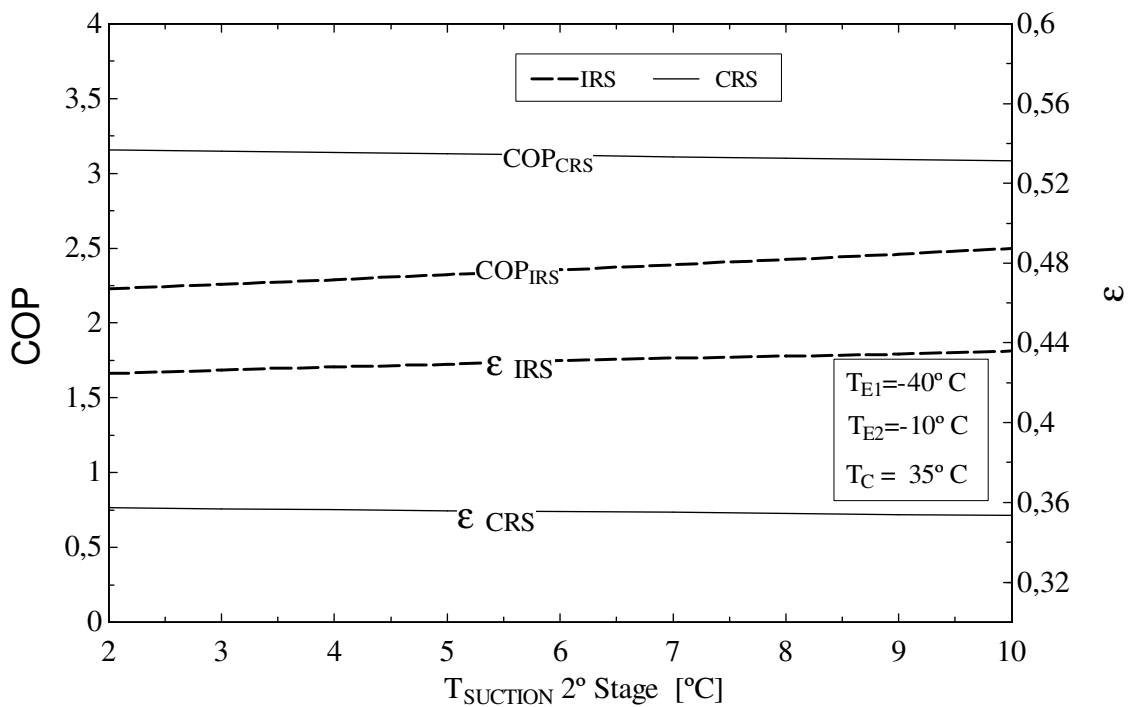
A Fig. 10-c, mostra uma redução do COP dos sistemas CRS e IRS e um aumento das eficiências  $\epsilon_{CRS}$  e  $\epsilon_{IRS}$ , à medida que aumenta a  $T_{E1}$  do evaporador 1, mantendo  $T_{E2} = -10^\circ\text{C}$ . Para os dois sistemas CRS e IRS, a potência dos compressores e o calor trocado pelos evaporadores dos dois sistemas aumentam, e como o aumento relativo dos compressores é maior ocorre uma redução no COP. Já as eficiências aumentam devido o aumento do produto (capacidade frigorífica) obtido do balanço exergético.

A Fig. 10-d, mostra que à medida que aumenta a  $T_{E2}$  do evaporador 2 ocorre um aumento do COP e da eficiência  $\epsilon_{CRS}$  e  $\epsilon_{IRS}$  dos sistemas CRS e IRS. Nestes dois sistemas a potência dos compressores e a taxa de calor total dos evaporadores aumentam, mas de forma a elevar o valor do COP. As eficiências de ambos os sistemas aumentam

devido o crescimento do produto (capacidade frigorífica) obtido do balanço exergético, mesmo ocorrendo um aumento na taxa de calor do gerador  $\dot{Q}_G$  no IRS.



(a)



(b)

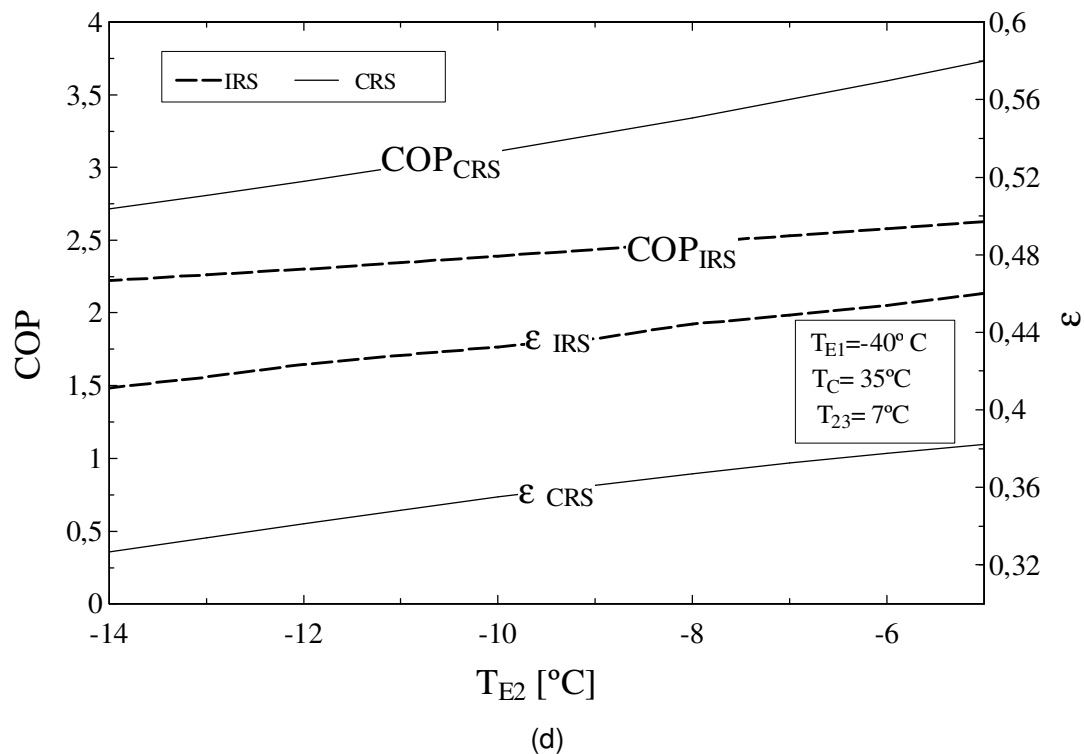
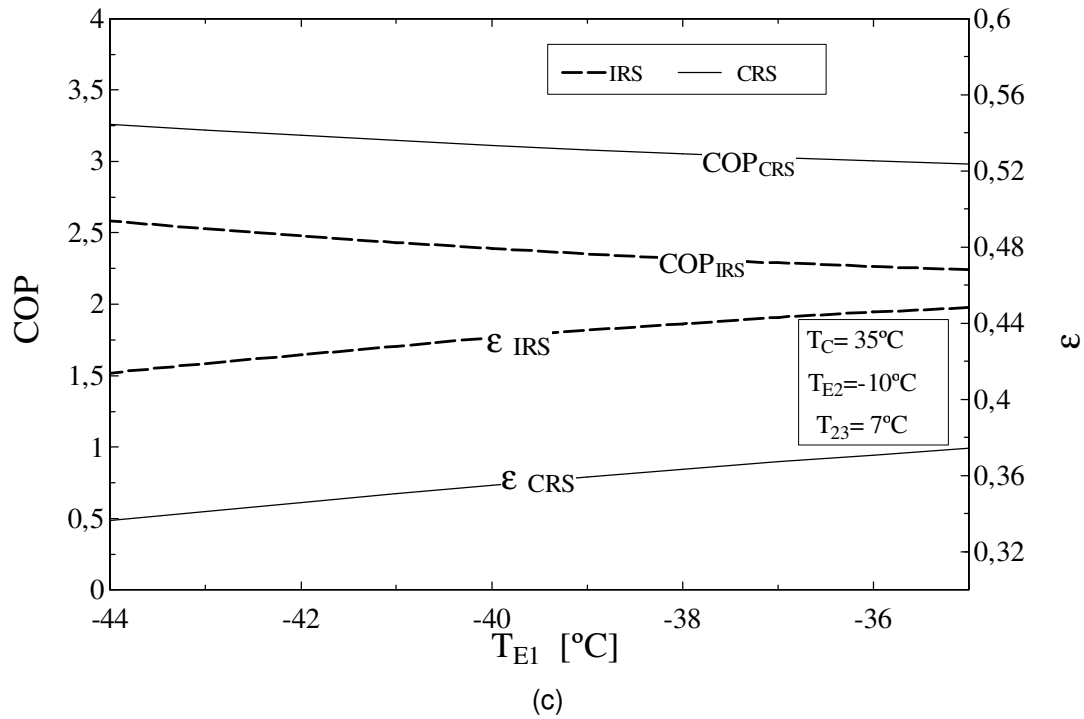


Figura. 10 - Variação do desempenho (COP) e da eficiência ( $\epsilon$ ) em função: da temperatura de condensação,  $T_C$ , (Fig. 10-a); da temperatura de sucção do 2º estágio,  $T_{\text{SUCTION}}$  (Fig. 10-b); da temperatura do evaporador 1,  $T_{E1}$  (Fig. 10-c) e do evaporador 2,  $T_{E2}$  (Fig. 10-d).



## Conclusão

Neste trabalho foi mostrada uma análise termodinâmica energética e exergética de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e de um sistema de refrigeração integrado.

Foi feita uma comparação entre os dois sistemas, onde como destaque o sistema de refrigeração integrado apresentou uma eficiência 25,7% maior em relação ao sistema de refrigeração por compressão de vapor. Este aumento na eficiência se deve ao aumento na capacidade frigorífica exergética ( $(\Delta E_{E1} + \Delta E_{E2})$ ) de 33,09 % em relação ao sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Através da simulação de várias condições operacionais foi investigada a influência das temperaturas na obtenção do calor trocado dos componentes, potência dos compressores, no desempenho (COP) e na eficiência ( $\epsilon$ ) das instalações, onde os resultados mostraram que para o sistema de refrigeração integrado valores do COP são menores dos que do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Contudo a eficiência exergética do sistema de refrigeração integrado manteve-se sempre maior do que o do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

O sistema de refrigeração integrado teve na análise energética um aumento na capacidade frigorífica de 35,42% em relação ao sistema convencional. Esta vantagem adicionada em que a energia térmica fornecida é de baixo custo torna o sistema de refrigeração integrado muito atrativo.

Estes resultados são muito importantes no contexto da otimização termodinâmica e da avaliação termoeconômica de sistemas de refrigeração, onde o decréscimo do custo operacional que será quantificado em futuro trabalho.

## Referências

- ASHRAE HANDBOOK, 2006, *Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, N.Y., p 518.
- BEJAN A., 1996. Entropy Generation Minimization, CRC Press, New York, p 362.
- BEJAN A., TSATSARONIS G., MORAN M., 1996. Thermal design and optimization, Wiley, New York, p 542.
- BEJAN A., 1988. Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley, New York, p 759.
- CABELLO, R. NAVARRO-ESBRÍ, J. LLOPIS, R. TORRILLA E., 2007. Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant, Applied Thermal Engineering 27, 167 – 176.

- GÖKTUN S., 1999. Optimal performance of an irreversible, heat engine-driven, combined vapor compression and absorption refrigerator. *Applied Energy* 62, 67 -79.
- KAIROUANI L., NEHDI E., 2006. Cooling performance and energy saving of a compression–absorption refrigeration system assisted by geothermal energy. *Applied Thermal Engineering* 26, 288 – 294.
- KAYNAKLI O., KILIC M., 2007. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 2, 599 - 607.
- KOTAS, T.J., 1995 *The exergy method of thermal plant analysis*. Great Britain: Anchor Brendon Ltd.
- MISRA, R.D., SAHOOB, P.K., GUPTAB A., 2006. Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 29, 47 – 59.
- MORAN, M. J., 1989. *Availability Analysis - A guide to efficient energy use*. New York:Asme Press.
- NIKOLAIDIS, C., PROBERT., 1998. D. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance *Applied Energy* 60, 241 -256.
- PÁTEK, J; KOMFLAR, J., 1995 Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration* Vol. 18. No. 4, 228-234.
- POHLMANN, W., 1969. *Manual de Técnica frigorífica*. Edições Omega, S.A. Barcelona. P.632

## **AVALIAÇÃO TERMoeCONômICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE COMPRESSÃO A DOIS ESTÁGIOS INTEGRADO COM UM DE ABSORÇÃO.**

### **Resumo**

Este trabalho se baseia em princípios de administração, com informações técnicas e econômicas de uma empresa frigorífica de pescado, na análise da conveniência de integrar ao sistema existente de refrigeração, por compressão de vapor, um sistema de refrigeração por absorção. Na comparação entre o sistema existente, e este integrado com um de absorção, foi aplicado uma avaliação termoeconômica para uma produção frigorífica média de 33,43 kW. O resultado rentável obtido desta avaliação indicou a viabilidade, do sistema de refrigeração integrado, com um tempo operacional de até 25,64 %, menor que o do sistema de refrigeração existente, permitindo uma liquidez expressiva do investimento inferior a cinco anos. Na avaliação, foram comparados modelos energéticos, associando exergia e o custo de operação. A maior rentabilidade do sistema integrado demonstra, em relação ao utilizado na empresa, que seu emprego contribui na redução dos custos operacionais, com conseqüentes resultados de aumento da oferta de produtos, e competitividade no mercado de frigorificados.

**Palavras chave:** exergia, compressão-absorção, termoeconomia.

### **ABSTRACT**

This work is based on the principles of administration, with technical and economic data from a frigorific fishing industry, at analyzing the convenience of integrating to the existing refrigeration system (by vapor compression) a refrigeration system by absorption. By comparing the existing system, and this one integrated with absorption, it was applied a thermodynamic evaluation for a mean frigorific output of 33.43 kW. The profitable result obtained from this evaluation indicated the feasibility of the integrated refrigeration system, with an operation time of up to 25.64 %, less than the existing refrigeration system, enabling a lower amount of time for investment return than five years. In the evaluation, they were compared the energetic model, associating energy and the operation cost. The highest profitability of integrated system shows, for the system applied in the industry, that by applying such system it contributes to lower the operations costs, with further results of increased in the product offer, and competitiveness in marketing frigorific items.

**Keywords:** exergy, compression-absorption, thermoeconomy

**Nomenclatura:**

ARS	Sistema de refrigeração por absorção
COP	Coeficiente de performance
CRS	Sistema de refrigeração por compressão
$\dot{E}_f$	Exergia de produção de frio [kW]
H	Número de horas por ano de operação. [h]
IRS	Sistema de refrigeração por integração
i	Taxa de juro anual [%]
I	Valor do investimento: $I_{CRS}$ ou $I_{ARS}$
$I_{CRS}$	Valor do investimento residual do sistema de compressão
$I_{ARS}$	Valor do investimento residual do sistema de absorção
n	Vida útil de equipamentos. [anos]
t	Fator de manutenção anual [%]

### 3.2 Introdução

O uso de sistemas combinados de absorção e de compressão na refrigeração industrial, com o aproveitamento de rejeitos térmicos, ganha cada vez mais adeptos, modificando o perfil do consumo energético no setor de frigoríficos, por apresentarem vantagens estratégicas, econômicas, sociais e ambientais. Portanto, um critério importante para uma proposta de utilização destes rejeitos, é a seleção de empresas que possuam quantidades de calor não utilizadas no processo produtivo. A metodologia mais adequada para a análise desses ciclos combinados é a termoeconomia, que estuda sistemas energéticos que precisam ser técnica e economicamente viáveis.

O modelo econômico utilizado neste trabalho baseou-se nos estudos de vários pesquisadores. Hirschfeld (1984) estudou técnicas de desenvolvimento de critérios de valorização, engenharia de sistemas, adequações moderna das relações benefícios-custos e o domínio da matemática financeira. Ele ainda examinou aplicações práticas, como substituição de equipamentos e inflação, além de dar explicações detalhadas sobre

métodos de depreciação. Bejan et al. (1996) estudaram a utilização dos fundamentos da exergia e sua aplicação na análise de sistemas térmicos e termoeconômicos. Estes mostraram, ainda, como as variáveis relativas à exergia, podem ser usadas na minimização do custo de um sistema térmico, por exemplo a eficiência exergética, custos, capital investido, operação e manutenção de sistemas térmicos. Erlach et al. (1999) ao ligar a termodinâmica e a economia, consideraram a termoeconomia como uma nova ciência, ferramentas para a solução de problemas energéticos complexos, os quais dificilmente poderiam ser resolvidos usando a análise energética convencional baseada na Primeira Lei da Termodinâmica. Dentre os problemas resolvidos pode-se destacar, por exemplo, a atribuição racional de custos aos produtos de uma planta energética ou a otimização operacional de um sistema. Souza et al. (2004) apresentaram uma análise técnica e econômica de uma unidade piloto de refrigeração composta por um sistema de compressão e por um sistema de absorção água/amônia que utiliza gás natural como fonte de energia. Eles apresentaram planilhas de fluxos de caixa contendo despesas e receitas, montadas para determinar indicadores econômicos de rentabilidade e liquidez, o valor presente líquido (VPL), a taxa de retorno e o tempo de retorno do investimento. Pellegrini et al. (2005) apresentaram a termoeconomia como um método de atribuição de custos para sistemas energéticos. Basearam-se na idéia de que a exergia é a única forma racional de atribuição de custos aos fluxos (produtos) de um sistema energético. Um estudo de cálculo é apresentado de forma a exemplificar a aplicação da metodologia. Misra et al. (2006) aplicaram o conceito de termoeconomia na otimização de sistemas de refrigeração água/amônia, dirigido à minimização dos custos de produção. A metodologia na obtenção das propriedades termodinâmicas como, por exemplo, a exergia química da mistura água/amônia.

O objetivo deste trabalho é avaliar a conveniência termoeconômica de integrar ao sistema existente de refrigeração, por compressão de vapor de uma empresa, um sistema de refrigeração por absorção.

### **3.2.1 Sistema de Refrigeração Integrado (IRS)**

A medida adotada, quando a diferença for muito elevada entre as temperaturas da fonte quente e da fonte fria do ciclo de refrigeração, é a compressão por estágios. Esta permite, por meio de um resfriamento intermediário, reduzir o trabalho de compressão e ter como resultado um aumento no rendimento frigorífico da instalação (ASHRAE, 2006). Este procedimento ocorre em geral por injeção de líquido entre os estágios, onde parte do fluido refrigerante, que poderia estar sendo aproveitado para o aumento da capacidade frigorífica,

é utilizada para dessuperaquecer a vazão mássica descarregada pelo compressor do primeiro estágio (Stoecker, 1998).

A alternativa para este resfriamento intermediário mostrado na Fig. 11 é o emprego de água fria em circuito fechado utilizando um sistema de refrigeração por absorção amônia-água integrada com o de compressão, denominado Sistema de Refrigeração Integrado (IRS).

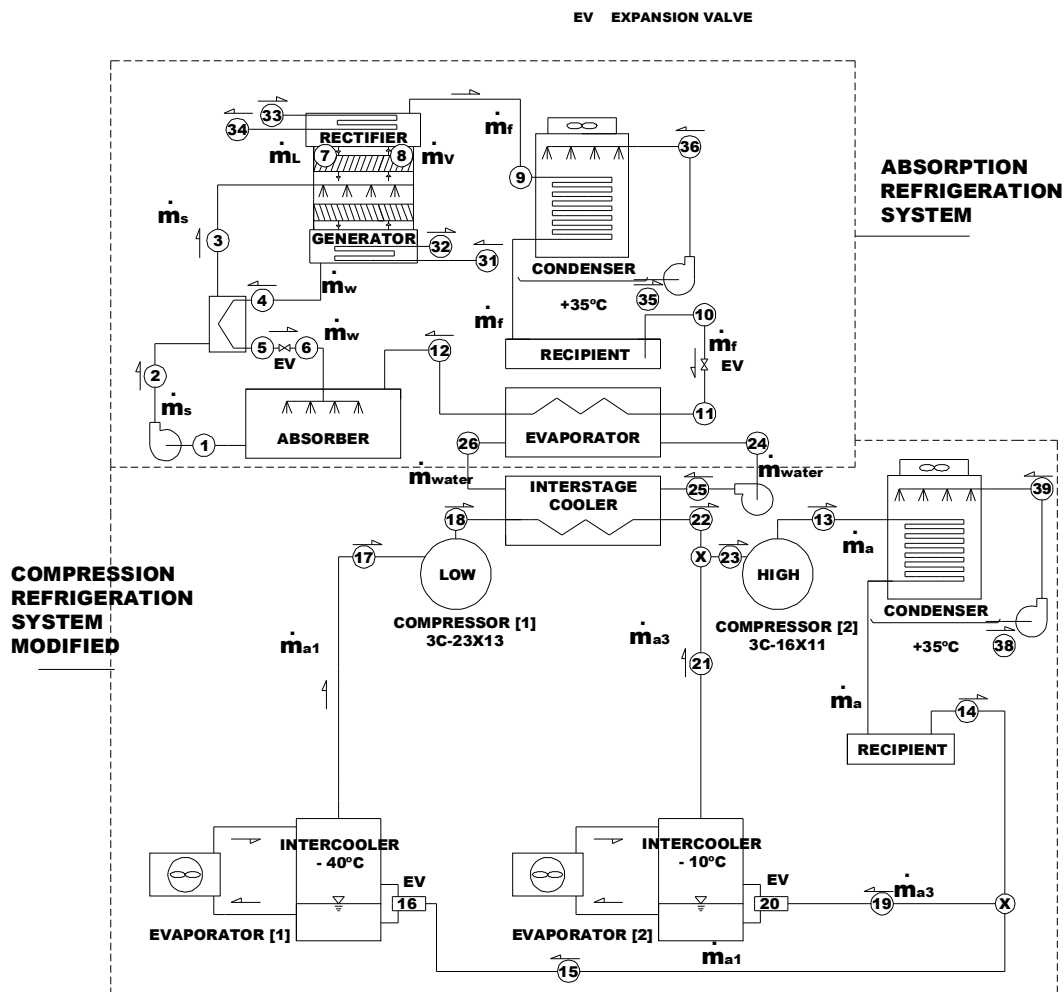


Figura 11 - Esquema do sistema de refrigeração integrado (IRS)

Um pré-requisito da avaliação termoeconômica é o resultado das análises energéticas e exergéticas dos sistemas envolvidos. As tabelas 8 e 9 apresentaram os parâmetros considerados na avaliação termoeconômica dos sistemas de refrigeração existente (CRS) e do integrado (IRS) respectivamente. Os valores exergéticos e da potência elétrica fornecida para motores foram obtidos anteriormente por Corrêa et al. (2008).

Tabela 8 - Parâmetros considerados na análise termoeconômica do CRS

Vida útil de equipamentos. (n), anos	10
*Taxa de juro anual (i), % a.a.	10
**Fator de manutenção ( $t_{SRC}$ ),% a.a.	20
Número de horas de operação (H), h	7300
Exergia de produção de frio ( $\dot{E}_f$ ), kW	33,43
Potência correspondente aos motores elétricos ( $\sum \dot{W}_e$ ),kW	94,18
Valor da tarifa elétrica $C_{tarifa}$ , U\$ / kWh	0,123

Fonte: \* BNDES, 2008, \*\* Moubray,J.,1996 e ABNT,1994.

Tabela 9 - Parâmetros considerados na análise termoeconômica do IRS

Vida útil de equipamentos. (n), anos	10
* Taxa de juro anual (i), % a.a.	10
** Fator de manutenção ( $t_{SRC}$ ),% a.a.	20
** Fator de manutenção ( $t_{SRA}$ ),% a.a.	3
Número de horas de operação (H), h/ano	7300
Exergia de produção de frio ( $\dot{E}_f$ ),kW	44,956
Potência correspondente aos motores elétricos ( $\sum \dot{W}_e$ ),kW	94,18
Exergia correspondente ao gerador ( $\dot{E}_G$ ),kW	5,787
Valor da tarifa elétrica $C_{tarifa}$ , U\$/ kWh	0,123

Fonte: \* BNDES, 2008, \*\* Moubray, J. 1996 e ABNT, 1994.

### 3.2.2 Análise econômica do sistema de refrigeração

Na obtenção do custo médio de produção foram utilizadas as considerações empregadas por Bejan (1996), como:

- 1) A estimativa total do investimento;
- 2) A determinação econômica e financeira;
- 3) O custo médio operacional da produção frigorífica;
- 4) O retorno do investimento a taxas de atratividade.

### 3.2.3 Estimativa total do investimento

Na estimativa do total do investimento na adição do ARS foi estabelecido um módulo Fig.12, amplamente utilizado, levando em conta os custos diretos e indiretos.

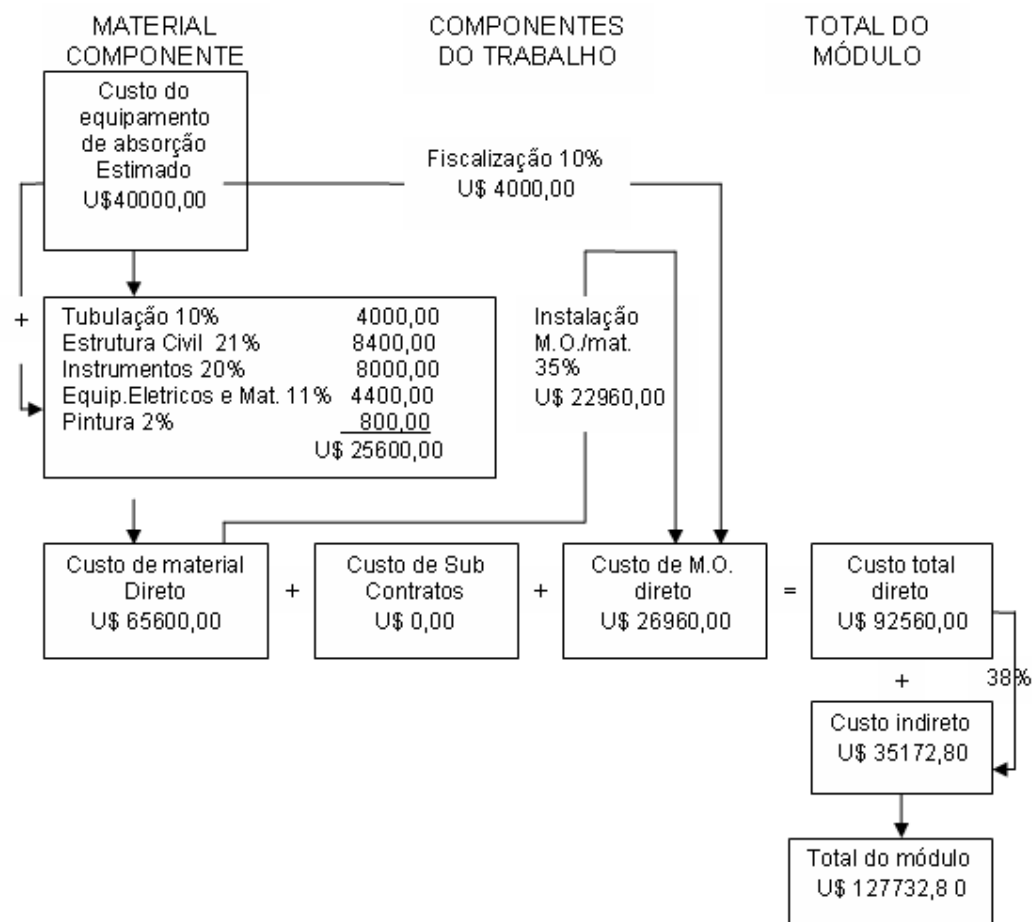


Figura 12 - Representação esquematizada do módulo da estimativa total do investimento.

Neste módulo foi utilizado, por cotação, o valor do equipamento de Absorção amônia-água com capacidade frigorífica de 50 kW, enquanto que os demais valores foram estimados, por representação percentual aplicada aos componentes que integram o custo total. Os valores dos índices percentuais que foram aplicados a cada bloco que compõe o módulo, representam em média os custos diretos e indiretos e foram baseados em um método estimativo utilizado por Bejan et al. (1996). O custo direto compreende equipamentos, materiais, documentação e mão de obra direta de execução. Enquanto que



o custo indireto envolve fretes, impostos e honorários, requeridos para a conclusão do projeto.

O total do capital investido para a adição de um sistema de refrigeração por absorção e do resfriador intermediário resfriado a água para compor o IRS, é igual a U\$ 127 732,80.

### 3.2.4 Determinação econômica e financeira.

Quando utilizamos equipamentos, aparecem diversas alternativas em que defrontamos os custos dos equipamentos com suas vidas úteis, os valores residuais por ocasião das vendas e as despesas anuais com mão-de-obra, energia, manutenção (Hirschfeld, 1984).

O sistema de refrigeração integrado é composto de um sistema convencional de compressão já existente na indústria pesqueira, somado aos equipamentos novos com um custo estimado na Fig. 12.

A parcela já existente de equipamentos frigoríficos do CRS conforme balanço patrimonial/2007 possui um valor residual ( $I_{CRS}$ ) de U\$ 20 000,82 como pode ser observado na tabela10:

Tabela 10 - Valores imobilizados

Conta	Custo Corrigido (U\$)	Depreciação Acumulada (U\$)	Valor Residual (U\$)	Taxa Anual (%)
Equip. Frigoríficos	119 195,90	99 195,08	20 000,82	10

Fonte: Jornal Agora /2008 - Brasil

Valores estes no imobilizado das contas do Ativo Permanente, demonstradas ao custo de aquisição, corrigida monetariamente até 1995. Todas as contas do imobilizado apresentadas no balanço foram deduzidas por depreciações calculadas a taxas que levam em conta a vida útil estimada dos bens e admitida pela legislação fiscal. As depreciações do ano de 2007 não foram realizadas, em vista que desde 1996, o ativo imobilizado não foi mais corrigido em função de proibição legal existente no Brasil.

Na verificação da conveniência da utilização do IRS foram feitas as seguintes considerações principais [Hirschfeld, 1984]:

1. A vida de serviço considerada na análise terá a duração da vida útil remanescente do equipamento existente (10 anos).
2. Não serão considerados insumos passados.

3. Nos dois sistemas serão considerados os valores residuais de revenda.

A taxa máxima de depreciação anual aceita pelo Fisco Federal para equipamentos e máquinas é de 10% ao ano. No caso do IRS será considerada a depreciação do equipamento existente (CRS) obtido da Tabela10, acrescido da depreciação do equipamento novo (ARS) obtido pelo método de Matheson (depreciação por percentagem constante). A tabela 11 apresenta uma escala com o tempo da depreciação do ARS, estimado na Fig. 12.

Note que o valor do investimento residual do  $I_{IRS}$  é a soma do valor depreciado, isto é U\$ 20 000,82 + U\$ 44 537,46 = U\$ 64 538,28.

Os Resultados Operacionais estão relacionados aos custos industriais exergéticos, com a preocupação de prover informações com relação à tomada de decisões operacionais.

Tabela 11 - Método de depreciação por percentagem constante

Ano	Depreciação	% real	Valor do bem depreciado (U\$)
0			127732,20
1	12773,22	10,00%	114958,98
2	11495,90	9,00%	103463,08
3	10346,31	8,10%	93116,77
4	9311,68	7,29%	83805,10
5	8380,51	6,56%	75424,59
6	7542,46	5,90%	67882,13
7	6788,21	5,31%	61093,92
8	6109,39	4,78%	54984,52
9	5498,45	4,30%	49486,07
10	4948,61	3,87%	44537,46

### 3.2.5 Determinação do custo médio operacional da produção frigorífica

Critérios econômicos foram avaliados para permitir a alternativa de mudança do sistema convencional, para o Sistema de Refrigeração Integrado. A análise será realizada comparando os sistemas, utilizando os parâmetros das Tabelas 3.2.1 e 3.2.2 e obtendo, assim, um custo exergético de produção frigorífica, onde o fluxo de caixa (entradas e saídas em [U\$/kWh]) estará dividido em partes:

1) para o sistema de refrigeração convencional o balanço de custo se resume:

$$C_{\text{CRS}} = C_i + C_{\text{el}} \quad [\text{U\$/kWh}] \quad (1)$$

onde:

$C_{\text{CRS}}$  = Custo médio de produção de frio no sistema de compressão atual CRS;

$C_i$  = Custo de manutenção do investimento;

$C_{\text{el}}$  = Custo do insumo energético eletricidade.

2) para o sistema de refrigeração integrado o balanço o custo se resume:

$$C_{\text{IRS}} = C_i + C_q + C_{\text{el}} \quad [\text{U\$/kWh}] \quad (2)$$

onde:

$C_{\text{IRS}}$  = Custo médio de produção de frio no sistema integrado IRS proposto;

$C_q$  = Custo do insumo energético no fornecimento de calor ao expulsor.

Os custos são avaliados, utilizando a exergia ( $\dot{E}$ ) como base racional para a estimativa de custos, fornecendo os valores termodinâmicos de calor, trabalho e outras interações entre um sistema e suas vizinhanças.

O custo de manutenção do investimento é calculado pela seguinte expressão:

$$C_i = \frac{I.f.t}{H.E_f} \quad [\text{U\$/kWh}] \quad (3)$$

onde I é o valor do Investimento, t é o fator de manutenção anual e H é o número de horas por ano de operação.

O fator de recuperação de capital “f” é definido como:

$$f = \left[ \frac{(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} \right] \quad [1/\text{ano}] \quad (4)$$

No fator de manutenção “t” que aparece na Eq. (3) foi levado em conta o estado do equipamento para uma vida inferior à Vida de Serviço. Para efeito de análise do CRS a apreciação será realizada como se os equipamentos fossem adquiridos no dia de hoje pelo valor residual de revenda, continuando iguais a todos os outros insumos no equipamento originalmente existente.

Para o CRS foi considerado  $t_{\text{CRS}} = 20\%$  anual sobre o seu valor residual. E para o IRS foram considerados dois fatores de manutenção, sendo um relativo a parcela do valor residual do CRS de  $t_{\text{CRS}} = 20\%$  anual sobre o seu valor residual e um outro fator relativo ao ARS que foi considerado de  $t_{\text{ARS}} = 3\%$  anual sobre o seu valor residual, por possuir menor

desgaste por parte deste tipo de equipamento.

Custo do insumo energético no fornecimento de calor ao expulsor

$$C_q = \frac{C_b \cdot \dot{E}_G}{\dot{E}_f} \text{ [U\$/kWh]} \quad (5)$$

onde: A função exergética  $\dot{E}_G$  é o calor fornecido ao gerador, a função exergética  $\dot{E}_f$  é a produção de frio, e  $C_b$  é o custo do vapor de água por kWh deste calor fornecido.

O custo por tonelada de vapor de água saturado obtido por hora de caldeiras que utilizam óleo BPF como combustível, incluindo o tratamento da água é em média de U\$ 22,40 tomando, como base a indústria no município de Rio Grande. Em uma operação de pressão 1200 kPa, o custo do vapor utilizado por  $\dot{E}_f$  (IRS) é apresentado na Tabela 12.

Tabela 12 - Custo do vapor da caldeira

Calor fornecido $\dot{E}_G$ [kW]	Calor latente $\Delta h$ [kJ/kg]	Vazão $\dot{m}$ [kg/h]	Custo do vapor [U\$/h]	Custo do vapor/ $\dot{E}_f$ ( $C_b$ ) [U\$/kWh]
5,474 kW	2383	8,742426	0,185239	0,00412

Serão atribuídos valores de  $C_b$  no intervalo entre U\$ 0,0 e U\$ 0,11 /kWh para o custo vapor de água. O valor zero é atribuído quando o vapor for considerado como rejeito energético, ou seja a situação atual, onde todo o custo do vapor fica contabilizado para a fábrica de farinha de peixe. O valor atribuído de U\$ 0,11/kWh apresenta-se como uma hipótese ampla de utilização de alguma outra fonte térmica de maior valor.

Custo do insumo energético eletricidade

$$C_{el} = \frac{(\sum \dot{W}_e) \cdot C_{tarifa}}{\dot{E}_f} \text{ [U\$/kWh]} \quad (6)$$

onde o  $(\sum \dot{W}_e)$  representa a soma das potências elétricas dos motores; no Sistema de refrigeração integrado (IRS) ele é a soma da potência dos motores utilizados nos dois sistemas (absorção-compressão).

O custo médio no ano de 2006 da tarifa de energia elétrica ( $C_{tarifa}$ ) à Indústria de Pescado foi de U\$ 0,123 por kWh, de acordo com a concessionária CEEE - Companhia Estadual de energia Elétrica - RS-Brasil.

A capacidade frigorífica  $\dot{E}_f$  do sistema (IRS) é aumentada na proporção do acréscimo da vazão mássica economizada devido ao resfriamento intermediário realizado por água fria, com conseqüente aumento da eficácia e redução do custo operacional.

### 3.2.6 Retorno do investimento a taxas de atratividade.

O prazo de retorno é o espaço de tempo necessário para que os Benefícios B advindos de um investimento possam cobrir seus Custos C, considerados a uma adequada taxa de juros, ou seja, quando  $C - B = 0$ . Para uma melhor compreensão utilizaremos uma representação gráfica que permite visualizar as posições econômicas ao longo do tempo denominado Fluxo de Caixa.

Consideremos um fluxo de caixa em que o Benefício ou Receita é a economia do Custo de Produção Frigorífica durante o prazo de retorno  $n'$ , onde a economia é a diferença entre o custo de Produção Frigorífica do CRS e do IRS. A Fig. 13 é a representação gráfica do fluxo de caixa na obtenção do prazo de retorno.

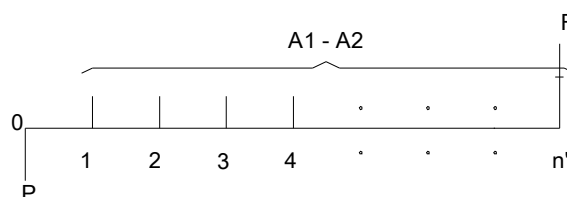


Figura 13 - Fluxo de Caixa na obtenção do prazo de retorno

Convenções adotadas no diagrama do Fluxo de Caixa:

1. O eixo horizontal representa o tempo a partir de um instante considerado inicial até um instante considerado final do prazo em questão.
2. Os segmentos positivos, isto é, do eixo horizontal para cima, representam: a economia (A1-A2) e o Valor Residual (F) do ARS.
3. O segmento negativo, isto é, do eixo horizontal para baixo, representa o valor do investimento (P) do ARS.

Analisando pelo Método do Prazo de Retorno do Investimento, em função do Valor Presente Líquido (VPL) e avaliando-se o valor da venda residual para o instante  $n'$  considerado, verificaremos se devemos investir no IRS. Neste caso, teremos (Hirschfeld, 1984):

$$VPL = -P + (A1 - A2)(P/A, i\%, n') + F(P/F, i\%, n') = 0 \quad (7)$$

O valor de  $n'$  é calculado: Iterativamente de forma que a eq. (7) seja satisfeita. Se  $n'$  (prazo de retorno do investimento) for menor que  $n$  (vida de serviço do bem investido), o bem deve ser adquirido. O porte dos investimentos necessários de U\$ 127 732,20 e a

condição econômica da empresa, leva a considerar que um prazo de retorno de 10 anos pode ser considerado adequado a função do processo produtivo envolvido.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO.

Os resultados do balanço de custo para o CRS, relacionados a produção frigorífica, aplicando as Eqs. (3, 5 e 1) são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados do balanço de custo para o CRS

$C_i$ [U\$/kWh]	$C_{el}$ [U\$/kWh]	$C_{CRS}$ [U\$/kWh]
0,002668	0,346519	0,349187

Os resultados do balanço de custo para o SRI, relacionados a produção frigorífica, aplicando as Eqs. (3, 4, 5 e 2) são apresentados na Tabela 14 para  $0 \leq C_b \leq 0,11$ .

Tabela 14 - Resultados do balanço de Custo para o IRS

$C_i$ [U\$/kWh]	$C_{el}$ [U\$/kWh]	$C_b$ [U\$/kWh]	$C_q$ [U\$/kWh]	$C_{IRS}$ [U\$/kWh]
0,002646	0,257677	0	0	0,260323
0,002646	0,257677	0,01	0,0012873	0,26161
0,002646	0,257677	0,02	0,0025745	0,262898
0,002646	0,257677	0,03	0,0038618	0,264185
0,002646	0,257677	0,04	0,005149	0,265472
0,002646	0,257677	0,05	0,0064363	0,266759
0,002646	0,257677	0,06	0,0077236	0,268047
0,002646	0,257677	0,07	0,0090108	0,269334
0,002646	0,257677	0,08	0,0102981	0,270621
0,002646	0,257677	0,09	0,0115853	0,271908
0,002646	0,257677	0,10	0,0128726	0,273196
0,002646	0,257677	0,11	0,0141598	0,274483

A Figura 14 apresenta a variação do Custo Operacional do CRS e do IRS em função do custo do vapor de água da caldeira.

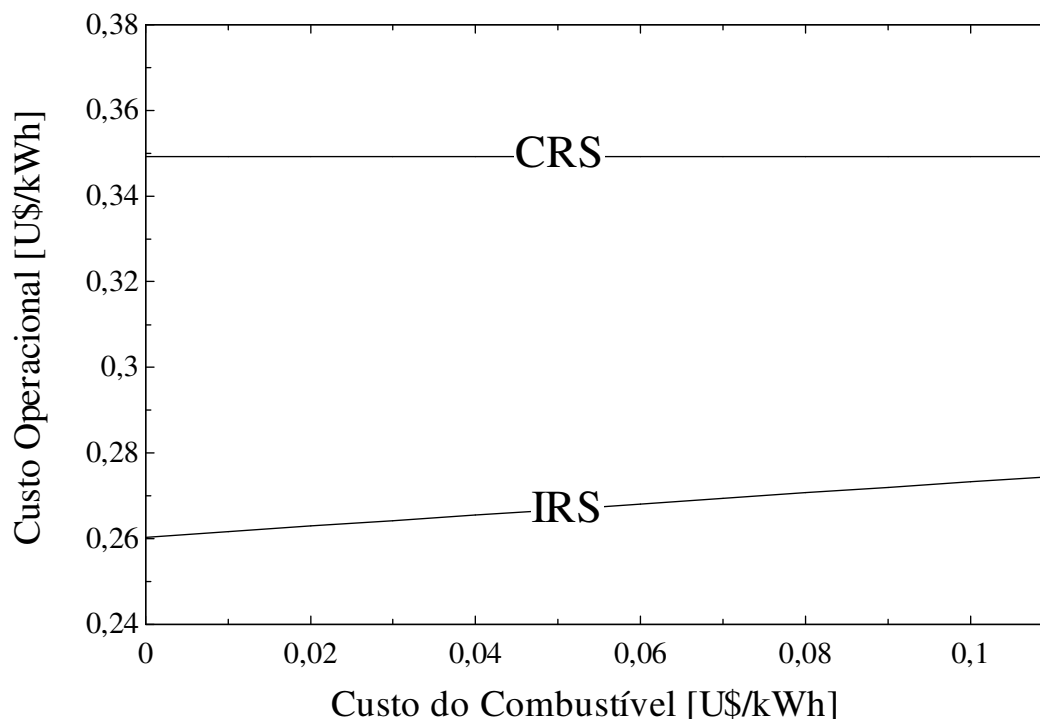


Figura 14 - Custo operacional do CRS e do IRS em função do  $C_b$ .

Podemos observar que o custo médio do CRS é constante e vale 0,349187 [U\$/kWh] obtido pela Eq. (1), e conforme esperado o custo médio do IRS cresce com o aumento do termo correspondente ao Custo de Insumo de Energia Calorífica ( $C_q$ ).

Para uma produção frigorífica de 33,43 kW, conforme Tabela 6 para o CRS, o custo médio anual operacional obtido é de U\$ 0,349187 /h para cada kW de produção frigorífica. Considerando 7300 horas de operação (correspondente a 83,3% do número de horas de um ano), o valor do custo médio operacional anual do é apresentado na Tabela 15.

Tabela 15 - Custo médio operacional anual do CRS

$C_{CRS}$ [U\$/kWh]	H (horas)	$\dot{E}_f$ [kW]	Custo médio A1 [U\$]
0,349187	7300 h	33,43	85215,25*

\*Valor de A1 do fluxo de caixa apresentado na Figura 3.3

O custo médio anual operacional de produção de frio, conforme tabela 16 para o IRS, varia com o custo do insumo de energia calorífica, variando de U\$ 0,26 /kWh a U\$ 0,274 /kWh, conforme os valores atribuídos a  $C_b$ , que estão no intervalo de U\$ 0,00 a U\$ 0,11. Estes valores calculados do custo médio foram baseados em uma produção frigorífica

de 44,956 kW obtidos com a integração do subsistema de absorção, operando nas mesmas 7300 horas. Entende-se assim que o IRS deva operar um menor número de horas ao ano para produzir a necessária produção frigorífica executada pelo CRS (de 33,43 kW). O número de horas necessárias de operação para o IRS corresponde 5428 horas (25,64% menor que o CRS), obtido pelo critério da proporcionalidade entre as produções frigoríficas entre os dois sistemas. Portanto, para 1 ano de 5428 horas de operação com uma potência frigorífica de 44,956 kW, e utilizando de igual metodologia na obtenção do custo médio anual operacional A1 da Tabela 15, obtemos na Tabela 16 a variação de produção de frio A2 (U\$/ano).

Tabela 16 - Custo médio operacional anual do IRS

Cb	H (horas)	$C_{IRS}$ [U\$/kWh]	$\dot{E}_f$ [kW]	Custo médio A2 [U\$]
0	5428	0,260323	44,956	63524,32
0,01	5428	0,26161	44,956	63838,44
0,02	5428	0,262898	44,956	64152,56
0,03	5428	0,264185	44,956	64466,68
0,04	5428	0,265472	44,956	64780,8
0,05	5428	0,266759	44,956	65094,91
0,06	5428	0,268047	44,956	65409,03
0,07	5428	0,269334	44,956	65723,15
0,08	5428	0,270621	44,956	66037,27
0,09	5428	0,271908	44,956	66351,39
0,1	5428	0,273196	44,956	66665,51
0,11	5428	0,274483	44,956	66979,62

\*Valor de A2 do fluxo de caixa apresentado na Figura 13

A diferença A1- A2 quando positiva correspondente a economia operacional ao utilizar o IRS em vez do CRS.

Os parâmetros considerados no cálculo do prazo de retorno do investimento em função do valor presente líquido, utilizando a Eq. (7) da análise termoeconômica do IRS são apresentados na Tabela 17. No cálculo do menor prazo de retorno foi utilizado custo médio A2 de U\$ 63588,50, condição onde  $C_b = 0$ , devido ao aproveitamento no sistema integrado



de uma parcela de energia térmica rejeitada da fabricação de farinha de peixe, existente na indústria frigorífica de pescado.

Tabela 17 - Parâmetros considerados no cálculo do prazo de retorno

Custo de aquisição valor presente (P)	U\$ 178 825,92
Valor residual da aquisição (F) correspondente n anos	Tabela 3
Taxa mínima de atratividade de juro anual (i)	10%
Custo anual operacional na produção do frio A1 do CRS	U\$ 85215,25
Custo anual operacional na produção do frio A2 do IRS	U\$ 63588,50

Aplicando a Eq. (7), onde  $P/A = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}$  e  $P/F = \frac{1}{(1+i)^n}$

1º estimativa para n=10 (tempo de vida útil do equipamento) tem:  $P/A = 6,145$ ,  $P/F = 0,3855$  e o valor residual de  $F = U\$ 44 537,46$  são os valores do equipamento depreciado para 10 anos (Tabela 11). O valor presente líquido  $VPL = U\$ 22 727,73$  é positivo e indica a viabilidade do investimento. Devemos, então, estimar um número menor de anos, para que  $VPL$  seja igual à zero, para determinar o tempo de retorno do investimento.

2º estimativa para n=5 temos:  $P/A = 3,791$ ,  $P/F = 0,6209$  e o valor residual de  $F = U\$ 75 424,59$  (valor do equipamento depreciado para 5 anos). O valor presente líquido apresenta resultado positivo,  $VPL = U\$ 1329,229$  aproximando-se de zero, indica que o número de anos para que ocorra o retorno é inferior a 5 anos.

3º estimativa para n=4 temos:  $P/A = 3,170$ ,  $P/F = 0,6830$  e o valor residual de  $F = U\$ 83 805,10$  depreciado para 4 anos, apresentam  $VPL = -U\$ 1 733,08$ . O valor negativo indica que o tempo de retorno do investimento é superior a 4 anos. Interpolando entre 5 e 4 anos para que  $VPL = 0$  temos um Prazo de Retorno  $n = 4,56$  anos.

Isto significa que os Custos do Investimento a 10% a.a., com o Valor Residual dado, serão cobertos após 4,56 anos de uso, menor que os 10 anos de sua vida útil. Este prazo de retorno de 4,56 anos foi obtido para um custo de combustível ( $C_b$ ) de  $U\$ 0,00/kWh$ .

Podemos observar pela Tabela 16 que o Custo Médio Operacional A2 tem relação direta com o custo do combustível. Portanto quanto maior for o preço do combustível, maior será o prazo de retorno do investimento. A Fig. 15 apresenta a Curva de Sensibilidade do Prazo de Retorno do Investimento, considerando a variação do preço do combustível.

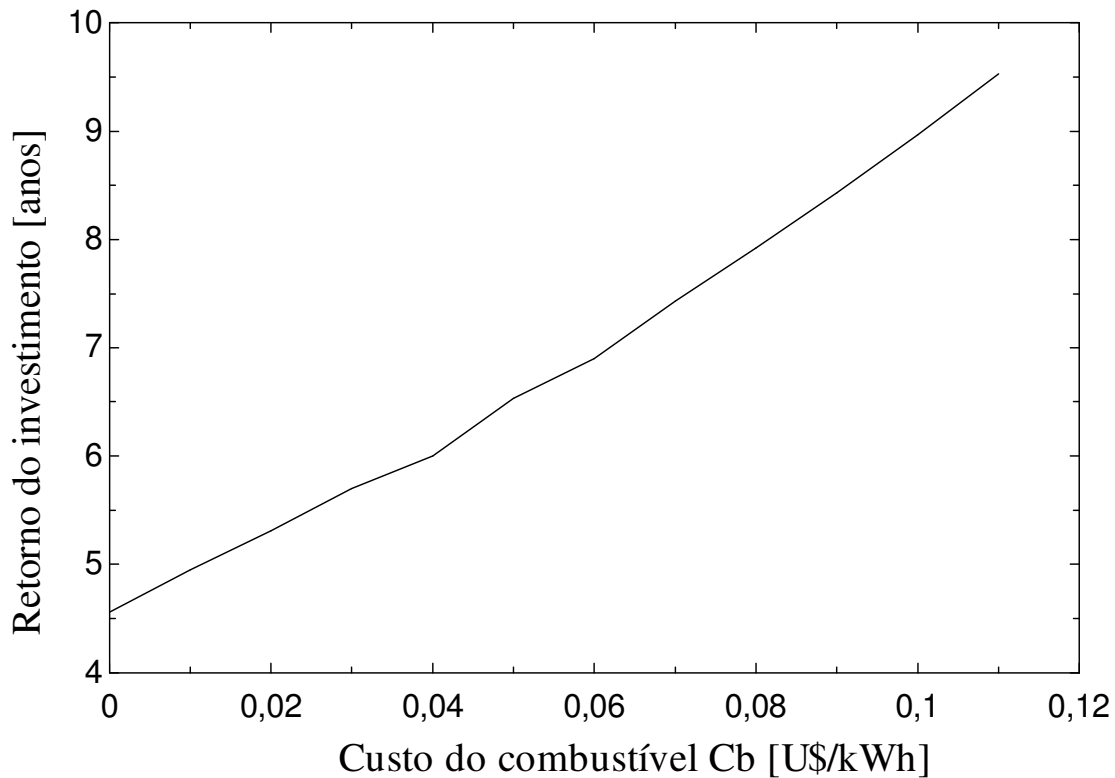


Figura 15 - Curva de Sensibilidade do Prazo de Retorno do Investimento.

Podemos observar que a viabilidade econômica da instalação do IRS apresenta uma situação favorável mesmo na hipótese de alteração do preço do combustível.

### Conclusão

A utilização, do Sistema Integrado de Refrigeração (IRS), quando comparado ao Sistema de Refrigeração por Compressão (CRS) apresenta a vantagem da alta eficiência. O desempenho superior deste processo combinado de uso da energia elétrica e calor deve-se ao aproveitamento da parcela térmica rejeitada durante o funcionamento do gerador. Portanto um critério importante para que se possa ser implementado é a seleção de uma empresa que possua uma parcela de calor não aproveitada no processo produtivo.

Os resultados obtidos indicaram a viabilidade do sistema de refrigeração integrado, pois ele é mais rentável, apresenta um custo médio anual operacional de até 25,64 % menor que o do sistema de refrigeração existente, e permite um prazo do retorno do investimento de 4,6 anos quando o custo do combustível for zero. A sensível redução dos Custos Operacionais, aliada ao aumento da Capacidade Frigorífica proporcionado pela integração dos sistemas compressão-absorção, permite maior competitividade de preços no mercado de produtos frigorificados.

## Referências

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1994. Rio de Janeiro. *NBR5462, Confiabilidade e manutenibilidade - terminologia*. Rio de Janeiro, 37p.
- ASHRAE Handbook, 2006 *System Practices for Ammonia Refrigerant*. ASHRAE Refrigeration System and Applications, Atlanta, Ga.
- BEJAN A., TSATSARONIS G., MORAN M., 1996, *Thermal design and optimization*, Wiley, New York.
- BEJAN A., 1988, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York.
- BEJAN A., JONES J. A., 1995, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York.
- BNDES, Banco do Desenvolvimento de Todos os Brasileiros, 2008. <http://www.bndes.gov.br/linhas/finame.asp>. Acessado em agosto/2008.
- ERLACH, B., SERRA, L., VALERO, A., 1999. Structural theory as standard for thermoeconomics. *Energy Conversion and Management*, Vol 40, 1627 – 1649.
- HESS G., MARQUES J.L., PAES L.C., PUCCINI A., 1992, *Engenharia econômica* 21<sup>a</sup> ed., Bertrand Brasil S.A. São Paulo, P 265.
- HIRSCHFELD H., 1984, *Engenharia econômica*. 3. ed., Atlas, São Paulo, p 190.
- MISRAA, R.D., SAHOOB, P.K., GUPTAB A., 2006, Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 29, pp. 47 – 59.
- PELLEGRINI L.F., COSTA R.P., OLIVEIRA, S., 2005. A atribuição de custos em sistemas energéticos: A termoeconomia como base de cálculo. XXV Encontro Nacional de Engenharia de Produção ANEGEP. Porto Alegre, RS.
- STOECKER, W.F., 1998, *Industrial refrigeration handbook*. McGraw-Hill, New York, P 481.
- SOUZA M. R., MENEZES J.O., MARTINS J.W.M., JESUS M.F., CARNELOSSI M.A. G., SILVA F.G., 2004, Análise técnica e econômica da unidade piloto de refrigeração no armazenamento de cebolas. *Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais*, Campina Grande, v.6. n 2. 165 – 170. ISSN 1517-8595.

## DETERMINAÇÃO DO PERFIL DA TEMPERATURA MÉDIA NO CONGELAMENTO DE CASTANHA (*Umbrina canosai*)

### Resumo

O objetivo deste trabalho foi a determinação do perfil da temperatura média no congelamento da castanha (*Umbrina canosai*), e sua aplicação no cálculo da variação da taxa de calor removida. A resolução foi baseada no balanço térmico, considerando a temperatura média obtida da solução da equação da condução de calor, tridimensional. Na solução analítica desta equação foi utilizada a técnica de separação de variáveis e da combinação das soluções unidirecionais aplicadas ao paralelepípedo. A taxa de calor removida foi determinada de duas maneiras: primeiro, através do produto da massa da castanha pelas variações das entalpias inicial e final, considerando o perfil da temperatura média volumétrica com o tempo; segundo, pela taxa de calor transferida na superfície da castanha. Os resultados comparados apresentaram um ajuste de 100%, o que permitiu considerar a confiabilidade do uso do modelo do perfil da temperatura média volumétrica. A curva do congelamento obtida no centro da amostra da castanha comparado com o modelo experimental indicou 6,37% de concordância a  $-18,2^{\circ}\text{C}$  (condição final experimental). Todos os perfis de temperaturas, simulados no congelamento da castanha (centro, superfícies e temperatura média volumétrica), apresentaram a mesma tendência da curva do congelamento experimental.

Palavras-chave: Pescado, modelagem, taxa de calor dos alimentos.

### Abstract

The objective of this work was to determinate the medium profile temperature in the freezing of Argentine croaker (*Umbrina canosai*), and her application on calculation of the variation of the heating rate removed. The resolution was based on the thermal balance, considering the medium temperature obtained solving the heat transport equation, three-dimensional. In the analytical solution of this equation, the technique of variables separation and the combination of the unidirected solutions applied to the parallelepiped. The heating rate removed was determined by two ways: first, through to the product of the Argentine croaker mass for the variation of the initial and final enthalpy, considering the volumetric medium temperature profile with the time; second, for the heating rate transferred in the surface of Argentine croaker. The compared results presented an adjustment of 100%, that

allowed consider the reliability to use the profile model of the volumetric medium temperature. The freezing curve obtained in the middle of sample of Argentine croaker, when compared with experimental model indicated 6.37% of concordance to  $-18,2^{\circ}\text{C}$  (experimental final condition). All the profiles of temperature, simulated in the Argentine croaker freezing (middle, surface and volumetric medium temperature), showed the same tendency of the experimental freezing curve.

**Keywords:** Fish, modeling, freezing, medium temperature profile, food heating rate.

### Nomenclatura

A	Área ( $\text{m}^2$ )
Bi	Número de Biot
c	Calor específico ( $\text{J.kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ )
Fo	Número de Fourier
h	Entalpia específica ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )
$\bar{h}$	Coeficiente médio de transferência de calor convectivo ( $\text{W.m}^{-2}.\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ )
k	Condutividade térmica ( $\text{W.m}^{-1}.\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ )
L	Comprimento característico (m)
m	Massa (kg)
$\bar{Nu}$	Número de Nusselt médio
Pr	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor ( $\text{kJ.s}^{-1}$ )
$q''$	Fluxo de calor ( $\text{kW.m}^{-2}$ )
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura (K ou $^{\circ}\text{C}$ )
V	Volume do sólido ( $\text{m}^3$ )
v	Velocidade ( $\text{m.s}^{-1}$ )

### Símbolos gregos

$\alpha$	Difusividade térmica ( $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ )
$\rho$	Massa específica ( $\text{kg.m}^{-3}$ )
$\frac{\partial\theta_x}{\partial x}$	Gradiente de temperatura na direção x
$\frac{\partial\theta_y}{\partial y}$	Gradiente de temperatura na direção y
$\frac{\partial\theta_z}{\partial z}$	Gradiente de temperatura na direção z

v Viscosidade cinemática ( $m^2.s^{-1}$ )

**Subscritos**

c Centro

f Final

m Médio

p Paralelo

s Superfície, série

t Total

x, y, z Coordenadas cartesianas

## 1. Introdução

O congelamento dos alimentos consiste em geral na redução da sua temperatura abaixo do  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , como um fenômeno de transferência de calor por condução em regime transitório, e da simultânea cristalização parcial da água e de alguns solutos. Estas baixas temperaturas são bastante utilizadas pela indústria de alimentos, pois mantém por maior tempo as características originais do produto, minimizando as alterações químicas e físicas que ocorrem durante a armazenagem.

Vários procedimentos tem se utilizados para determinação dos tempos do processo de congelamento dos alimentos, e segundo Hense (1990), estes podem ser agrupados de quatro maneiras: Experimentais; Formulações teóricas; Métodos combinados e Métodos numéricos. Estes procedimentos permitem a determinação do perfil de temperaturas em função de posições geométricas do corpo e do tempo. No entanto, a determinação precisa deste tempo e da variação da taxa de calor são bastante difíceis devido à complexa composição química dos alimentos (água, proteínas, lipídios, carboidratos, cinzas, e fibras), suscetíveis à variação da temperatura. Heldman (1982) demonstrou que com a redução gradual da temperatura abaixo do ponto do congelamento inicial, a fração de gelo aumenta continuamente e as propriedades do produto congelado variam com a temperatura. No caso do congelamento de alimentos, a água (componente predominante) é encontrada em solução e varia com a composição. Lentz (1961), Polley et al. (1980), Sanz et al. (1987) e Hense (1990) descreveram a determinação das propriedades termofísicas (densidade, calor específico, entalpia, condutividade térmica e difusividade térmica) em estado estacionário, obtidas experimentalmente para alimentos frescos e congelados. Estes observaram que, no congelamento de pescado, o perfil de temperatura apresentou uma redução gradual devido à contínua concentração da solução residual não congelada. Canedo et al. (1975) e Corrêa e Pinto (1998) utilizaram métodos experimentais em regime transiente na determinação destas propriedades. As curvas de estado de temperatura no congelamento apresentaram

uma redução progressiva, com declividade maior para as menores temperaturas do meio refrigerante.

Os valores destas propriedades, obtidos experimentalmente, não podem ser generalizados, pois dependem das condições específicas aplicadas nestas análises. Esta dependência na obtenção das propriedades incitou o desenvolvimento de expressões matemáticas. ASHRAE (1993) sumariza processos térmicos ao resfriar e congelar alimentos apresentando expressões de predição destas propriedades baseadas na composição dos alimentos e temperatura. Choi e Okos (1984), Chen (1985) e ASHRAE (2001) apresentaram equações constitutivas na predição da densidade, calor específico, entalpia, condutividade térmica e difusividade térmica dos alimentos. Estes apresentam equações destas propriedades em função da temperatura, para cada constituinte dos alimentos como: proteína, carboidratos, lipídios, fibras e cinzas em uma faixa de validade de  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $150^{\circ}\text{C}$ . Também desenvolveram modelos para água e gelo. Balint (2001) desenvolveu um programa computacional de auxílio à obtenção de predição de propriedades termofísicas no processamento de alimentos. Plank, R. (1963) apresentou resultados de ensaios de congelamento e a influência da velocidade do processo no tamanho e forma dos cristais de gelo. Baruffaldi e Oliveira, (1998) citam para congelamento rápido, que a cristalização é amorfa (em solução) e que ocorre menor formação destes cristais, com ocorrência de formação de gelo de dimensões reduzidas, primeiramente intracelular e depois fora dela reduzindo as modificações histológicas dos mesmos. Os métodos de solução analítica de problema de condução de calor têm sido abordados em diferentes publicações. Ozisik (1980), Incropera e Dewitt (2002), e Bejan (2004) apresentaram várias técnicas analíticas, como o método de separação de variáveis e outros. Já Corrêa e Almeida (2000) apresentaram um cálculo simplificado de resfriamento de alimentos. O objetivo deste trabalho foi a determinação do perfil da temperatura média de congelamento da castanha (*Umbrina canosai*) e sua aplicação no cálculo da variação da taxa de calor removida.

### **3.3 – Material e métodos**

#### **3.3.1 - Preparo da amostra**

Foi utilizada a castanha (*Umbrina canosai*) *in natura*, adquirida no Entrepasto de Pescado de Rio Grande, Brasil. Esta espécie possui importância econômica, de fácil processamento e comercialização, sendo abundante na região sul do Brasil (LEMPEK et al., 2007; FAO, 2008). Para preparar o modelo foram removidas vísceras, cabeça, e cauda, e o produto foi lavado em água clorada, para reduzir-se a proliferação de microrganismos sobre a carne. Para desenvolver o trabalho, foi definida a dimensão de 30X12x8 cm e o peso final de 0,45 kg por amostra.

A determinação da composição proximal (umidade, cinzas, lipídios, proteínas e carboidratos) da castanha (*Umbrina canosa*) foi baseada nos métodos descritos nas Normas Analíticas do Instituto Adolfo Lutz em Tavares et al. (1988) e obtidos de análise laboratorial.

### 3.3.2 - Congelamento da amostra

Para o congelamento da castanha, o procedimento experimental foi planejado em conformidade com o modelo analítico para permitir sua validação. Como condição inicial no cálculo da predição do tempo, a amostra foi mantida em ambiente fechado a  $-2^{\circ}\text{C}$  durante 24h para atingir o equilíbrio térmico. Esta condição foi verificada pela utilização de um termopar (ECIL, tipo T, 0.076-cm diâmetro, precisão de  $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$ ) posicionado no centro da amostra. Este mesmo sensor permitiu a determinação do perfil de temperatura experimental da castanha durante o congelamento. Os valores mensurados foram considerados consistentes.

O congelamento ocorreu com troca térmica tridimensional em freezer de congelamento rápido, com velocidade do ar (0,5 m/s sobre a superfície da amostra) e da temperatura do meio ambiente ( $-23^{\circ}\text{C}$ ). Estas condições foram consideradas para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor convectivo ( $\bar{h}$ ).

A Figura 16 mostra o diagrama esquematizado da amostra quando submetida a congelamento rápido.

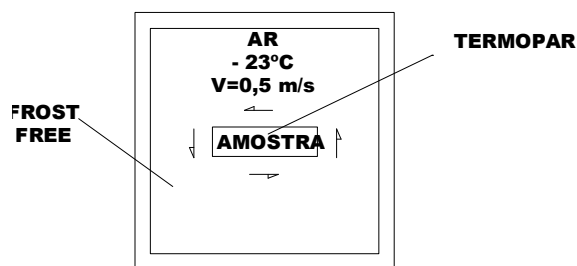


Figura 16 Diagrama esquematizado da amostra de castanha submetida a congelamento rápido.

### 3.3.3 – Obtenção das propriedades termofísicas.

As propriedades termofísicas foram calculadas utilizando as equações constitutivas de Choi e Okos (1984) e ASHRAE (2001), segundo a temperatura e composição proximal, enquanto que o calor removido da amostra foi determinado pela variação das entalpias através das expressões de Chen (1985). Para todas estas propriedades (massa específica,



calor específico, condutividade térmica, difusividade térmica e entalpia) foi adicionada a variação percentual de água líquida e sólida com a temperatura média volumétrica da castanha.

Os resultados das análises da composição proximal da castanha (Tabela 1), utilizadas na determinação destas propriedades foram obtidos por triplicata, segundo os métodos da AOAC (1984), adaptados para pescado pelo Instituto Adolfo Lutz (Tavares et al, 1988).

A composição proximal da castanha  $x_i$  (quantidade percentual de massa na composição) no congelamento será formada por  $x_{\text{água}}$ ,  $x_{\text{proteína}}$ ,  $x_{\text{carboidratos}}$ ,  $x_{\text{lipídios}}$ ,  $x_{\text{fibras}}$ ,  $x_{\text{cinzas}}$  e  $x_{\text{gelo}}$ , onde  $i$  representa cada um destes elementos.

As equações a seguir fornecidas por Choi e Okos (1984) determinam estas propriedades:

Massa específica para o congelamento

$$\rho = \frac{1 - \varepsilon}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} \quad (1)$$

Onde  $\varepsilon$  representa a porosidade, no caso do pescado  $\varepsilon = 0$ .

Calor específico no congelamento

$$C_p = \sum x_i \cdot C_{p_i} \quad (2)$$

Condutividade térmica no processo de congelamento

Usando-se as frações volumétricas de cada constituinte  $x_i^v$  determina-se o valor mínimo e máximo da condutividade térmica do produto.

$$x_i^v = \frac{x_i / \rho_i}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} \quad (3)$$

Valor mínimo perpendicular às fibras da castanha

$$k_s = \frac{1}{\sum x_i^v / k_i} \quad (4)$$

Valor máximo paralelo às fibras da castanha

$$k_p = \sum x_i^v \cdot k_i \quad (5)$$

Difusividade térmica no congelamento

Valor mínimo perpendicular às fibras da castanha

$$\alpha_s = \frac{k_s}{\rho \cdot Cp} \quad (6)$$

Valor máximo paralelo às fibras da castanha

$$\alpha_p = \frac{k_p}{\rho \cdot Cp} \quad (7)$$

As equações a seguir fornecidas por Chen (1985) determinam estas propriedades:

Entalpia na temperatura início do congelamento ( $T_g$ ) da castanha [Btu/lbm]

$$h_g = (T_g - (-40))(0,37 + 0,3 x_s \left( \frac{(x_{w0} - x_b)(T_g - 32)}{(T_{ref} - 32)(T_g - 32)} \right)) \quad (8)$$

Onde  $x_s$  é a quantidade percentual de massa sólida da castanha,  $x_{w0}$  é a quantidade percentual inicial de massa de água líquida da castanha,  $x_b = 0,4 x_{proteína}$  e  $T_{ref} = -40^\circ F$ .

Entalpia na temperatura média volumétrica final do congelamento ( $T_{m,f}$ ) da castanha [Btu/lbm]

$$h_{m,f} = (T_{m,f} - (-40))(0,37 + 0,3 x_s \left( \frac{(x_{w0} - x_b)(T_g - 32)}{(T_{ref} - 32)(T_{m,f} - 32)} \right)) \quad (9)$$

### 3.3.4 - Formulação teórica na predição de tempos e taxa de calor no congelamento

Para a simulação do processo de congelamento que a castanha foi submetida utilizou-se o método analítico para problemas de condução transiente, obtida da solução da equação da condução de calor, tridimensional, Eq. (1) aplicada a um paralelepípedo (Fig.17 (a)). Nesta equação da condução de calor foi levada em conta a mudança de fase que ocorre à medida que decresce a temperatura média volumétrica da castanha. Embora o formato possua uma seção transversal elíptica, suas dimensões foram aproximadas a um paralelepípedo. Devido à simetria no perfil de temperatura, a solução foi obtida para o domínio mostrado na Fig. 17(b).

$$\rho Cp \frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) \quad (10)$$

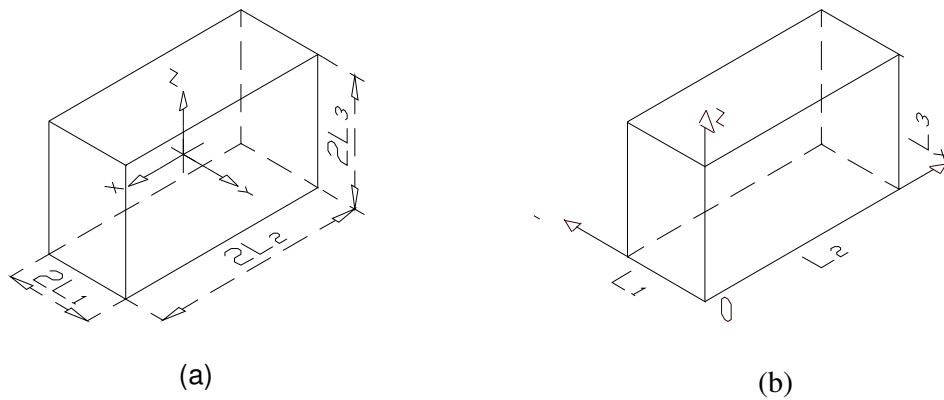


Figura 17 - (a) Caracterização de um corpo sólido com geometria de um paralelepípedo, utilizado na simulação do congelamento da castanha. (b) região de interesse do trabalho.

Na Eq. (10) a temperatura foi definida como  $\theta(x, y, z, t) = T(x, y, z, t) - T_0$ , sendo  $T$  o campo de temperatura e  $T_0$  a temperatura da câmara.

As seguintes condições iniciais foram dadas por:  $t = 0$

$$\theta_x = \theta_{ix} \quad 0 \leq x \leq L_2 \quad (11)$$

$$\theta_y = \theta_{iy} \quad 0 \leq y \leq L_1 \quad (12)$$

$$\theta_z = \theta_{iz} \quad 0 \leq z \leq L_3 \quad (13)$$

onde  $\theta_{ix}$ ,  $\theta_{iy}$ ,  $\theta_{iz}$  são as máximas diferenças de temperaturas possíveis no sistema de troca térmica (condição inicial:  $\theta_i = T_i - T_0$ ) nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ .

Condições de contorno na superfície:  $t > 0$

$$-k_x \frac{\partial \theta_x}{\partial x} = h_x \theta_x \quad x = L_2 \quad (14)$$

$$-k_y \frac{\partial \theta_y}{\partial y} = h_y \theta_y \quad y = L_1 \quad (15)$$

$$-k_z \frac{\partial \theta_z}{\partial z} = h_z \theta_z \quad z = L_3 \quad (16)$$

Condições de contorno no centro:  $t > 0$

$$-k_x \frac{\partial \theta_x}{\partial x} = 0 \quad x = 0 \quad (17)$$

$$-k_y \frac{\partial \theta_y}{\partial y} = 0 \quad y = 0 \quad (18)$$

$$-k_z \frac{\partial \theta_z}{\partial z} = 0 \quad z = 0 \quad (19)$$

Os métodos analíticos e gráficos utilizados para determinar a história da distribuição de temperaturas, em processos que ocorrem em corpos com configuração unidirecional, e a transferência de calor total associada a estes processos permitem que suas soluções possam ser combinadas, de modo a produzir a solução de problemas de condução transitória, em corpos com geometria como a de um paralelepípedo (Bejan, 1996). Este paralelepípedo pôde ser tratado como a intersecção de três placas mutuamente perpendiculares. Assim:

$$\left[ \frac{\theta(x,y,z,t)}{\theta_i} \right]_{\text{PARALELEPÍPEDO}} = \left[ \frac{\theta(x,t)}{\theta_{xi}} \right]_{\text{placa } x=L_1} \cdot \left[ \frac{\theta(y,t)}{\theta_{yi}} \right]_{\text{placa } y=L_2} \cdot \left[ \frac{\theta(z,t)}{\theta_{zi}} \right]_{\text{placa } z=L_3} \quad (20)$$

A solução do problema  $\theta(x,y,z,t)$  é igual ao produto das soluções unidimensionais:  $\theta(x,t) \cdot \theta(y,t) \cdot \theta(z,t)$ .

Considerando um fluxo de calor unidirecional em uma placa de espessura  $2L_1$  refrigerada pelos lados opostos, o balanço energético infinitesimal apresenta:

$$\rho C_p \frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (21)$$

Para validar a equação (21), as soluções unidimensionais devem satisfazer individualmente às condições de contorno da equação (10):

$$t = 0 \quad \theta_x = \theta_{ix} \quad 0 \leq x \leq L_2 \quad (22)$$

$$t > 0 \quad -k_x \frac{\partial \theta_x}{\partial x} = \bar{h}_x \theta \quad x = L_2 \quad (23)$$

$$t > 0 \quad \frac{\partial \theta_x}{\partial x} = 0 \quad x = 0 \quad (24)$$

$$t > 0 \quad \frac{\partial \theta_x}{\partial y} = 0 \quad y = 0 \quad (25)$$

$$t > 0 \quad \frac{\partial \theta_x}{\partial z} = 0 \quad z = 0 \quad (26)$$

$$t > 0 \quad \theta_x = \theta_x(x,t) \quad y = L_1 \quad (27)$$

$$t > 0 \quad \theta_x = \theta_x(x,t) \quad z = L_3 \quad (28)$$

Onde se definem os seguintes fatores adimensionais:

$$Bi_x = \frac{h_x L_2}{k_x} \geq 1 \quad x^* = \frac{x}{L_2} \quad t^* = \frac{\alpha_x t}{L_2^2} = Fo_x \quad \theta_{(x,t)}^* = \frac{\theta(x,t)}{\theta_{xi}} \quad (29)$$

Sendo Bi o número de Biot, Fo o número de Fourier e  $\theta_{(x,t)}^*$  é a temperatura adimensional, que é a razão entre a diferença de temperaturas entre o sólido e o meio refrigerante em um dado instante ( $t > 0$ ) e a esta diferença na condição inicial ( $t = 0$ ), quando a temperatura do sólido é mais elevada.

Utilizando estes adimensionais na equação (21):

$$\frac{\partial^2 \theta^*}{\partial x^{*2}} = \frac{\partial \theta^*}{\partial Fo} \quad (30)$$

$$\text{Condição inicial:} \quad \theta^*(x^*, 0) = 1 \quad (31)$$

$$\text{Condições de contorno:} \quad \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \Big|_{x^*=0} = 0 \quad \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \Big|_{x^*=1} = -Bi_x \theta^*(1, t^*) \quad (32)$$

Assim na forma adimensional a dependência da função pode ser representada como:

$$\theta_x^* \equiv \theta_x^*(x^*, Fo_x, Bi_x) \quad (33)$$

A equação (21) pode ser resolvida analiticamente pelo método de separação de variáveis, e apresenta a solução na forma de uma série infinita. O método de separação de variáveis não foi descrito por não ser objetivo deste trabalho.

$$\theta_x^* = \sum_{n=1}^{n=\infty} C_{nx} \exp(-\xi_{nx}^2 Fo_x) \cos(\xi_{nx} x^*) \quad (34)$$

Onde o coeficiente  $C_{nx} = \frac{4 \text{sen} \xi_{nx}}{2 \xi_{nx} + \text{sen}(2 \xi_{nx})}$  e os valores discretos de  $\xi$  são raízes positivas da equação transcendental de  $\xi_{nx} \text{tg} \xi_{nx} = Bi_x$ .

Repetindo o procedimento (equações de 21 até 34) para os planos nas direções y e z, tivemos a solução unidimensional de cada plano.

$$\theta_y^* = \sum_{n=1}^{n=\infty} C_{ny} \exp(-\xi_{ny}^2 Fo_y) \cos(\xi_{ny} y^*) \quad (35)$$

$$\theta_z^* = \sum_{n=1}^{n=\infty} C_{nz} \exp(-\xi_{nz}^2 Fo_z) \cos(\xi_{nz} z^*) \quad (36)$$

Aplicando estas soluções na equação (20) teremos a solução da equação (10), determinando a temperatura final  $T_f$  para a posição geométrica desejada a qualquer tempo. Como ilustração, para a condição  $t > 0$  e fazendo  $x = 0$ ,  $y = 0$  e  $z = 0$  na equação (11), obtiveram-se as temperaturas do centro e da superfície, na direção  $x$  do paralelepípedo. Seguiu-se o mesmo procedimento na obtenção dos perfis das temperaturas em diferentes posições e direções ao variar o tempo.

Na obtenção do valor numérico da temperatura final, a precisão dependerá do número de termos das séries (truncamento). A solução da equação (10) foi aproximada pela soma dos quatro primeiros termos de cada série na comparação do perfil da temperatura final com o experimental no centro da castanha.

A porcentagem de erro foi determinada pela equação (37).

$$\% \text{ERRO} = \frac{(\text{valor calculado} - \text{valor medido})}{\text{valor medido}} \times 100 \quad (37)$$

O calor removido no resfriamento do alimento faz com que progressivamente diminua a sua temperatura. No congelamento a variação da entalpia incorpora a mudança de fase e, em congelamento rápido se mantém, assim como no resfriamento, uma progressiva redução da sua temperatura (Hense 1990).

$$Q_f = m(h_i - h_{m,f}) \quad (38)$$

onde:  $h_i - h_{m,f}$  é a diferença de entalpia por unidade de massa do alimento no congelamento desde uma temperatura inicial  $T_i$  a uma temperatura média volumétrica final  $T_{m,f}$ . As temperaturas  $T_i$  e  $T_{m,f}$  são assumidas como valores de condição de equilíbrio térmico do sólido, no tempo inicial e final.

Segundo Heldman (1982), considerou aos valores do calor específico ( $c$ ) de pescado no processo de congelamento para pequenos intervalos, a contribuição do calor

latente, devido à mudança de fase da água, resultando um calor específico aparente. Este observou que próximo à temperatura inicial do congelamento, ocorre uma variação nos valores no calor específico, em forma de picos, o que resulta em problema quando são utilizados os métodos numéricos para prever tempos de congelamento. Pham (1987) e Mannapperuma e Sing (1989) substituíram a entalpia para a mudança de fase por um calor específico aparente, sendo este a base para métodos de temperatura (ou também chamada de Formulação de calor específico aparente).

Aplicando o balanço térmico considerando a temperatura média final ( $T_{m,f}$ )

$$mc(T_i - T_{m,f}) = \int_m c T dm \quad (39)$$

$$T_i - T_{m,f} = \frac{1}{V} \int_V T dV \quad (40)$$

A determinação da temperatura média com o tempo seguiu o mesmo critério da obtenção da solução da equação (1).

$$\theta_{m,f}^* = \frac{\theta_{m,f}}{\theta_i} = \frac{1}{V} \iiint \theta_x^* \theta_y^* \theta_z^* dV \quad (41)$$

Substituindo as soluções de  $\theta_x^*$ ,  $\theta_y^*$ ,  $\theta_z^*$  e resolvendo a integral é determinada a temperatura média  $T_{m,f}$ .

$$\frac{\theta_{m,f}}{\theta_i} = \sum_{n=1}^{n=\infty} \left( C_n \frac{\text{sen}(\xi_n x^*)}{\xi_n \exp(\xi_n^2 Fo)} \right)_x \cdot \sum_{n=1}^{n=\infty} \left( C_n \frac{\text{sen}(\xi_n y^*)}{\xi_n \exp(\xi_n^2 Fo)} \right)_y \cdot \sum_{n=1}^{n=\infty} \left( C_n \frac{\text{sen}(\xi_n z^*)}{\xi_n \exp(\xi_n^2 Fo)} \right)_z \quad (42)$$

Onde:  $\theta_{m,f} = T_{m,f} - T_0$  e  $\theta_i = T_i - T_0$  sendo  $\theta_{m,f}^* = f(Fo, Bi)$ . Através do  $Fo$  para cada  $T_{m,f}$  desejado teremos o tempo decorrido para atingir esta temperatura.

### 3.3.5 Programa computacional

As equações (20) e (42) foram resolvidas numericamente utilizando as propriedades termofísicas (massa específica, calor específico, difusividade térmica, condutividade térmica e entalpia) da castanha obtidas em função da temperatura média do volume no tempo. Como método da determinação destas propriedades foi utilizado o modelo proposto por Choi e Okos (1984), ASHRAE (2001) e Balint (2001). O calor removido da amostra Eq.(29) foi determinado pela variação das entalpias através das expressões de Chen (1985) igualmente obtido em função da temperatura média do volume no tempo.

Foram desenvolvidos programas computacionais para auxiliar a predição das propriedades termofísicas e de tempos de congelamento de alimentos. A utilização destes, e sua combinação permitiram a determinação dos perfis de temperaturas no centro, superfície e média dos alimentos. Estes resultados simulados foram comparados com os perfis experimentais de temperatura no centro da castanha. O perfil da taxa de calor removido ( $\dot{Q}_f$ ) foi obtido dividindo a equação (38) pelo intervalo de tempo de acordo com a variação do perfil da temperatura média ( $T_{m,f}$ ) (Anexo 4).

## Resultado e Discussão

No resultado numérico da predição de tempos (nas eqs. (20) e (42)) e da taxa de calor no congelamento (eq. (38)) foi considerada a influência das propriedades termofísicas e a esta, as dependências da temperatura, a variação da cristalização da água e da composição proximal do músculo da castanha (base úmida).

Os valores médios da composição proximal da castanha, obtidos em laboratório são mostrados na Tabela 18.

Tabela 18 - Composição proximal da castanha utilizada.

Componentes	%
Água	76,7±2,1
Proteína	18,3±0,9
Lipídios	2,6±0,8
Cinzas	1,1±0,3

Os resultados apresentados pela Tabela 3.3.1 foram semelhantes com os fornecidos pela literatura para pescado de baixo teor de gordura (< 5%) e alto conteúdo protéico, de 15 a 20% (Contreras-Guzmán, 1994; Mendez et al., 1996, Lempek, 2005).

A tabela 19 apresentou as propriedades termofísicas obtidas para a castanha a partir das equações empíricas de Choi e Okos (1986).



Tabela 19. - Propriedades termofísicas apresentadas pela castanha.

$T_{m,f}$ °C	$c$ kJ/kg.K	$k_p$ W/m.K	$k_s$ W/m.K	$\rho$ Kg/m <sup>3</sup>	$\alpha_p$ E7 m <sup>2</sup> /s	$\alpha_s$ E7 m <sup>2</sup> /s	$h_{m,f}$ kJ/kg	$h_g$ kJ/kg	gelo %	água %
0	2,652	1,36	0,5729	1014	5,06	2,13	25,66	26,17	47,08	29,62
-2	2,357	1,603	0,6418	1002	6,79	2,72	24,38	26,17	60,67	16,03
-4	2,268	1,677	0,6621	999,2	7,40	2,92	23,09	26,17	64,45	12,25
-6	2,218	1,721	0,6718	997,8	7,78	3,04	21,81	26,17	66,4	10,3
-8	2,182	1,754	0,677	997	8,06	3,11	20,53	26,17	67,65	9,048
-10	2,154	1,781	0,6797	996,6	8,30	3,17	19,24	26,17	68,54	8,16
-12	2,13	1,806	0,6808	996,3	8,51	3,21	17,96	26,17	69,22	7,485
-14	2,109	1,828	0,6808	996,2	8,70	3,24	16,68	26,17	69,75	6,947
-16	2,091	1,85	0,6799	996,2	8,88	3,27	15,4	26,17	70,19	6,505
-18	2,073	1,872	0,6782	996,2	9,06	3,28	14,11	26,17	70,57	6,133
-20	2,057	1,893	0,6759	996,3	9,24	3,30	12,83	26,17	70,89	5,813

Subíndices: m,f (médio,final); p (paralelo); s (série); e g (gelo)

As propriedades termofísicas e o percentual de gelo formado com a temperatura foram obtidos a partir da composição das amostras da castanha. São mostradas nas Figuras 18 e 20.

A Fig. 18 mostrou o comportamento da curva do calor específico e das condutividades térmicas ao diminuir a temperatura média volumétrica abaixo do ponto de congelamento da Castanha.

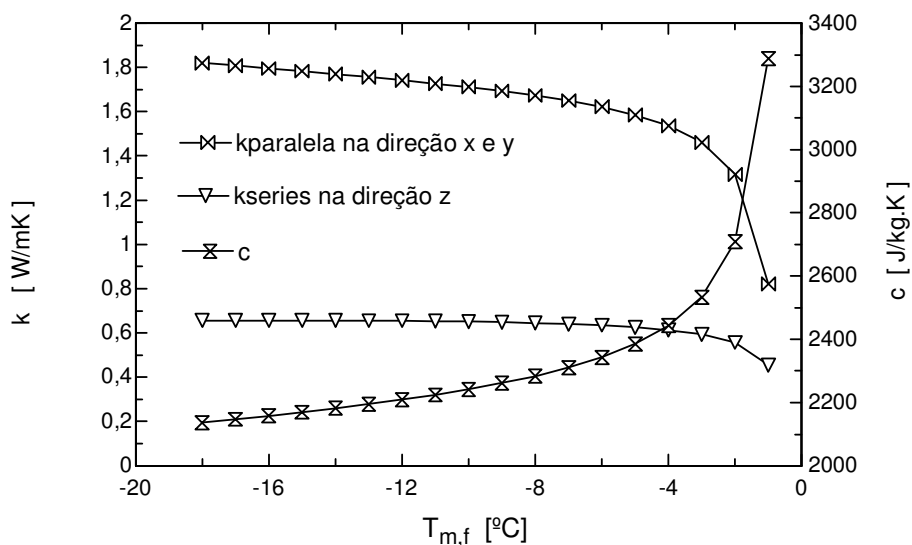


Figura 18 - Variação do calor específico ( $c$ ) e das condutividades térmicas no sentido paralelo ( $k_p$ ) e série ( $k_s$ ) as fibras, utilizada no congelamento da castanha.

A partir dos resultados apresentados na Figura 18, as curvas se aproximaram da descontinuidade perto da faixa de temperatura inicial de congelamento (de  $-0,8$  a  $-2,2$  °C). O aumento dos valores de condutividade térmica e o decréscimo do calor específico obtidos algebricamente foram semelhantes aos valores da literatura (ASHRAE, 2001) para pescado com baixo teor de gordura, em faixas de temperatura de congelamento que vão desde  $-5$  até  $-30$ °C.

A Figura 19 mostra o percentual de água congelada da castanha, obtida por simulação utilizando o método de Choi e Okos (1986).

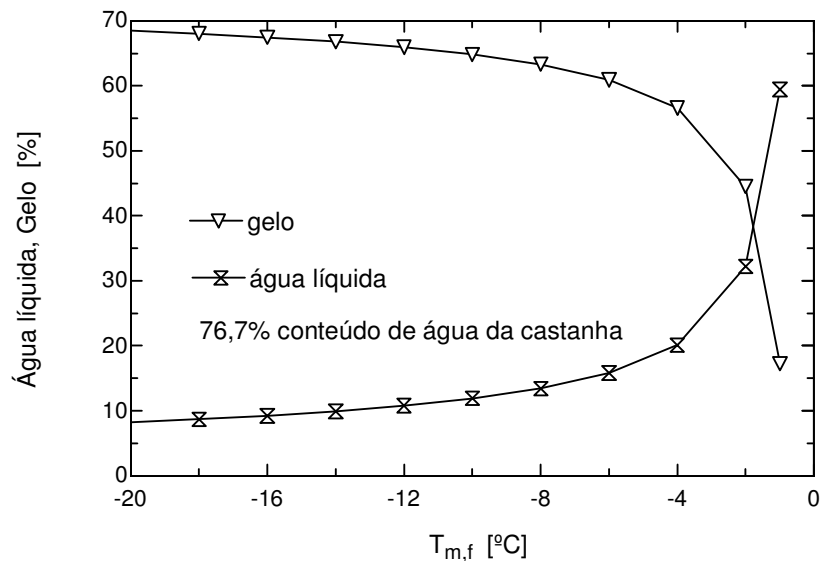


Figura 19 - Variação da porcentagem de água líquida e sólida com a temperatura média volumétrica da castanha.

O maior percentual de água congelada dos alimentos ocorreu com a temperatura entre  $-1$  e  $-5$  °C, variando em torno de  $80 \pm 2\%$  do total da água existente. A Figura 19 esquematizou esta variação e, mostrou que o mesmo (em torno percentual) ocorreu com a amostra.

A Figura 20 mostrou a variação da entalpia média ( $h_m$ ) e a do início do congelamento ( $h_g$ ) da castanha.

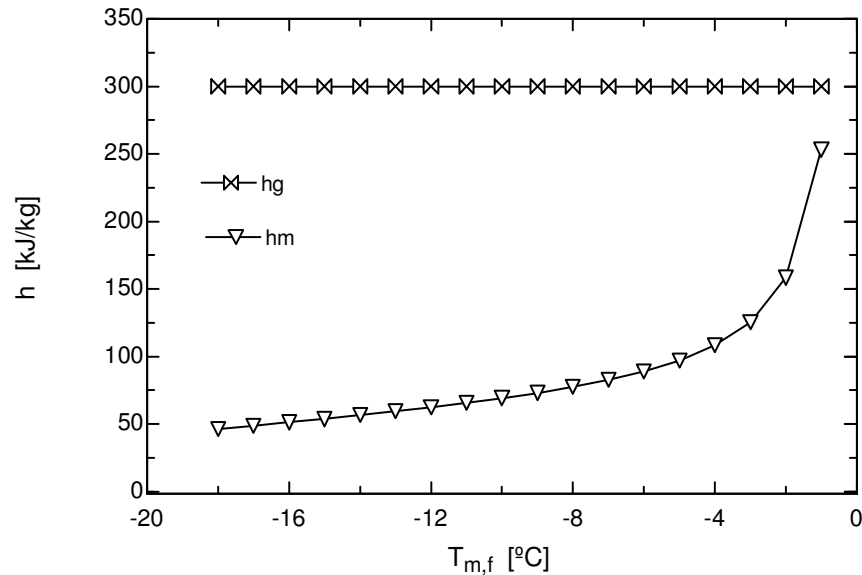


Figura 20 - Variação da entalpia na temperatura média ( $h_m$ ) e a do início do congelamento ( $h_g$ ) da castanha.

A entalpia  $h_g$  foi determinada a  $-0,8^\circ\text{C}$  ponto inicial do congelamento da Castanha. A redução do valor da entalpia ( $h_m$ ) da amostra se deveu a redução da sua temperatura, e da simultânea cristalização parcial da água e de alguns solutos (calor sensível e latente). A entalpia foi calculada pelo modelo apresentado por Chen (1985).

As curvas de congelamento da castanha, onde o congelamento da água é simultâneo com o declínio da temperatura, tanto no centro, como na superfície (Figura 21) apresentaram a forma típica da literatura. Os coeficientes de convecção médio nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  foram de  $h_x = 5,08 \text{ W/m}^2\text{K}$  ( $Bi=1,35$  a  $0,61$ ;  $k_p = 0,49$  a  $0,22 \text{ W/m.K}$ ),  $h_y = 8,03 \text{ W/m}^2\text{K}$  ( $Bi=1,17$  a  $0,52$ ;  $k_p = 0,82$  a  $1,82 \text{ W/m.K}$ ) e  $h_z = 9,84 \text{ W/m}^2\text{K}$  ( $Bi=6,5$  a  $4,5$ ;  $k_s = 0,45$  a  $0,65 \text{ W/m.K}$ ), em uma câmara a uma temperatura de  $-22^\circ\text{C}$  e o pescado a uma temperatura inicial de  $0,8^\circ\text{C}$ . Após 27000 segundos (7,5 horas), a temperatura experimental no centro da castanha atingiu  $T_c = -18,2^\circ\text{C}$ , enquanto que no modelo analítico a temperatura no centro encontrada foi  $T_c = -17,04^\circ\text{C}$ , apresentando um erro de 6,37%.

Comparando o perfil da temperatura do centro obtida por simulação, esta apresentou uma relativa concordância, com a temperatura experimental do centro obtida no laboratório.

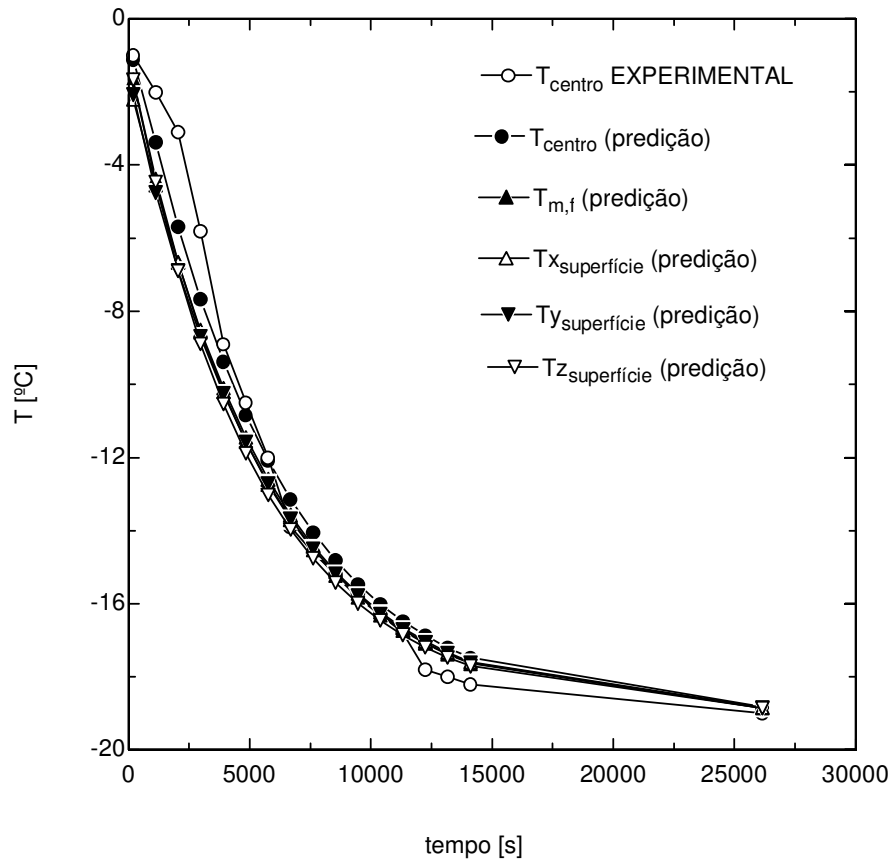


Figura 21 - Perfis de temperatura no processo de congelamento da castanha.

Na fig. 22 foi possível verificar que com o tempo a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_f$  assume um perfil decrescente, assim como o fluxo de calor ( $q''$ ). O fluxo de calor é a taxa de transferência de calor por unidade de área de superfície da castanha ( $A = 0,288 \text{ m}^2$ ).

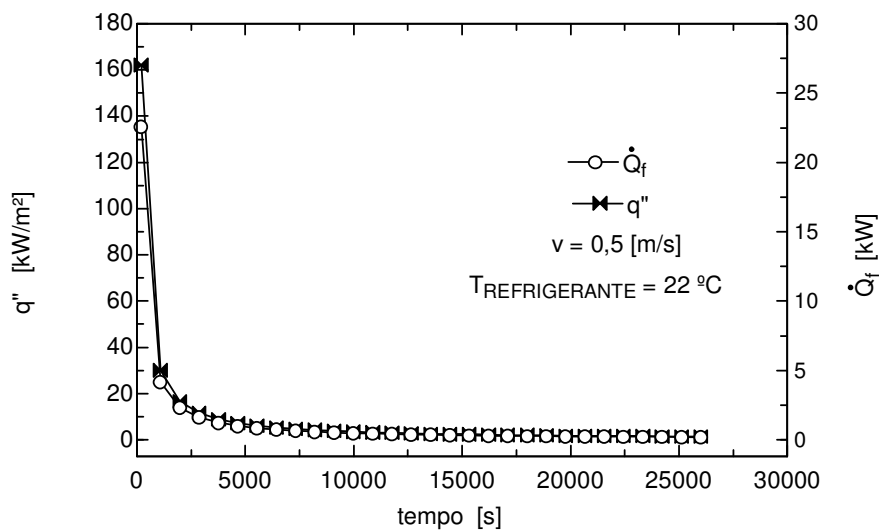


Figura 22 - Perfil da taxa do modelo proposto e do fluxo de calor removido da castanha.

Isto pôde ser explicado pela tendência ao equilíbrio da temperatura do pescado com a câmara. A taxa de calor  $\dot{Q}_f$  foi obtida pela razão entre a quantidade de calor removido (Eq.38) e o tempo.

A Figura 23 mostrou a variação da taxa de calor utilizando o perfil da  $t_{m,f}$  (modelo proposto) no cálculo de  $\dot{Q}_f$  e a de  $\dot{Q}_t = \bar{h}.A.(T_s - T_0)$  obtida do balanço de energia nas superfícies (lei de Newton). Observou-se que os valores obtidos foram iguais comprovando adequacidade do modelo.

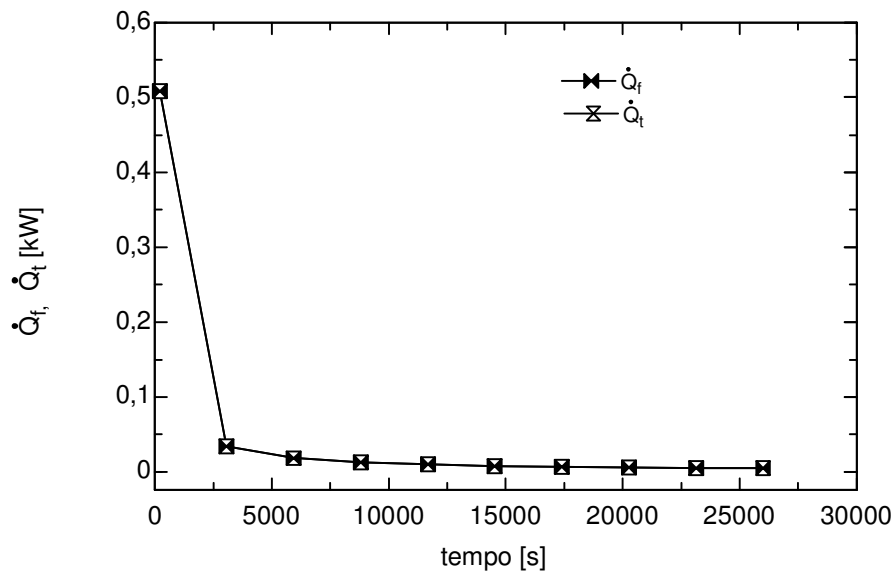


Figura 23 - Perfis das taxas de calor removido da castanha  $\dot{Q}_f$  (modelo proposto) e  $\dot{Q}_t$  (lei de Newton).

## Conclusão

O conhecimento do comportamento das propriedades termofísicas foi essencial na determinação dos perfis de temperatura no congelamento da castanha e no cálculo da variação da taxa de calor removida. Os valores destas propriedades mostraram-se na faixa de valores experimentais citados pela literatura.

Os resultados obtidos da taxa de calor através do produto da massa da castanha pela variação da entalpia inicial e final considerando o perfil da temperatura média volumétrica com o tempo comparado com a taxa de calor transferida na superfície da castanha apresentaram um ajuste de 100%, o que permitiu considerar a confiabilidade do uso do modelo do perfil da temperatura média volumétrica ( $T_{m,f}$ ).

A curva de congelamento obtida no centro da amostra da castanha comparado com o modelo experimental indicou uma diferença de 6,37% a  $-18,2^{\circ}\text{C}$  (condição final experimental). diferente

Todos os perfis de temperatura, simulados no congelamento da castanha (centro, superfície e temperatura média volumétrica), apresentaram a mesma tendência da curva do congelamento experimental.

## Referências

- AOAC (1984). Fish and other marine products. In: ASSOCIATION OF OFFICIAL ANALYTICAL CHEMISTS, Official Methods of Analysis. 14<sup>o</sup> Ed., Washington D.C.
- ASHRAE (2006). *Handbook of Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, N.Y.
- ASHRAE (2005). *Ashrae Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, N.Y.
- BALINT, A., 2001. Prediction of physical properties of foods for unit operations, Periodica Polytechnica SER.CHEM. Vol 45,nd.1, pp 35-40
- BARUFFALDI, R., OLIVEIRA, M. N., 1998, *Fundamentos da Tecnologia de Alimentos*. Editora Atheneu, Vol. 3, SP.
- BEJAN, A., 2004, *Convection heat transfer*. John Willey & Sons, New Jersey, USA., 694 pages.
- CANEDO, E. L., MARSON, J. S., CALVELO, A. 1975, Método de la Sonda para la determinación de Conductividad Térmica en Carne. CIDCA Pub Int, nº 8.
- CONTRERAS-GUZMÁN, E. S. 1994, *Bioquímica de pescados e derivados*. Jaboticabal: FUNEP.
- CORRÊA, G. A., PINTO, L. A. A. 1999, *Determinação das propriedades físicas do linguado*. Revista *Vetor*, RIO GRANDE, v.9, n. 1, p. 07-20.
- CORRÊA, G. A., ALMEIDA, J.A., 2000, *Cálculo simplificado do resfriamento de alimentos*. Revista *Vetor*, RIO GRANDE, v. 10, p. 139-152.
- CHEN, C. S., 1985, Thermodynamic analysis of the freezing and thawing of foods: Enthalpy and apparent specific heat. Journal of Food Science 50: 1158.
- CHOI, Y., OKOS, M. R., 1986, Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods. In *Food Engineering and Process Applications*. Ed. M LeMaguer and P. Jelen. 1: 93-101. London: Elsevier Applied Science Publishers.
- FAO, 1998. Ingeniería económica aplicada a la industria pesquera, Documento Técnico da Pesca 351,Roma, p.268.

- FAO, 2008. Food and Agricultural Organization. Anual Report. Rone, FAO. 285p.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P., 2002. *Fundamentos de transferência de calor e de massa*, LTC, Rio de Janeiro, RJ.
- KAKAC, S., YENER, Y., 1985 *Heat Conduction*, Hemisphere Publishing, New York.
- HELDMAN, D. R. (1982). Food properties during freezing. *Food Technol.*, 36(2), 92-96.
- HENSE, H., 1990, Avaliação dos parâmetros termofísicos e cinética de congelamento de cação. Tese de Doutorado em Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, SP. p 163.
- LANARA, 1981. Laboratório Nacional de Referência Animal: Métodos Analíticos Oficiais para Controle de Produtos de Origem Animal e seus Ingredientes. Brasília: Ministério da Agricultura, v. 2, cap. 11.
- LEMPEK, T. S., 2005, DISSERTAÇÃO ENG ALIM COM CASTANHA.
- LEMPEK, T.S.; MARTINS, V.G.; PRENTICE, C. , 2007. Rheology of surimi-based products from fatty fish underutilized by the industry:Argentine croaker (*Umbrina canosai*). *Journal of Aquatic Food Product Technology*, v.16, p.27-44.
- LENTZ, C. P., 1961, Thermal Conductivity of Meats, Fats, Gelatin Gels, and Ice. *Food Technology* 15(5):243.
- LEWIS, M. J., 1993, Propiedades físicas de los alimentos y de los sistemas de procesado. Zaragoza: Acribia. 494 p.
- MANNAPPERUMA, J.D.,SINGH, R. P.,1989. A Computer-Aided Method for the Prediction of Properties and Freezing/ Thawing Times of Foods, *Journal of Food Engineering*, 9: 275-304.
- MASCHERONI, R. H.; CALVELO, A., 1982. *A simplified model for freezing time calculations in foods*. *American Journal of Food Science*-1201, v.47.
- MENDEZ, E.;GONZÁLEZ, R. M.; INOCENTE, G; GIUDICE, H.; GROMPONE, M.A. , 1996, Lipid content and fatty composition of fillets of six fishes from the rio de la plata. *Journal of Food Composition and Analysis*, San Diego, v.9, p. 163-170.
- OZISIK, M. N., 1980.*Heat Conduction*. John Willey & Sons, New York, USA.
- PACHECO-AGUILAR, R.; OCEANO-HIGUERA, V.M.; CASTILLO-YANEZ, F. J.; MORAN-PALACIO, E. F.; MARQUEZ-RIOS, E.; LUGO-SANCHEZ, M. E.,2003. Changes in postmortem qualy indices in finescale triggerfish muscle stored in ice. *Journal of Food Biochemistry*, v. 27, n.4. p. 333-352.
- PHAN, Q. T., 1987. Calculation of Bound Water in Frozen Food. *Journal of Food Science* 52(1):210-212.
- PLANK, R., 1963. *El empleo del frio em la alimentación*. Barcelona: Reverte. p 632.

- POLLEY, S. L., SYNDER, O. P., KOTNOUR, P. (1980). A compilation of thermal properties of foods. *Food Technol.*, 34( 1 I), 76-94.
- SANZ, P. D., ALONSO, M. D., MASCHERONI, R. H. (1987). Thermophysical properties of meat products: general bibliography and experimental values. *Trans. ASAE*, 30(I), 283-289.
- TECUNSEH, 2006. História da Refrigeração. Fic Frio. Editora: Audax, Ano 14, nº 71. São Carlos, SP, p 4.
- TAVARES, M.; AUED, S.; BACETTI, L.B.; ZAMBONI, C.Q., 1988, Controle de qualidade do pescado. In: KAI, M.; RUIVO, U.E. Controle de Qualidade do Pescado. Santos: Leopoldianum, p. 117-134.
- VALLE, R. H. P.; CARVALHO, E. P.; BRESSAN, M. C., 2000. Controle de qualidade relacionado a alimentos. Lavras: Centro de Editoriação/FAEPE, 138 p.
- VIEIRA, R. H. S., 2004. Microbiologia, higiene e qualidade do pescado. São Paulo: Livraria Varela, 380 p.



**CAPÍTULO IV**  
**CONCLUSÃO**

## CONCLUSÃO GERAL

Com relação aos resultados apresentados neste trabalho pode-se concluir que:

A utilização do calor proveniente do vapor residual do processo da caldeira a baixo custo tornou atrativo o Sistema de Refrigeração Integrado. Este sistema apresentou um aumento de 25,57%, na eficiência exergética e 33,09% na capacidade frigorífica em relação ao convencional. Os valores para o custo do vapor da água, em relação à produção frigorífica ( $C_v$ ), foram atribuídos de 0,0 a U\$ 0,11 /kWh como uma hipótese ampla de utilização de outra fonte térmica de valor.

O aumento no desempenho (de até 25,6 %, na eficiência exergética e 33,1 % na capacidade frigorífica) em relação ao convencional permitiu uma maior taxa de calor removida do produto, ou seja, menor tempo operacional.

O cálculo da eficiência exergética dos sistemas permitiu melhoria nas condições operacionais (pressões e temperaturas) e a sua aplicação na avaliação termoeconômica.

O Sistema de Refrigeração Integrado apresentou-se como alternativa para reduzir o consumo de energia elétrica em contínuo aumento.

A metodologia da simulação mostrou-se eficiente, como ferramenta no suporte à decisão do uso, ou no desenvolvimento de equipamentos na área da refrigeração, uma vez que é capaz de fornecer os tempos estimados operacionais dos túneis de congelamento, subsidiando o planejamento das linhas de produção.

A combinação dos programas desenvolvidos forneceu uma ferramenta para a geração de tabelas e gráficos que descreveram o comportamento dos fluidos  $NH_3$  e da mistura  $NH_3+H_2O$ , as taxas de calor e curvas de congelamento.

A aplicação na indústria deste sistema integrado vai possibilitar um aperfeiçoamento e uma avaliação de acordo com seus parâmetros operacionais. Ainda, promover o treinamento pessoal com medida preventiva de segurança do trabalho e verificar o impacto que a atividade possa causar ao meio ambiente.

**REFERÊNCIAS:**

- AOAC (1984). Fish and other marine products. In: ASSOCIATION OF OFFICIAL ANALYTICAL CHEMISTS, Official Methods of Analysis. 14<sup>o</sup> Ed., Washington D.C.
- ASHRAE HANDBOOK, 2006, *Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, N.Y.
- ASHRAE HANDBOOK, 2005, *Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, N.Y.
- BÁLINT, A., 2001. Prediction of physical properties of foods for unit operations, *Periodica Polytechnica SER.CHEM*. Vol 45,nd.1, pp 35-40
- BARUFFALDI, R., OLIVEIRA, M.N., 1998, *Fundamentos da Tecnologia de Alimentos*. Editora Atheneu, Vol. 3, SP.
- BECKER, B. R.; FRICKE, B. R. , 1999. Food Thermophysical Property Models. *International Communication on Heat and Mass Transfer*, v. 26, n. 5, p. 627-636.
- BEJAN, A., 2004, *Convection heat transfer*. Willey, 694 pages
- BEJAN A., 1996\*. *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York, p 362.
- BEJAN A., TSATSARONIS G., MORAN M., 1996. *Thermal design and optimization*, Wiley, New York, p 542.
- BEJAN A., 1988. *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, p 759.
- BEZERRA, 2000 Arnaldo Moura. *Aplicações Térmicas da Energia Solar*. 4<sup>a</sup> ed. João Pessoa: Editora UFPB.
- BRASIL, 2007. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Legislação: RIISPOA/Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Secretaria de Defesa Agropecuária. Departamento de Inspeção de Produtos de Origem Animal, Brasília: MAPA/SDA/DIPOA, 252p.
- CABELLO, R. NAVARRO-ESBRÍ, J. LLOPIS, R. TORRILLA E., 2007. Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant, *Applied Thermal Engineering* 27, 167 – 176.
- CANEDO, E. L., MARSON, J. S., CALVELO, A. 1975, Método de la Sonda para la determinación de Conductividad Térmica en Carne. *CIDCA Pub Int*, nº 8.
- CONTRERAS-GUZMÁN, E. S. 1994, *Bioquímica de pescados e derivados*. Jaboticabal: FUNEP.
- CHEN, C.S., 1985, Thermodynamic analysis of the freezing and thawing of foods: Enthalpy and apparent specific heat. *Journal of Food Science* 50: 1158.
- CHOI, Y., OKOS, M.R., 1986, Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods. In *food Engineering and Process Applications*. Ed. M LeMaguer and P.Jelen. 1: 93-101. London: Elsevier Applied Science Publishers.

- CÓDIGO DE CATALOGAÇÃO ANGLO-AMERICANO. 2.ed.rev. 2002. São Paulo:FEBAB,2004.
- CONEPE - Conselho Nacional de pesca, 2008 - Informa. Ano I , Edição 2. Disponível em:  
<http://www.conepe.org.br>.
- CGI/DIPOA - Coordenação Geral de Inspeção - Departamento de Inspeção de Produtos de Origem Animal
- CONTRERAS-GUZMÁN, E. S., 1994, *Bioquímica de pescados e derivados*. Botucatu: UNESP.
- CORRÊA, G. A., PINTO, L. A. A. 1999, *Determinação das propriedades físicas do linguado*. Revista *Vetor*, RIO GRANDE, v.9, n. 1, p. 07-20.
- CORRÊA, G. A., ALMEIDA, J.A., 2000, *Cálculo simplificado do resfriamento de alimentos*. Revista *Vetor*, RIO GRANDE, v. 10, p. 139-152.
- COSTA, E. C. 2005. *Refrigeração*. 3ª edição. São Paulo. Editora Edgard Blücher, p 131
- FAO, 1998. Engenharia económica aplicada a la industria pesquera, Documento Tecnico da Pesca 351,Roma, p.268.
- FAO, 2008. Food and Agricultural Organization. Anual Report. Rone, FAO. 285p.
- GÖKTUN S., 1999. Optimal performance of an irreversible, heat engine-driven, combined vapor compression and absorption refrigerator. *Applied Energy* 62, 67 -79.
- HENSE, H., 1990, Avaliação dos parâmetros termofísicos e cinética de congelamento de cação. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, SP.
- INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., 2002..*Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 5ª ed., LTC- Livros Técnicos e Científicos, p 698.
- KAI, M.; MORAIS, C., 1988. Vias de deterioração do pescado. In: KAI, M.;RUIVO, U.E. Controle de Qualidade do Pescado. Santos: Leopoldianum p. 13-20.
- KAIROUANI L., NEHDI E., 2006. Cooling performance and energy saving of a compression–absorption refrigeration system assisted by geothermal energy. *Applied Thermal Engineering* 26, 288 – 294.
- KAKAC, S., YENER,Y.,1985 *Heat Conduction*, Hemisphere Publisching, New York.
- KAYNAKLI O., KILIC M., 2007. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 2, 599 - 607.
- KOTAS, T.J., 1995 The exergy method of thermal plant analysis. Great Britain: Anchor Brendon Ltd.
- LANARA, 1981 (Laboratório Nacional de Referência Animal). Métodos Analíticos Oficiais para Controle de Produtos de Origem Animal e seus Ingredientes. Brasília: Ministério da Agricultura,. v. 2, cap. 11.

- LEMPEK, T. S., 2006, Dissertação de Mestrado em Engenharia de Alimentos - FURG..  
*Título: Avaliação da Reologia apresentada por um embutido emulsionado elaborado a partir da castanha (Umbrina canosai).*
- LEMPEK, T.S.; MARTINS, V.G.; PRENTICE, C. , 2007. Rheology of surimi-based products from fatty fish underutilized by the industry:Argentine croaker (*Umbrina canosai*). *Journal of Aquatic Food Product Technology*, v.16, p.27-44.
- LENTZ, C. P., 1961, Thermal Conductivity of Meats, Fats, Gelatin Gels, and Ice. *Food Technology* 15(5):243.
- LEWIS, M. J., 1993, Propiedades físicas de los alimentos y de los sistemas de procesado. Zaragoza: Acribia. 494 p.
- MANNAPPERUMA, J.D.,SINGH, R.P.,1989 A Computer-Aided Method for the Prediction of Properties and Freezing/ Tawing Times of Foods, *Journal of Food Engineering*, 9: 275-304.
- MASCHERONI, R.H.; CALVELO, A.,1982. *A simplified model for freezing time calculations in foods*. *American Journal of Food Science*-1201, v.47.
- MENDEZ, E.;GONZÁLEZ, R. M.; INOCENTE, G; GIUDICE, H.; GROMPONE, M.A. , 1996, Lipid content and fatty composition of fillets of six fishes from the rio de la plata. *Journal of Food Composition and Analysis*, San Diego, v.9, p. 163-170.
- MISRA, R.D., SAHOOB, P.K., GUPTAB A., 2006. Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 29, 47 – 59.
- MORAN, M. J., 1989. Availability Analysis - A guide to efficient energy use. New York:Asme Press.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., MUNSON, B.R., DewITT D.P., 2002 *Princípios de termodinâmica para engenharia*; ed. LTC 4ª edição; RJ, p 603.
- NIKOLAIDIS, C., PROBERT., 1998. D. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance *Applied Energy* 60, 241 -256.
- OZISIK, M. N., 1968. *Boundary Value Problems of Heat Conduction*. Scranton, Pa., Internacional Textbook Co., P 690
- OZISIK, M. N., 1980.*Heat Conduction*. John Willey & Sons, New York, USA.
- PACHECO-AGUILAR, R.; OCEANO-HIGUERA, V.M.; CASTILLO-YANEZ, F. J.; MORAN-PALACIO, E. F.; MARQUEZ-RIOS, E.; LUGO-SANCHEZ, M. E.,2003. Changes in postmortem qualy indices in finescale triggerfish muscle stored in ice. *Journal of Food Biochemistry*, v. 27, n.4. p. 333-352.
- PÁTEK, J; KOMFLAR, J., 1995 Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration* Vol. 18. No. 4, 228-234.

- PHAN, Q.T., 1987. Calculation of Bound Water in Frozen Food. *Journal of Food Science* 52(1):210-212.
- PLANK, R., 1963. *El empleo de frío em la industria de la alimentacion*. Editora Reverté S.A. Barcelona, Espanha, P 803.
- POHLMANN, W., 1969. Manual de Técnica frigorífica. Edições Omega, S.A. Barcelona. P.632.
- POLLEY, S. L., SYNDER, O. P., KOTNOUR, P. (1980). A compilation of thermal properties of foods. *Food Technol.*, 34( 1 I), 76-94.
- SANZ, P. D., ALONSO, M. D., MASCHERONI, R. H. (1987). Thermophysical properties of meat products: general bibliography and experimental values. *Trans. ASAE*, 30(I), 283-289.
- SLAVIN, J.W., 1963 Congelacion y Almacenado em Frigoríficos. In: *Tecnologia de la Industria Pesquera*. Ed. Acribia. Zaragoza
- SMITH, P.G, 2003 Introduction to food process Engineering, Springer.
- STOECKER, W. F., JONES. J. W., 1985, *Refrigeração e ar condicionado*. ed. McGraw-Hill Ltda, p 481.
- SUCCAR, J., 1985. Estimation of thermophysical properties of food at freezing temperatures. *ASHRAE Transactions*, part 2B, p. 312-332.
- TAVARES, M.; AUED, S.; BACETTI, L.B.; ZAMBONI, C.Q., 1988, Controle de qualidade do pescado. In: KAI, M.; RUIVO, U.E. Controle de Qualidade do Pescado. Santos: Leopoldianum, , p. 117-134.
- TECUNSEH, 2006. História da Refrigeração. Fic Frio. Editora: Audax, Ano 14, nº 71.São Carlos, SP, p 4.
- VALENTI, W.C.; POLI, C. R.; PEREIRA, J.A., 2000. Aquicultura no Brasil: bases para desenvolvimento sustentável. Ministério da Ciência e Tecnologia. Brasília, 399p.
- VALLE, R. H. P.; CARVALHO, E. P.; BRESSAN, M. C., 2000. Controle de qualidade relacionado a alimentos. Lavras: Centro de Editoriação/FAEPE, 138 p.
- VIEIRA, R. H. S., 2004. Microbiologia, higiene e qualidade do pescado. São Paulo: Livraria Varela, 380 p.

**ANEXOS**

## ANEXO 1

# ENERGY AND EXERGY THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A TWO-STAGE COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM INTEGRATED WITH AN ABSORPTION SYSTEM (NH<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O)

G. A. Corrêa<sup>a</sup>,

J.A. Souza<sup>a,\*</sup>,

C. Prentice-Hernández<sup>b</sup>,

and L. A. O. Rocha<sup>a</sup>

<sup>a</sup>FURG - Universidade Federal do Rio Grande  
Dep. de Física, Av. Itália, km 8, 96201-900  
Campus Carreiros, Rio Grande, RS, Brasil  
jasouza@furg.br

<sup>b</sup>FURG - Universidade Federal do Rio Grande  
Dep. de Química, Rua Eng. Alfredo Huch, 475  
96201-900, Campus Cidade, Rio Grande, RS  
Brasil

### ABSTRACT

This work proposes an energetic and exergetic thermodynamic analysis of two refrigeration systems: one is a conventional two stages cooling system by steam compression of ammonia and the other is named integrated refrigeration system. The conventional system, used as reference, is largely employed in cooling fish industry. The integrated refrigeration system is similar to the conventional one, although it uses in the intermediate cooling, between the stages of high and low pressure, cold water in closed circuit. The cold water is supplied by ammonia-water absorption system integrated to the conventional compression system. The calorific energy supplied is obtained from waste exceeding of the fish meal production thus the energy delivered to the integrated refrigeration system is considered of zero cost. Numeric simulation is employed to compare the behavior of both systems. The results obtained in this comparison show that the integrated refrigeration system operates with a reduction of up to 19.73 % in COP. However, the integrated refrigeration system presented an increase of up to 25.57% in exergetic efficiency and 33.09% in frigorific capacity in relation to the conventional system. These results, added to the decrease of operational cost which will be quantified in a further study, will make very attractive the use of the integrated refrigeration system.

**Keywords:** compression-absorption system; ammonia-water; exergy.

### NOMENCLATURE

ARS	Absorption refrigeration system
COP	Coefficient of performance
CRS	Compression refrigeration system
CRSmod	CRS modified system
e	Specific exergy (kJ.kg <sup>-1</sup> )
E	Exergy (kJ.s <sup>-1</sup> )
EV	Expansion valve
h	Specific enthalpy (kJ.kg <sup>-1</sup> )
IRS	Integrated refrigeration system
ṁ	Mass flow rate (kg.s <sup>-1</sup> )
p	Pressure (kPa)
Q̇	Rate of heat transfer (kJ.s <sup>-1</sup> )
s	Specific entropy (kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
T	Temperature (K or °C)
v	Specific volume (m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> )
Ṁ	Volume flow rate (m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> )
Ẇ	Power input (kJ.s <sup>-1</sup> )
Ẇ <sub>e</sub>	Electric power
X	Mass fraction ammonia-water

### Greek symbols

Δ	Difference
ε	Exergetic efficiency
η <sub>c</sub>	Compressor efficiency
η <sub>b</sub>	Pump efficiency

### Subscripts

0	Ambient
C	Condenser
E	Evaporator
f	Fraction solution
G	Generator
i	Interstage
L	Liquid phase
s	Strong solution
SUCTION	Regarding suction
V	Vapor phase
VC	Control volumes
w	Weak solution
1, 2, ...	Initial and final state; control volume inlet and exit

### Superscripts

0	Standard state value
n	Polytropic coefficient
CH	Chemical component
PH	Physical component

### INTRODUCTION

Energetic and exergetic thermodynamic analysis have been widely applied to analyze the performance of cooling plants. Kotas (1985) described the occurrence of energetic losses in individual processes and its quantification in detailed analysis of heat and



mass transfer. Pátek and Komflar (1995) presented a set of equations which describe the properties of vapor-liquid balance for ammonia-water. Such equations were submitted to comparison with the data reported in the literature, presenting, without need for adjustments, good results, and thus, enabling to contribute with the analysis of these systems. Bejan et al. (1996) studied the application of the first and second law of thermodynamics and, in particular, the concept of exergy in the analysis of thermal system and in the qualitative evaluation of efficiencies, as well as the principles of exergy and its application in analysis of thermal systems and thermo-economy. Nikolaidis and Probert (1998) used the exergy method to investigate a refrigeration system by compression in two stages. The temperature of condensation ranged from 298K to 308K, and the temperature of evaporation ranged from 228K to 238K. It was determined an irreversibility rate of the plant taking into account the effects of changes in temperature in the condenser and in the evaporator. Göktun (1999) studied the performance of an irreversible heat engine-driven which combines a vapor compression (VCR) and absorption refrigerator (AR), where the condensation of the AR unit discharges heat to the evaporator of the VCR unit. The heat of the condenser of the VCR is, then, delivered to the external medium for its heating. Kaynakli and Kilic (2007) presented a detailed analysis of an absorption cooling cycle operating with lithium bromate/water. They also analyzed the influence of operational temperatures, coefficient of performance (COP), effectivity of the interchanger of heat and removed from the components of this cycle. The study of Kairouani and Nehdi (2006) aimed to develop a new cycle of refrigeration, where the geothermal energy is applied in a simple vapor compression system, and to discuss the thermodynamic analysis of the cycle and the practical viability of its development. This refrigeration system in cascade consists of a vapor compression system combined with an absorption system. Cabello et al. (2007) analyzed the variation of parameters in a plant of vapor compression of a single stage. These included changes in temperature of condensation and evaporation and the degree of overheating in the suction of the compressor.

On the other hand, the measure taken in general by the frigorific industry is the compression by stages, when the difference is very high between the temperature of hot and cold sources of the cooling cycle. This allows, through an intermediate cooling, to reduce the effort of compression and to have as a result an increase in the frigorific performance of the plant (ASHRAE, 1994). This procedure occurs, in general, by injection of a liquid between the stages, where part of the refrigerant fluid, which could be used for increasing the frigorific capacity, is applied to cool the mass flow rate discharged by the compressor in the first stage.

The aim of this study is to carry out an energetic and exergetic analysis to propose a change in this usual procedure: applying an system of integrated absorption to the compression refrigeration system (CRS), for intermediate cooling, taking up the totality of refrigerant fluid in course and increasing the frigorific capacity of refrigeration

For the compression refrigeration system (CRS) and for the integrated refrigeration system (IRS) were studied the effects of evaporation temperature ( $T_E$ ), condensation temperature ( $T_C$ ), intermediate pressure ( $P_i$ ), degree of overheating in the temperature of suction ( $T_{SUCTION}$ ), in the power of the compressors ( $\dot{W}$ ), in the heat transfer rates, ( $\dot{Q}$ ), in the coefficient of performance (COP) and in the exergetic efficiency ( $\epsilon$ ).

### Conventional and Integrated Systems of Refrigeration.

Figure 1 shows the compression refrigeration system (CRS) in use in the plant with temperatures of the evaporators of low and intermediate pressure, respectively  $T_{E1} = -40^\circ\text{C}$  and  $T_{E2} = -10^\circ\text{C}$ , and temperature of condensation  $T_C = 35^\circ\text{C}$ .

The evolution of ammonia flowing in CRS starts in the state of overheated vapor, when it leaves the compressor of high (state 13). Ammonia is, then, liquefied in the condenser, turning into a saturated liquid (state 14); next, this flowing divides into three streams. The first  $\dot{m}_{a1}$  crosses an expansion valve, where it is expanded isenthalpically, submitted to pressure corresponding to the lowest temperature  $T_{E1}$  (state 16). This stream runs through the intercooler, and, as it flows down the evaporator 1 absorbs heat, making it a saturated vapor (state 17) and, following, it goes by compressor 1 leaving as overheated vapor (state 18). The second stream  $\dot{m}_{a2}$  aims to inject liquid ammonia to cool partially the overheated vapor (state 18) in the exit compressor 1, this is due to the reduction of temperature of ammonia corresponding to the intermediate pressure (state 25), obtained through isenthalpic expansion in an expansion valve. As a result, there is a mixture  $\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$  overheated (state 22). The third stream,  $\dot{m}_{a3}$  by crossing another expansion valve, where an isenthalpic expansion occurs, and this one is submitted to an intermediate pressure corresponding to  $T_{E2}$  (state 20). Continuing its flow, it runs through the intercooler, and by flowing down in evaporator 2 it absorbs heat, turning into saturated vapor (state 21). Next, it is mixed with  $\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$  overheated (state 22) resulting in a mass flow rate  $\dot{m} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} + \dot{m}_{a3}$  (state 23) which goes through the compressor 2 returning to state (13) to complete the cycle.

It is interesting to point out, that overheating increases the specific volume of the fluid aspirated by compressors, increasing, thus, the work of compression. In this refrigeration cycle, the higher the overheating in the suction of compressor 2, the

larger is the work. Cooling by injection of liquid  $\dot{m}_{a2}$  among the compression stages, it reduces this work, but with a reduction in the frigorific capacity, which could be used by the evaporators, instead.

**EV EXPANSION VALVE**

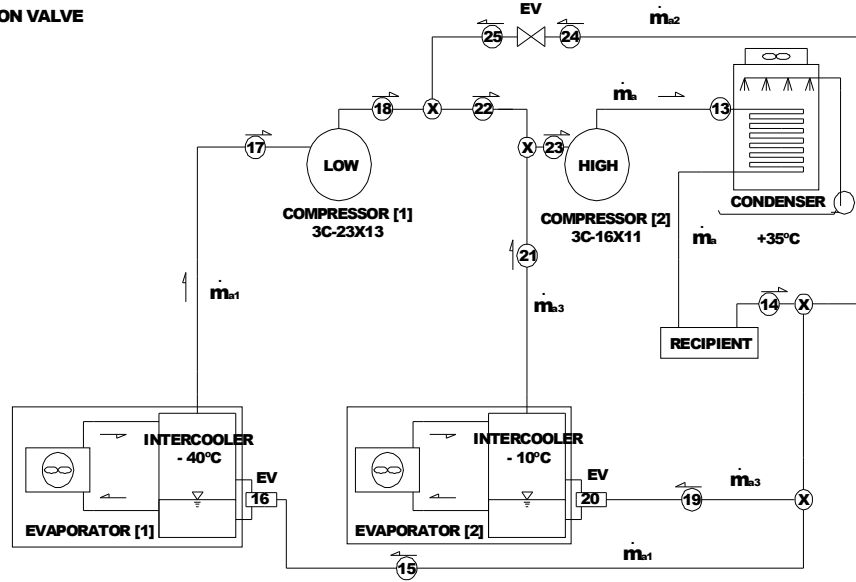


Figure 1. Schematic drawing of CRS used in industry

Figure 2 presents an integrated refrigeration system (IRS). It is similar to the conventional system, although it uses an intermediate cooling as the only difference, cold water in closed circuit, between the stages of high and low pressure. Cold water is kept by a cooling system by absorption water-ammonia, integrated t **Energetic Functions for SRA**

For the thermodynamic analysis of the absorption system are applied the principles of mass conservation, species and energy for each component of the system. Each component is treated such as a control volume with inlet and outlet of flows, and with interactions of heat and work transfer where:  $\dot{m}$  is the mass flow rate of the solution ammonia-water,  $x$  is the concentration of mass of ammonia in the solution, and  $h$  is the enthalpy of the solution ammonia-water, corresponding to the inlet and outlet state of each component. The sub index for the solution: "f" (fraction), "s" (strong) , "w" (weak) "L"(liquid) and "V"(vapor) mean a species of concentration "x" of the solution ammonia-water.

Unit - Condenser

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f (h_9 - h_{10}) \quad (15)$$

Unit - Evaporator

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{resf} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_f (h_{12} - h_{11}) \quad (17)$$

Unit - Absorber

$$\dot{m}_s = \dot{m}_w + \dot{m}_f \quad (18)$$

$$\dot{m}_s x_1 = \dot{m}_w x_6 + \dot{m}_f x_{12} \quad (19)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_f h_{12} + \dot{m}_w h_6 - \dot{m}_s h_1 \quad (20)$$

Unit - Solution pump

$$h_2 = h_1 + v_1 (p_2 - p_1) \quad (21)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (22)$$

Unit - Heat exchanger

$$\dot{m}_s x_2 + \dot{m}_w x_4 = \dot{m}_s x_3 + \dot{m}_w x_5 \quad (23)$$

$$\dot{m}_s h_2 + \dot{m}_w h_4 = \dot{m}_s h_3 + \dot{m}_w h_5 \quad (24)$$

Unit - Generator

$$\dot{m}_s + \dot{m}_L = \dot{m}_w + \dot{m}_V \quad (25)$$

$$\dot{m}_s x_3 + \dot{m}_L x_7 = \dot{m}_w x_4 + \dot{m}_V x_8 \quad (26)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_w h_4 + \dot{m}_V h_8 - \dot{m}_s h_3 - \dot{m}_L h_7 \quad (27)$$

Unit - Rectifier

$$\dot{m}_V = \dot{m}_L + \dot{m}_f \quad (28)$$

$$\dot{m}_V x_8 = \dot{m}_L x_7 + \dot{m}_f x_9 \quad (29)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_V h_8 - \dot{m}_L h_9 - \dot{m}_L h_7 \quad (30)$$

Coefficient of performance of IRS

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_b + \dot{Q}_G} \quad (31)$$

### Construction of the exergetic functions of CRS

The exergetic analysis is obtained by the combination of the first and second law of thermodynamic, where Kotas (1985) states that exergy is the standard of quality for energy, and it is equal to the maximum useful work which can be obtained by a given form of energy, using the environment ( $P_0, T_0$ ) as reference.

The main connections to be made in the thermodynamic exergetic analysis of flow are the balance of mass and exergy in permanent regime, not taking into consideration the variation of kinetic and potential energy, and according to Bejan et al. (1996) the physical energy can be calculated in mass basis ( $e^{\text{PH}}$ ) as in:

$$e^{\text{PH}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (32)$$

Where  $h_0$  and  $s_0$  are properties assessed in temperature  $T_0$  and environmental pressure  $P_0$ .

In this conception we have as a product the energy rates of the evaporators 1 and 2, as fuel to the electric power provided to the compressors 1 and 2. As a loss is taken into consideration, the whole process of cool water consumption by CRS coming from an external environment.

Unit – Evaporator 1

$$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16} = \dot{m}_{a1}(e_{17} - e_{16}) \quad (33)$$

Unit – Evaporator 2

$$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20} = \dot{m}_{a3}(e_{21} - e_{20}) \quad (34)$$

Unit – Compressor 1<sup>st</sup> stage

$$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} = \dot{m}_{a1}(e_{18} - e_{17}) \quad (35)$$

$$\dot{W}_{1e} = \frac{\dot{m}_{a1}(h_{18} - h_{17})}{\eta_c} \quad (36)$$

Unit - Compressor 2<sup>nd</sup> stage

$$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{23} = \dot{m}_a(e_{13} - e_{23}) \quad (37)$$

$$\dot{W}_{2e} = \frac{\dot{m}_a(h_{13} - h_{23})}{\eta_c} \quad (38)$$

Where  $\dot{W}_{1e}$  and  $\dot{W}_{2e}$  are the electric powers provided to the mechanic compressors of the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> stage, and the mean average performance ( $\eta_c = 0.504$ ) corresponds to the product of thermal performance ( $\eta_t = 0.7$ ), mechanic ( $\eta_m = 0.8$ ) and electric ( $\eta_e = 0.9$ ).

In order to simplify the simulation and analysis of heat transfer among the system and its environments, the contribution of the work in water pump and the losses by friction in the system were

neglected. Thus, the exergetic efficiency  $\epsilon$  which is the correlation between the product and the fuel summarizes itself. (Fig. 1):

$$\epsilon_{\text{CRS}} = \frac{(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}) + (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20})}{\dot{W}_{1e} + \dot{W}_{2e}} \quad (39)$$

### Construction of the exergetic functions IRS

In the exergetic analysis they were applied the balance of mass and exergy in permanent regime, not taking into account the variation of kinetic and power energy.

o the conventional system.

IRS is composed of two systems, which can be observed in highlight in Fig. 2, where the temperatures of evaporation, condensation and the assumptions for energy balance of CRSmod are the same used for CRS and for ARS.

It must be observed, yet, that the working fluid in ARS is binary mixture of ammonia and water, and has as its main source of energy the heat transferred to the generator, coming from the thermal waste of fish meal manufacturing produce. ARS is made of the following components: a rectifier, a condenser, an evaporator, an absorber, two expansion valves and the pump of solution ammonia-water.

A brief description of ARS can be initiated by the pump (state 1) where flowing of the binary solution ammonia-water of ARS receives a strong solution from the absorber,  $\dot{m}_s$ , liquid to low pressure and has its pressure risen, until the pressure of the heat exchanger (state 2). There, a heat transfer between currents occur, where the strong solution  $\dot{m}_s$  is heated (state 3), while the weak solution  $\dot{m}_w$ , hot, originally from the generator has its temperature reduced (state 5), as it returns to the absorber (state 6), after its passage through the expansion valve. Liquid solution  $\dot{m}_s$  (state 3) enters, then, the refining column, flowing in a countercurrent with the vapor expelled from the generator. This is a process of water vapor removal, with heat transfer and mass in course, until the top of the column (state 8) as a saturated vapor solution  $\dot{m}_v$ . To remove the maximum of the water vapor, the solution is cooled, condensating a liquid rich in water, which is drained back into the rectifying column (state 7) as a saturated liquid solution  $\dot{m}_L$ . The solution which leaves the rectifier with mass flow rate  $\dot{m}_f$  (state 9) presents a fraction of 0.1 % water. It passes by the condenser, leaving as a saturated liquid (state 10); then, the solution  $\dot{m}_f$  crosses a expansion valve in an isenthalpic expansion, reducing the pressure until it is obtained a temperature of saturation  $T_E$  (state 11). The solution crossing the evaporator, absorbs heat from the water in recirculation with the intermediate cooler of CRSmod, coming out as  $\dot{m}_f$  as saturated vapor of low pressure (state 12). Completing the

refrigeration cycle in evolution, the saturated vapor  $\dot{m}_f$  of the evaporator is then absorbed by the liquid

solution of the absorber expelling heat for the external medium, and returning to the initial state 1.

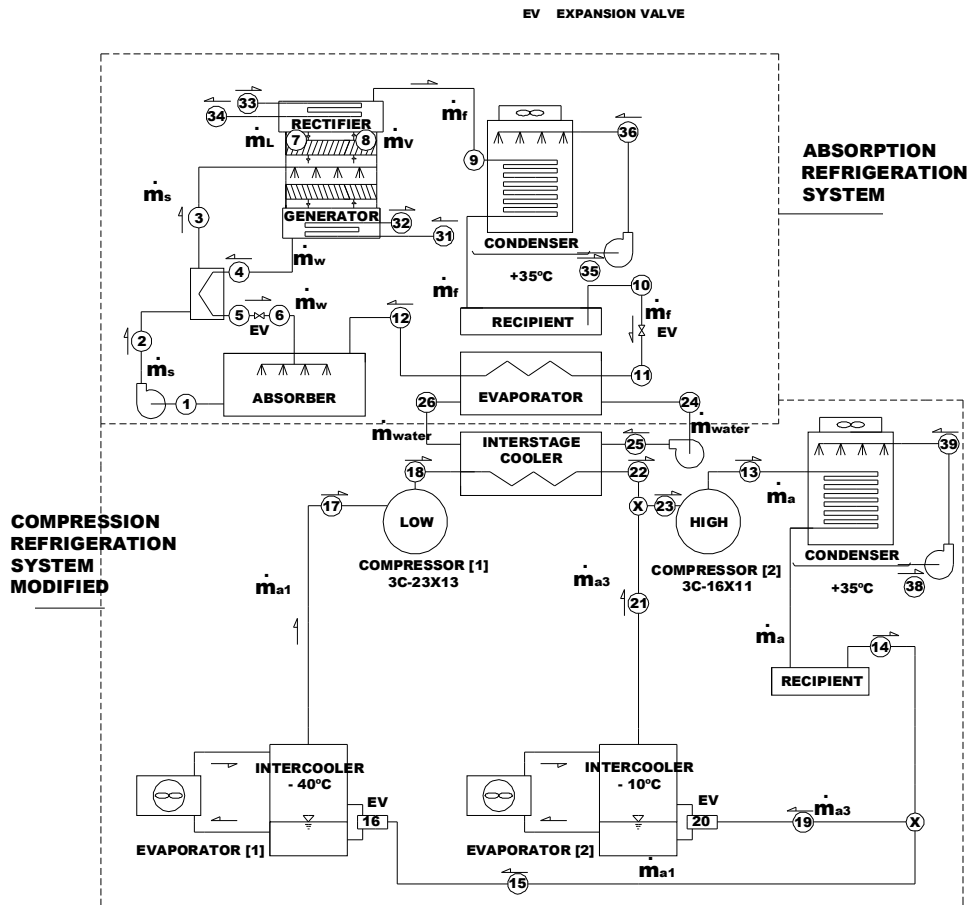


Figure 2. Schematic drawing of IRS.

### Thermodynamic Considerations of the Conventional and Integrated Refrigerating Systems

The mathematical models applied in the simulation of the systems under study were obtained dividing the systems considered (Figs. 1 and 2) in the thermodynamic analysis, in various control volumes and applying to these the balance of mass, energy and exergy. In this analysis, the following considerations are made:

- The components of the systems are analyzed in a permanent regime.
- The effects of variation of kinetic energy and potential are not taken into account.
- Expansion through the valves is a throttle process.
- The working fluid is saturated liquid in the exit of condensers, saturated vapor in the entrance of the compressor of low and overheated vapor at 7° C in the compressor of high pressure
- Room temperature and pressure for the calculation of exergy are respectively  $T_0 = 293\text{ K}$  and  $p_0 = 1\text{ bar}$ .

- In ARS the temperatures in the condenser, evaporator, absorber, generator and rectifier are constant and uniform along the components.
- Pressures in the condenser and evaporator of ARS are balance pressures corresponding to the temperatures and concentrations of the condenser and evaporator respectively.
- The strong solution  $x_s$  in the exit of absorber and the weak solution  $x_w$  in the exit of the generator are balanced with their respective temperatures and pressures.
- The concentration of refrigerant vapor in the exit of the rectifier is equal to  $x_f = 0.999$

The regime of work in the frigorific plant was obtained through instrumentation, during the operation of the system. Such data are presented in Table 1 and will be a source for the following guidelines of calculation for CRS and IRS:

In Table 1, the refrigerant fluid in each cluster (14, 15, 19 e 24) and (20 e 25), presented the same state, pressure and temperature, but with different mass flow rates.

To the regime of work in the frigorific plant modified CRSmod, it was admitted the same as in

CRS, but there are not the positions 24 and 25 by not occurring an injection of liquid between the stages of high and low.

Table 2 presents the operational data of the absorption refrigeration system (ARS). The temperatures of the solutions are determined numerically.

**Table 1 - Data for CRS**

Power input for the low-pressure compressor: 32.95 kW			
Power input for the high-pressure compressor : 61.23 kW			
Ambient temperature: 25°C			
Ambiente pressure: 101 kPa			
T <sub>in</sub> and T <sub>out</sub> cooling water: 25°C and 30°C			
Refrigerant: NH3			
Point	Fluid state	T [°C]	P [kPa]
13	overheated vapour	112,5	1351
14,15,19,24	Saturated liquid	35	1351
16	Liquid + vapour	-40	71.66
17	Saturated vapour	-40	71.66
18	overheated vapour	48.9	290.8
20,25	Liquid + vapour	-10	290.8
21	Saturated vapour	-10	290.8
23	overheated vapour	7	290.8

This installation presents data with the following considerations:

1- The frigorific capacity of ARS is the same as the heat removed from the intermediate cooler of CRSmod obtained by thermal balance of the latter.

2- They were attributed practical values for the range of the process, concentrations, temperatures and pressures applied and verified in COP which would meet the needs of the operation.

**Table 2 - Data for IRS**

Q <sub>resf</sub> Heat-transfer rate by the intercooler: 8.918 kW					
T <sub>0</sub> Ambient temperature: 25°C					
P <sub>0</sub> Ambient pressure: 101 kPa					
T <sub>in</sub> , T <sub>out</sub> (Fig.2) cooling water: 25°C and 30°C					
T <sub>in</sub> , T <sub>out</sub> (Fig.2) heating water: 96°C and 90°C					
Fluid : NH3-H2O					
Δx= strong solution - weak solution: 0.05					
Point	State	T [°C]	x g <sub>NH3</sub> /g <sub>sol</sub>	P [bar]	Solution
1	Liquid	45.0	0.45	4.60	strong
2	Liquid	45.0	0.45	11.62	strong
3	Liquid	58.0	0.45	11.62	strong
4	Liquid	88.0	0.40	11.62	weak
5	Liquid	83.5	0.40	11.62	weak
6	Liq.+vap.	61.7	0.40	4.60	weak
7	Liquid	78.5	0.45	11.62	-
8	Vapour	78.5	0.98	11.62	-
9	Vapour	30.0	0.999	11.62	solution
10	Liquid	30.0	0.999	11.62	solution
11	Liq.+vap.	2.0	0.999	4.60	solution
12	Vapour	2	0.999	4.602	solution

### Construction of energetic functions for CRS

The balance of mass and energy for each volume of control are presented, where the numeric rates represent the states of the working fluid in the cycle of Figure 1:

Condenser Unit - The condenser cools and condenses the overheated vapor coming from the compressor of high. This operation is carried out transferring the heat of the refrigerant fluid to the medium. Water is used as refrigerant fluid.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a (h_{13} - h_{14}) \quad (1)$$

Evaporator Unit 1 - It is a heat exchanger where the evaporation of the refrigerant liquid takes place to the lowest pressure and temperature of the compression system.

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{a1} (h_{17} - h_{16}) \quad (2)$$

Evaporator Unit 2 - Evaporator 2 is responsible by the removal of heat, temperature and intermediate pressure of the compression system.

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{a3} (h_{21} - h_{20}) \quad (3)$$

Compressor Unit 1 - The amount of energy provided to the system in the time unit in compression represents the mechanic power of the first stage.

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_{a1} (h_{18} - h_{17}) \quad (4)$$

The mechanic power required from the compressor 1 is obtained, using the specifications of the manufacturer for the compressor model applied (MADEF 3C-16x11), according to the procedure described by Pohlmann (1964), who makes the connection to the variance of power for different operational conditions for temperature and pressure.

Compressor Unit 2 - represents the mechanic power in the 2<sup>nd</sup> stage.

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_a (h_{13} - h_{23}) \quad (5)$$

Likewise, the mechanic power required by compressor 2 is obtained from the specifications of the manufacturer for the compressor model applied (MADEF 3C-23x13).

Mixtures - The refrigerant fluid compressed by the low pressure (state 18) is rarefied by injecting a liquid (state 25) resulting in state 22. The fluid in this state is mixed with the vapor in state (21) and, by the end, in state (23) it is aspired by compressor 2.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} + \dot{m}_{a3} \quad (6)$$

$$(\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2})h_{22} = \dot{m}_{a1}h_{18} + \dot{m}_{a2}h_{25} \quad (7)$$

$$\dot{m}_a h_{23} = \dot{m}_{a3}h_{21} + (\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2})h_{22} \quad (8)$$

With the pressures of the condenser, evaporators and entrance and exit temperatures of the compressors, obtained through reading in the instrumentation existing in the frigorific plant, it is

determined the following properties: temperatures of saturation, enthalpies, entropies and specific volumes. The mass flow rates  $\dot{m}_{a1}$  and  $\dot{m}_a$  are determined with the equations (4) and (5). As to equations (6, 7 and 8) the mass flow rates  $\dot{m}_{a2}$  and  $\dot{m}_{a3}$  are determined, and the enthalpy  $h_{22}$ . The rates of heat in the evaporators 1 and 2, respectively  $\dot{Q}_{E1}$  and  $\dot{Q}_{E2}$ , and the heat rate in the condenser  $\dot{Q}_C$  is obtained by equations (1, 2 and 3), respectively.

The polytropic coefficient of the 1<sup>st</sup> stage ( $n_1$ ) is obtained by Eq. (9) and about the condition obtained from the reading of pressures and temperatures obtained in the frigorific plant by the compressor 1. This polytropic coefficient,  $n_1$ , is then considered constant for all the numeric simulations carried out in this work. An identical procedure is made for the calculation of the polytropic coefficient for the compressor in the 2<sup>nd</sup> stage,  $n_2$  through eq. (10).

$$\frac{n_1 - 1}{n_1} = \frac{\log \frac{T_{18}}{T_{17}}}{\log \frac{p_{18}}{p_{17}}} \quad (9)$$

$$\frac{n_2 - 1}{n_2} = \frac{\log \frac{T_{13}}{T_{23}}}{\log \frac{p_{13}}{p_{23}}} \quad (10)$$

In the numeric simulation of the compression refrigeration system (CRS), they are admitted for the working fluid different values for the inlet and outlet pressures for the compressors, as well as for the inlet temperatures in the compressors. The outlet temperatures of the compressors were obtained by equations (9 e 10), with the assumption that the polytropic coefficients might be constant. With these pressures and temperatures, they are determined the other properties.

The coefficient of performance (COP) matches the frigorific capacity with the mechanical power provided to the system

$$\text{COP}_{\text{CRS}} = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} \quad (11)$$

Figure 3 presents diagram p-h of ammonia for CRS, where the characteristics of the refrigerating in any state are represented by the continuing lines.

In this diagram it can be observed that the inlet and outlet states of the refrigerant fluid ammonia, provided by readings (pressure and temperature) in the compressors of high pressure (states 23 and 13) and low pressure (states 17 and 18) installed in the frigorific plant.

### Construction of the energetic functions of IRS

The methodology applied in the thermodynamic analysis of IRS allows to considerate the CRSmod and the ARS as two subsystems which, for a matter of simplicity, will be analyzed separately.

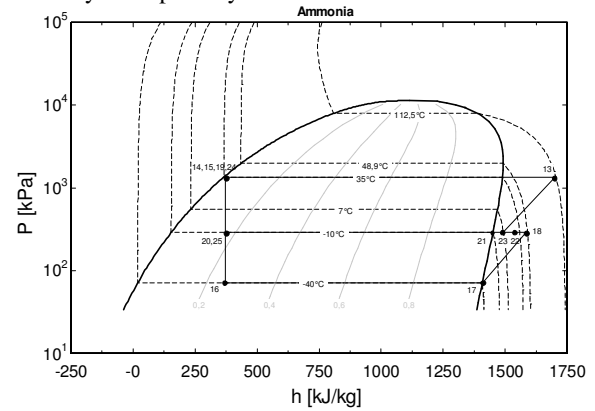


Figure 3. Diagram p-h: ammonia of CRS

### Energetic Functions of CRSmod

As for CRS, eq. (1) - (5), (9) and (10) are valid under the assumptions mentioned in the previous section. For the mixture which is admitted in the compressor of high pressure we have: mixture

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a3} \quad (12)$$

$$\dot{m}_a h_{23} = \dot{m}_{a3} h_{21} + \dot{m}_{a1} h_{22} \quad (13)$$

unit – Cooler

$$\dot{Q}_{\text{resf.}} = \dot{m}_{a1} (h_{18} - h_{22}) \quad (14)$$

With the pressures and temperatures of the working fluid in the entrance and exit of the compressors they are determined the properties: saturation temperatures, enthalpy and specific volumes.

Provided the mechanical powers and with the eq. (4) and (5) they are determined the flows  $\dot{m}_{a1}$  and  $\dot{m}_{a3}$ , and with the eq. (12) and (13) the flow  $\dot{m}_a$  and enthalpy  $h_{23}$  are determined. The heat changes of the evaporators (1) and (2), respectively  $\dot{Q}_{E1}$  and  $\dot{Q}_{E2}$ , and the heat rates in the condenser  $\dot{Q}_C$  are obtained by eq. (1-3).

Fig. 4 presents diagram p-h: ammonia of CRSmod

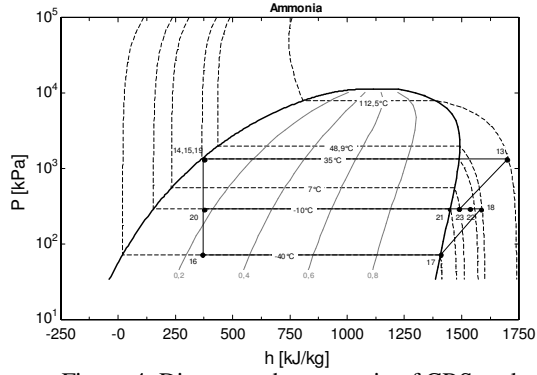


Figure 4. Diagram p-h: ammonia of CRSmod  
Energetic Functions for SRA

For the thermodynamic analysis of the absorption system are applied the principles of mass conservation, species and energy for each component of the system. Each component is treated such as a control volume with inlet and outlet of flows, and with interactions of heat and work transfer where:  $\dot{m}$  is the mass flow rate of the solution ammonia-water,  $x$  is the concentration of mass of ammonia in the solution, and  $h$  is the enthalpy of the solution ammonia-water, corresponding to the inlet and outlet state of each component. The sub index for the solution: “f” (fraction), “s” (strong), “w” (weak) “L”(liquid) and “V”(vapor) mean a species of concentration “x” of the solution ammonia-water.

Unit - Condenser

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f (h_9 - h_{10}) \quad (15)$$

Unit - Evaporator

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{resf} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_f (h_{12} - h_{11}) \quad (17)$$

Unit - Absorber

$$\dot{m}_s = \dot{m}_w + \dot{m}_f \quad (18)$$

$$\dot{m}_s x_1 = \dot{m}_w x_6 + \dot{m}_f x_{12} \quad (19)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_f h_{12} + \dot{m}_w h_6 - \dot{m}_s h_1 \quad (20)$$

Unit - Solution pump

$$h_2 = h_1 + v_1 (p_2 - p_1) \quad (21)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (22)$$

Unit - Heat exchanger

$$\dot{m}_s x_2 + \dot{m}_w x_4 = \dot{m}_s x_3 + \dot{m}_w x_5 \quad (23)$$

$$\dot{m}_s h_2 + \dot{m}_w h_4 = \dot{m}_s h_3 + \dot{m}_w h_5 \quad (24)$$

Unit - Generator

$$\dot{m}_s + \dot{m}_L = \dot{m}_w + \dot{m}_V \quad (25)$$

$$\dot{m}_s x_3 + \dot{m}_L x_7 = \dot{m}_w x_4 + \dot{m}_V x_8 \quad (26)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_w h_4 + \dot{m}_V h_8 - \dot{m}_s h_3 - \dot{m}_L h_7 \quad (27)$$

Unit - Rectifier

$$\dot{m}_V = \dot{m}_L + \dot{m}_f \quad (28)$$

$$\dot{m}_V x_8 = \dot{m}_L x_7 + \dot{m}_f x_9 \quad (29)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_V h_8 - \dot{m}_L h_9 - \dot{m}_f h_7 \quad (30)$$

Coefficient of performance of IRS

$$COP = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_b + \dot{Q}_G} \quad (31)$$

### Construction of the exergetic functions of CRS

The exergetic analysis is obtained by the combination of the first and second law of thermodynamic, where Kotas (1985) states that exergy is the standard of quality for energy, and it is equal to the maximum useful work which can be obtained by a given form of energy, using the environment ( $P_0, T_0$ ) as reference.

The main connections to be made in the thermodynamic exergetic analysis of flow are the balance of mass and exergy in permanent regime, not taking into consideration the variation of kinetic and potential energy, and according to Bejan et al. (1996) the physical energy can be calculated in mass basis ( $e^{PH}$ ) as in:

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (32)$$

Where  $h_0$  and  $s_0$  are properties assessed in temperature  $T_0$  and environmental pressure  $P_0$ .

In this conception we have as a product the energy rates of the evaporators 1 and 2, as fuel to the electric power provided to the compressors 1 and 2. As a loss is taken into consideration, the whole process of cool water consumption by CRS coming from an external environment.

Unit - Evaporator 1

$$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16} = \dot{m}_{a1} (e_{17} - e_{16}) \quad (33)$$

Unit - Evaporator 2

$$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20} = \dot{m}_{a3} (e_{21} - e_{20}) \quad (34)$$

Unit - Compressor 1<sup>st</sup> stage

$$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} = \dot{m}_{a1} (e_{18} - e_{17}) \quad (35)$$

$$\dot{W}_{1e} = \frac{\dot{m}_{a1} (h_{18} - h_{17})}{\eta_C} \quad (36)$$

Unit - Compressor 2<sup>nd</sup> stage

$$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{23} = \dot{m}_a (e_{13} - e_{23}) \quad (37)$$

$$\dot{W}_{2e} = \frac{\dot{m}_a (h_{13} - h_{23})}{\eta_C} \quad (38)$$



Where  $\dot{W}_{1e}$  and  $\dot{W}_{2e}$  are the electric powers provided to the mechanic compressors of the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> stage, and the mean average performance ( $\eta_C = 0.504$ ) corresponds to the product of thermal performance ( $\eta_t = 0.7$ ), mechanic ( $\eta_m = 0.8$ ) and electric ( $\eta_e = 0.9$ ).

In order to simplify the simulation and analysis of heat transfer among the system and its environments, the contribution of the work in water pump and the losses by friction in the system were neglected. Thus, the exergetic efficiency  $\varepsilon$  which is the correlation between the product and the fuel summarizes itself. (Fig. 1):

$$\varepsilon_{CRS} = \frac{(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}) + (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20})}{\dot{W}_{1e} + \dot{W}_{2e}} \quad (39)$$

### Construction of the exergetic functions IRS

In the exergetic analysis they were applied the balance of mass and exergy in permanent regime, not taking into account the variation of kinetic and power energy.

In this conception, we have as a product the energy rates of the evaporators 1 and 2, as fuel: the electric power provided to the compressors, the electric power provided to the pump, the solution ammonia-water, the energy rate provided to the generators. As the loss, the process of cold water consumption of IRS coming from the exterior medium is taken into account.

### Construction of the exergetic functions of CRSmod

Unit – Evaporator 1

$$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16} = \dot{m}_{a1}(e_{17} - e_{16}) \quad (40)$$

Unit – Evaporator 2

$$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20} = \dot{m}_{a3}(e_{21} - e_{20}) \quad (41)$$

Unit – Compressor 1<sup>st</sup> stage

$$\dot{W}_{1e} = \frac{\dot{m}_{a1}(h_{18} - h_{17})}{\eta_C} \quad (42)$$

Unit - Compressor 2<sup>nd</sup> stage

$$\dot{W}_{2e} = \frac{\dot{m}_a(h_{13} - h_{23})}{\eta_C} \quad (43)$$

### Construction of the exergetic function of ARS

The total exergy, E, of a refrigeration system by absorption according to Misra et al. (2006) is the addition of physical exergy,  $E^{PH}$ , and the exergy of chemical substance  $E^{CH}$ , as well as the specific total exergy is the addition of specific total exergy,  $e^{ph}$ , and exergy of specific chemical exergy,  $e^{ch}$ .

The procedure of calculation of specific chemical exergy of the mixture for the system

ammonia-water according to Misra et al. (2006) is calculated by

$$e^{CH} = \left( \frac{x}{M_{NH_3}} \right) e_{ch,NH_3}^0 + \left( \frac{1-x}{M_{H_2O}} \right) e_{ch,H_2O}^0 \quad (44)$$

The specific chemical exergy of ammonia  $e_{ch,NH_3}^0$  and of water  $e_{ch,H_2O}^0$  were obtained in Bejan et al. (1996).

Unit – Pump of the solution ammonia-water

$$\dot{W}b_e = \frac{\dot{m}_s(h_2 - h_1)}{\eta_b} \quad (45)$$

The performance of the pump ( $\eta_b$ ) is worth 0.5

Unit – Generator

$$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} = \dot{m}_{vapor}(e_{30} - e_{31}) \quad (46)$$

$$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} = \dot{m}_s e_{x3} + \dot{m}_L e_{x7} - \dot{m}_w e_{x4} - \dot{m}_v e_{x8} \quad (47)$$

The exergetic performance  $\varepsilon$  of IRS:

$$\varepsilon_{SRI} = \frac{(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}) + (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20})}{\dot{W}_{1e} + \dot{W}_{2e} + \dot{W}b_e + (\dot{E}_{30} - \dot{E}_{31})} \quad (48)$$

Where  $(E_{30} - E_{31})$  is the heat provided (fuel) to the ARS in the generator.

## RESULTS AND DISCUSSION

Table 3 shows for each state, the values “ $\dot{m}$ , h, and e” in each position of interest of CRS, in the operational conditions shown in Fig. 1. The pressures and temperatures corresponding to the states shown in Tables 3 and 5, are found respectively in Tables 1 and 2.

Table 3 - State-point properties of  $NH_3$  and mass flow rate of CRS

State	h [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	e [kJ/kg]
13	1704	0.1459	864.3
14	366	0.1459	798.7
15	366	0.09134	798.7
16	366	0.09134	736.7
17	1408	0.09134	446.9
18	1589	0.09134	631.3
19	366	0.04849	798.7
20	366	0.04849	778.3
21	1450	0.04849	634.7
22	1514	0.09738	629.6
23	1493	0.1459	630.6

Table 4 shows the results of the energetic and exergetic balances, of (COP) and exergetic efficiency ( $\varepsilon$ ) of CRS.

Table 4 - Results of the thermodynamic balances, of COP and  $\varepsilon$  of CRS

Energetic			Exergetic	
$\dot{Q}_{E1}$ [kW]	$\dot{Q}_{E2}$ [kW]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\Delta\dot{E}_{E1}$ [kW]	$\Delta\dot{E}_{E2}$ [kW]
95.15	52.57	195.2	26.47	6.96
$\dot{W}_1$ [kW]	$\dot{W}_2$ [kW]	$COP_{CRS}$	$\dot{W}_{1e}$ [kW]	$\dot{W}_{2e}$ [kW]

16.61	30.86	3.112	32.95	61.23
$\epsilon_{CRS} = 0.355$				

Table 5 shows the properties of state and mass flow of IRS.

Comparing the results of Tables 3 and 4, obtained both for the same operational conditions ( $T_{E1} = -40^\circ\text{C}$ ,  $T_{E2} = -10^\circ\text{C}$  and  $T_C = 35^\circ\text{C}$ ) it is observed that for IRS values lower than 19.37 % in COP regarding to CRS. However, in the efficiency ( $\epsilon$ ) IRS presented an increase of 25.57% regarding to CRS. This increase in the efficiency is due to an increase in the exergetic frigorific capacity ( $\Delta E_{E1} + \Delta E_{E2}$ ) of 33.09 % regarding to CRS, which accounts for applying IRS.

Through the simulation of several operational conditions it was investigated the influence of the temperatures in obtaining exchanged heat of the components, power of compressors, performance (COP) and efficiency ( $\epsilon$ ) of the facilities. All of these results were presented in graphs.

Table 5 - State-point properties and mass flow rate of IRS

Mixture: $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$			
state	h [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	e [kJ/kg]
1	-40.54	0.0477	-4.651
2	-15.7	0.0477	-1.354
3	42.51	0.0477	4.13
4	355.2	0.03916	70.4
5	284.3	0.03916	53.47
6	284.3	0.03916	45.47
7	297.7	0.0009108	52.16
8	1561	0.009454	313.3
9	1293	0.008543	268
10	225.4	0.008543	194
11	225.4	0.008543	59.85
12	1269	0.008543	88.02
Fluid: $\text{NH}_3$			
state	h [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	e [kJ/kg]
13	1672	0.1893	857.6
14	366	0.1893	798.7
15	366	0.1216	798.7
16	366	0.1216	736.7
17	1408	0.1216	446.9
18	1589	0.1216	631.3
19	366	0.06775	798.7
20	366	0.06775	778.3
21	1450	0.06775	634.7
22	1516	0.1216	629.5
23	1493	0.1893	630.6

Table 6 shows the results of the energetic and exergetic balances, of (COP) and efficiency of IRS.

Table 6 - Results of the thermodynamic balances, of COP and  $\epsilon$  of IRS

Energetic		
$\dot{Q}_{Ref.}$ [kW]	$\dot{Q}_G$ [kW]	$\dot{Q}_{Ca}$ [kW]
8.918	26.37	9.119
$\dot{Q}_R$ [kW]	$\dot{Q}_A$ [kW]	$\dot{W}_b$ [kW]
3.443	23.91	1.185
$\dot{Q}_{E1}$ [kW]	$\dot{Q}_{E2}$ [kW]	$\dot{Q}_C$ [kW]
126.6	73.45	437.8
$\dot{W}_1$ [kW]	$\dot{W}_2$ [kW]	$\text{COP}_{IRS}$
22.1	34.07	2.39
Exergetic		
$\Delta E_{E1}$ [kW]	$\Delta E_{E1}$ [kW]	$\Delta E_{E1}$ [kW]
35.23	35.23	35.23
$\dot{W}_{1e}$ [kW]	$\dot{W}_{1e}$ [kW]	$\dot{W}_{1e}$ [kW]
32.95	32.95	32.95
$\epsilon_{IRS} = 0.4458$		

Figure 5, for CRS and IRS, presents the variation of refrigerating capacities and the power of compressors in function of temperature  $T_{E1}$  of the refrigerating fluid.

It is observed that as the temperature varies ( $T_{E1}$ ), it results, for CRS as well as for IRS, in the same tendencies of variation of heat rates, and compressor powers. Still in this comparison, it can be observed a meaningful difference in the total heat rate of evaporators,  $\dot{Q}_E$ , of IRS of 33% higher than the correlation to the CRS. In this simulation, IRS presented a higher movimentation of mass flow rate in its components regarding to CRS, thus, higher heat rates. Another factor observed in Fig.5 is the total heat rate  $\dot{Q}_E$ , which remained constant during the rise of temperature  $T_{E1}$ , while it occurred a reduction of  $\dot{Q}_{E2}$ , due to the decrease of mass flow rate  $\dot{m}_{21}$  and increase of  $\dot{Q}_{E1}$ . The powers  $\dot{W}_1$  and  $\dot{W}_2$ , of IRS presented a higher percentage on average of 21.45 % and 9.37 % respectively regarding to the powers of CRS.

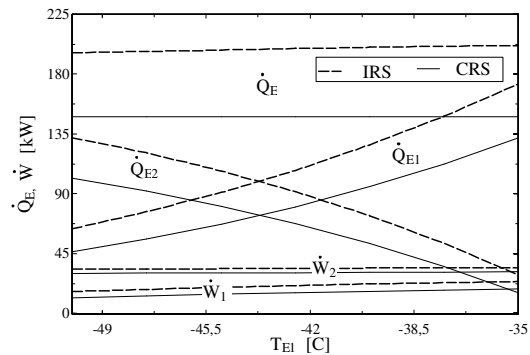


Figure 5. Variation of refrigerating capacity and power indicated in the compressors with  $T_{E1}$

Fig. 6 shows the variation of performance (COP) and efficiency ( $\epsilon$ ) in terms of: condensation temperature,  $T_C$ , (Fig. 6-a); suction temperature of the 2<sup>nd</sup> stage,  $T_{SUCTION}$  (Fig. 6-b); temperature of the evaporator 1,  $T_{E1}$  (Fig. 6-c) and the evaporator 2,  $T_{E2}$  (Fig. 6-d).

In Fig. 6-a, it is observed that the increase of  $T_C$  reduced the performance, and the efficiency of the two systems analyzed. This is due to an increase in the mechanic power of the compressors and the reduction for the heat rate removed from the evaporators. It is also noted that the lower values of performance for  $COP_{IRS} < COP_{CRS}$ , where IRS had an average percentage of 26.62% lower regarding to CRS, and higher values of efficiency ( $\epsilon_{IRS} > \epsilon_{CRS}$ ), where IRS presented a higher percentage on average of 26.02% regarding to CRS, owing to the product (frigorific capacity) presenting higher results in the exergetic analysis of IRS.

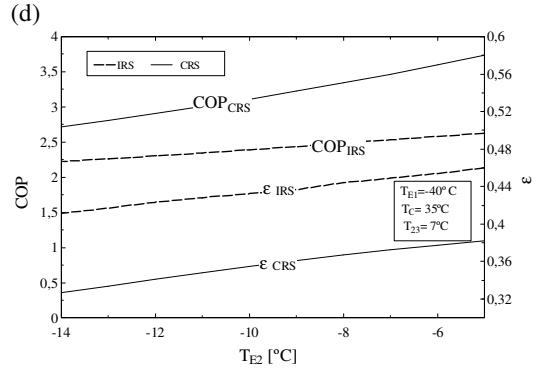
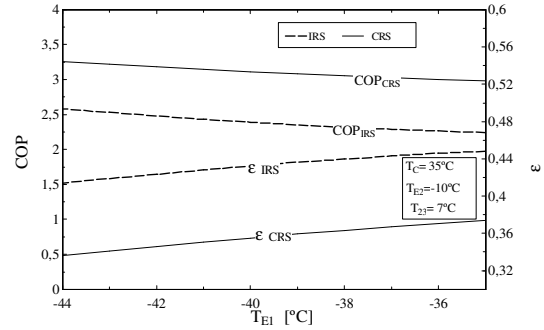
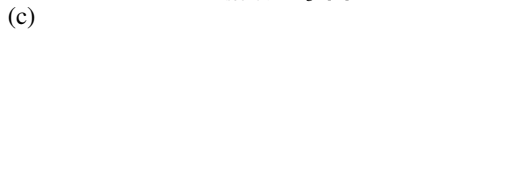
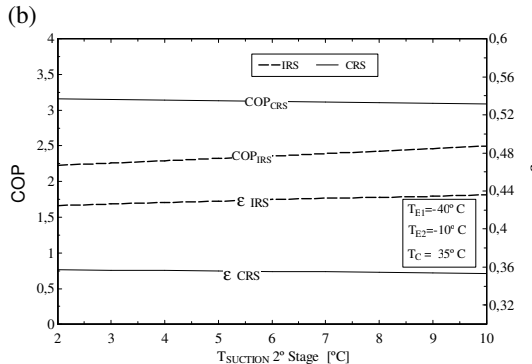
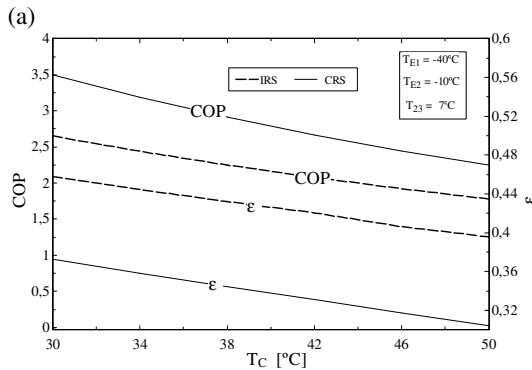


Figure 6- Variation of the performance (COP) and efficiency ( $\epsilon$ ) in terms of: (a) condensation temperature,  $T_C$ , (b) suction temperature of the 2<sup>nd</sup> stage,  $T_{SUCTION}$  (c) temperature of the evaporator 1,  $T_{E1}$ , (d) and the evaporator 2,  $T_{E2}$ .

In Fig. 6-b, it is noticed that the increase of  $T_{SUCTION}$  reduces the performance and the efficiency of CRS, while for the IRS it raises the performance and efficiency. This increase in the IRS is due to a reduction in the heat rate of the generator  $\dot{Q}_G$ . For the increase of  $T_{SUCTION}$  of compressor 2, it is decreased the intermediary cooling kept by the absorption system, that is, it was reduced the heat rate in generator  $\dot{Q}_G$ .

Fig. 6-c, shows a reduction of COP for systems CRS and IRS and an increase of efficiencies  $\epsilon_{CRS}$  and  $\epsilon_{IRS}$ , as it increases  $T_{E1}$  of the evaporator 1, maintaining  $T_{E2} = -10^\circ\text{C}$ . For the two systems CRS and IRS, the power of the compressors and the heat exchanged by the evaporators of the two systems increase, and as the relative increase of the compressors is larger it occurs a reduction in COP. As for the efficiencies, they increase due to an increase of the product (frigorific capacity) obtained of the exergetic balance.

Fig. 6-d, shows that as  $T_{E2}$  of evaporator 2 increases there is a rise of COP and efficiency  $\epsilon_{CRS}$  and  $\epsilon_{IRS}$  of the systems CRS and IRS. In these two systems the power of the compressors

and the total heat rate of the evaporators rise, but in order to raise the value of COP. The efficiencies of both the systems rise owing to the growth of the product (refrigeration capacity) obtained from the exergetic balance, even occurring a raise in the heat rate of the generator  $\dot{Q}_G$  in IRS.

## CONCLUSION

In this work it was shown an energetic and exergetic thermodynamic analysis of a refrigeration system by vapor compression (CRS) and of an integrated refrigeration system (IRS).

It was carried out a comparison between the two systems, where as a highlight the IRS presented efficiency 25.7% higher in relation to CRS. This increase in efficiency is due to the increase in the exergetic refrigeration capacity ( $(\Delta E_{E1} + \Delta E_{E2})$ ) of 33.09 % regarding to CRS.

By the simulation of several operational conditions it was investigated the influence of the temperatures in obtaining the heat exchanged of the components, power of the compressors, performance (COP) and efficiency ( $\epsilon$ ) of the installations, where the results proved that for IRS the values of COP are lower than those of CRS. However, the exergetic efficiency of the system IRS remained higher than in the system CRS.

IRS had in the energetic analysis an increase in the refrigeration capacity of 35.42% regarding to the conventional system. This further advantage in which the thermal energy provided is of low cost makes the IRS more attractive.

These results are very important in the context of thermodynamic optimization and of thermoeconomic assessment of the refrigerating systems, where the lower operational cost which will be quantified in a future study, makes it worth the application of the integrated refrigeration system.

## Artigo I.

## REFERENCES

Ashrae Handbook. 1994, *System Practices for Ammonia Refrigerant*. ASHRAE Refrigeration System and Applications, Atlanta, Ga.

Bejan, A., 1996, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York.

Bejan, A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, *Thermal design and optimization*, Wiley, New York.

Bejan, A., 1988, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York.

Cabello, R. Navarro-Esbrí, J. Lopis, R. Torrella E., 2007, Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 167 – 176.

Göktun S., 1999, Optimal performance of an irreversible, heat engine-driven, combined vapor compression and absorption refrigerator. *Applied Energy*, Vol. 62, pp. 67 -79.

Kairouani L., Nehdi E., 2006, Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 288 – 294.

Kaynakli O., Kilic M., 2007, Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 2, pp. 599 - 607.

Kotas, T.J., 1985, *The exergy method of thermal plant analysis*. Great Britain: Anchor Brendon Ltd.

Misra, R.D., Sahoob, P. K., Guptab A., 2006, Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, Vol.29, pp. 47 – 59.

Nikolaids, C., Probert, D., 1998, D. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance *Applied Energy*, Vol. 60, pp. 241 -256.

Pátek, J; Komflar, J., 1995, Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 4, pp. 228-234.

Pohlmann, W., 1969, *Manual de Técnica Refrigerativa*. Edições Omega, S.A., Barcelona.



## ANEXO 2

### ANÁLISES FÍSICO - QUÍMICAS DO PESCADO

#### Exigidas pela Legislação Brasileira (CONTRERAS–GUZMÁN, 1994)

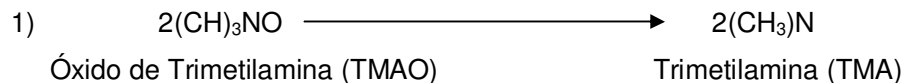
- Gás Sulfídrico: reação negativa (legislação federal); apenas ligeiros vestígios (estadual).
- pH da carne externa inferior a 6,8 e da carne interna inferiores a 6,5, nos peixes (federal) e no pescado (estadual).
- Bases voláteis totais inferiores a 0,030g de nitrogênio por 100g de carnes (federal e estadual) excluídos os elasmobrânquios (MERCOSUL).
- Reação de indol negativa, com exceção dos crustáceos (federal) ou do camarão (estadual), nos quais o limite máximo de indol será de 4g (federal) ou de 4μg (estadual) por 100g.
- Histamina, nível máximo de 100ppm em músculo, nas espécies pertencentes às famílias *Scombridae*, *Scombrosocidae*, *Clupeidae*, *Coryphaenidae* e *Pomatomidae* (MERCOSUL).

Os métodos físicos servem para verificar as condições dos processos tecnológicos a que foi submetido o pescado, sendo a qualidade da matéria-prima e dos produtos elaborados determinados com base nas propriedades físicas do mesmo, como por exemplo, tamanho e peso.

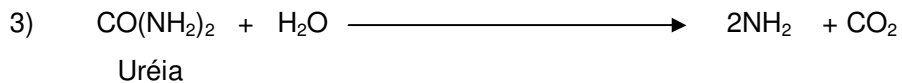
Os métodos químicos não são muito utilizados pelos setores de controle de qualidade das indústrias, porque requerem o uso de aparelhagem e facilidades especiais.

A deterioração do pescado provoca o acúmulo de uma série de produtos químicos no músculo. As reações causadas principalmente pelo ataque bacteriano são as seguintes:

#### Redução



2) Formação de dimetilamina (DMA)



O TMAO é um composto típico da carne do pescado de água salgada. Logo após a morte do pescado, o TMAO é convertido em TMA, tido como a fonte do odor característico do peixe. A amônia também pode ser proveniente da ação bacteriana sobre as proteínas, ou da conversão da adenosina à miosina. As determinações de TMA e das bases voláteis totais (BVT) são indicadas para peixe fresco e salgado. A determinação de amônia, por sua vez, é considerada bom índice na avaliação de qualidade de pescado salgado (TAVARES, 1994).

### **pH eletrométrico**

É um método de determinação da acidez de um produto alimentício, que pode fornecer um dado valioso sobre o seu estado de conservação. O processo de decomposição altera quase sempre a concentração de íons-hidrogênio do alimento. Os íons livres, então, são dados pelo pH, um processo eletrométrico. No tocante ao pescado, o glicogênio, depois da morte, transforma-se em ácidos lácticos, sua concentração é determinada pelo pH. Quanto mais baixa essa concentração maior o pH. A atividade das bactérias que causam alteração do pescado é maior num pH mais elevado.

A determinação do pH é direta, simples e precisa. É importante no caso do pescado por se tratar de um alimento classificado como de baixa acidez (maior que 4,5). A medida do pH deve ser acompanhada de análises químicas, microbiológicas e sensoriais para não induzir a falsas avaliações.

Procedimento – Pese 10g da amostra em um vidro de relógio e transfira para um Erlenmeyer de 250mL, seco, com auxílio de água a 25°C, recentemente fervida. Agite o conteúdo do frasco até que as partículas fiquem uniformemente suspensas. Continue agitando, ocasionalmente, por mais de 30 minutos. Se não houver dissolução completa, deixe em repouso por 10 minutos. Decante o líquido sobrenadante para um frasco seco e imediatamente determine o pH eletronicamente, isto é, num aparelho medidor de pH.

### **Umidade**

A água é o componente que aparece em maior proporção na carne de pescados, geralmente na faixa de 60 a 80%. Como a água da carne do pescado serve como meio

onde atuam os agentes de deterioração, vários métodos de preservação do pescado reduzem a sua participação.

A umidade corresponde à perda em peso sofrida pelo produto quando aquecido em condições nas quais a água é removida. Além da água, outras substâncias são removidas. O aquecimento direto da amostra a 105°C é o processo mais usual.

Procedimento – Pese 5 da amostra em cápsula de porcelana, previamente aquecida em estufa de 105°C, por 1 hora, resfriada em dessecador até a temperatura ambiente e pesada e aquecida em estufa a 105°C por 3 horas. Resfrie em dessecador até a temperatura ambiente. Pese. Repita as operações de aquecimento e resfriamento até peso constante.

Cálculo:

$$100 \times N/P = \text{umidade por cento a } 105^{\circ}\text{C p/p}$$

Onde: N = perda de peso em g

P = nº de g da amostra

### **Resíduo mineral fixo (cinzas)**

Resíduo mineral fixo, resíduo por incineração, ou cinzas, é o nome dado ao resíduo obtido por aquecimento de um produto em temperatura de 550 a 570°C. Representa quase toda a substância inorgânica presente na amostra, já que alguns sais podem sofrer redução ou volatilização nesse aquecimento.

O componente majoritário das cinzas do pescado é o cloreto de sódio, quando o sal é utilizado para remover a água nos diversos métodos de preservação desse produto. Os sais minerais, que tem na carne de pescado, também se fazem presentes no resíduo mineral fixo. Geralmente o seu teor é de 1 a 2%.

Procedimento – Pese 5 da amostra em cápsula de porcelana, previamente aquecida em mufla a 550°C, resfriada em dessecador até a temperatura ambiente e pesada. Seque em estufa, carbonize em temperatura baixa e incinere em mufla a 550°C. Refrie em dessecador até a temperatura ambiente e pese. Repita as operações de aquecimento e resfriamento até peso constante.

Cálculo:

$$100 \times N/P = \text{cinzas por cento p/p}$$

Onde: N = nº de g de cinzas

P = nº de g da amostra



## **Bases voláteis totais**

O pescado refrigerado pode ser deteriorado pela ação enzimática e bacteriana, resultando na produção de vários compostos nitrogenados, sendo os mais freqüentes a trimetilamina, a dimetilamina, a amônio e os ácidos voláteis. Seu teor é dado pela determinação das bases voláteis, que aumentam em função da deterioração do produto.

O limite legal, em nosso país, é de 30 miligramas de nitrogênio por 100 gramas de pescado.

Procedimento – Prepare a amostra do peixe, tirando as espinhas e as vísceras. Moa a carne. Homogeneíze. Pese de 5 a 10g de amostra, transfira para um balão de destilação de Kjelah, junte 300 mL de água, 1 a 2g de óxido de magnésio e umas gotas de silicona antiespumante. Ligue o balão ao conjunto de destilação. Mergulhe a extremidade afilada do refrigerante em 15 mL de ácido sulfúrico 0,1N, contido no frasco Erlenmeyer de 500 mL. Adicione 3 gotas do indicador vermelho de metila, a 0,2% em álcool. Aqueça até ebulição e destile por 25 minutos. Titule o excesso de ácido sulfúrico 0,1N com solução de hidróxido de sódio 0,1N.

Cálculo:

$$V \times 0,0014 \times 100 / P = \text{bases voláteis totais em g de nitrogênio por cento p/p}$$

Onde: V = diferença entre o nº de mL de ácido sulfúrico 0,1N adicionado e o nº de mL de solução de hidróxido de sódio 0,1N gasto na titulação.

$$P = \text{nº de g da amostra}$$

Nota: O resultado deverá ser expresso em mg

## **Lipídios**

Os lipídios são por definição, as substâncias orgânicas insolúveis em água, mas solúveis em solventes orgânicos não miscíveis em água. Entre essas substâncias, encontra-se a gordura da carne do pescado. Dependendo da espécie, os pescados podem apresentar de 5 a 20% de gordura, na classe dos gordurosos, como a sardinha, e abaixo de 2% para os magros, como a merluza.

A porção gordurosa do músculo do pescado é constituída de uma mistura complexa de lipídios neutros (triacilgliceróis), lipídios polares (fosfolipídios) e componentes menores (esteróides, ácidos graxos livres, etc.). Os métodos clássicos para extração de gordura de alimentos, como o de Soxhlet, que usa hexano, éter etílico ou de petróleo, não se revelaram

versáteis, no caso do pescado e, então, foram testadas outros métodos. Um dos que tem sido recomendado como exato, reprodutível e adequado, particularmente para pescado é o de Bligh "Dyer, que emprega clorofórmio, metanol e água. Um procedimento simplificado do mesmo está descrito a seguir.

Procedimento – Misture 50 g da amostra homogenizada com 50 mL de clorofórmio e 100 mL de metanol num béquer de 500 mL, com o auxílio de um agitador mecânico, por 10 minutos, em capela. Adicione 50 mL de clorofórmio e agite por 5 minutos. O material homogeneizado é filtrado através de papel de filtro, num funil de vidro para um funil de separação de 500 ml. Após completada a separação e clarificação, a camada de clorofórmio (infiltrado) é filtrado para balão de fundo chato, de boca esmirilhada, de 300 ml e evaporada num evaporador rotativo. Em seguida, transfira o balão para uma estufa a 100-105°C e pese, até peso constante.

Cálculo:  $100 \times N/P = \text{lipídios por cento p/p}$

N = nº de g de lipídios e P = nº de g da amostra.

### ANEXO 3

## PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA CASTANHA NO PROCESSO DE CONGELAMENTO

Tabela de propriedades termofísicas da Castanha [SI - °C / kJ/ m/ s/ kg]										
Tm	c	kp	ks	ρ	ap .E7	as .E7	Hf	Hg	Zgelo	Zágua
0	2,652	1,36	0,5729	1014	5,06	2,13	25,66	26,17	47,08	29,62
-2	2,357	1,603	0,6418	1002	6,79	2,72	24,38	26,17	60,67	16,03
-4	2,268	1,677	0,6621	999,2	7,40	2,92	23,09	26,17	64,45	12,25
-6	2,218	1,721	0,6718	997,8	7,78	3,04	21,81	26,17	66,4	10,3
-8	2,182	1,754	0,677	997	8,06	3,11	20,53	26,17	67,65	9,048
-10	2,154	1,781	0,6797	996,6	8,30	3,17	19,24	26,17	68,54	8,16
-12	2,13	1,806	0,6808	996,3	8,51	3,21	17,96	26,17	69,22	7,485
-14	2,109	1,828	0,6808	996,2	8,70	3,24	16,68	26,17	69,75	6,947
-16	2,091	1,85	0,6799	996,2	8,88	3,27	15,4	26,17	70,19	6,505
-18	2,073	1,872	0,6782	996,2	9,06	3,28	14,11	26,17	70,57	6,133
-20	2,057	1,893	0,6759	996,3	9,24	3,30	12,83	26,17	70,89	5,813

#### MASSA ESPECÍFICA NO PROCESSO DE CONGELAMENTO [lb/ft<sup>3</sup>]

$$\rho_W = 6,2174 \times 10^1 + 4,7425 \times 10^{-3} \cdot T_{MED} - 7,2397 \times 10^{-5} \cdot T_{MED}^2$$

$$\rho_{PROTEÍNA} = 8,3599 \times 10^1 - 1,7979 \times 10^{-2} \cdot T_{MED}$$

$$\rho_{GORDURA} = 5,8246 \times 10^1 - 1,4482 \times 10^{-2} \cdot T_{MED}$$

$$\rho_{CARBOIDRATOS} = 1,0017 \times 10^2 - 1,0767 \times 10^{-2} \cdot T_{MED}$$

$$\rho_{FIBRAS} = 8,228 \times 10^1 - 1,2690 \times 10^{-2} \cdot T_{MED}$$

$$\rho_{SAIS} = 1,5162 \times 10^2 - 9,7329 \times 10^{-3} \cdot T_{MED}$$

$$\rho_{ICE} = 5,7385 \times 10^1 - 4,5333 \times 10^{-3} \cdot T_{MED}$$

Massa específica para o congelamento

\*Adotando  $\epsilon = 0$  ( Porosidade )

$$\rho_{CONGELA} = \frac{1 - \epsilon}{\sum \frac{x}{\rho}}$$

### CALOR ESPECÍFICO NO CONGELAMENTO [Btu/lb.ft<sup>3</sup>°F]

$$Cp_W = 9,9827 \times 10^{-1} - 3,7989 \times 10^{-5} \cdot T_{MED} + 4,0347 \times 10^{-7} T_{MED}^2$$

$$Cp_{PROTEÍNA} = 4,7442 \times 10^{-1} + 1,6661 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 9,6784 \times 10^{-8} \cdot T_{MED}^2$$

$$Cp_{GORDURA} = 4,6730 \times 10^{-1} + 2,1815 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 3,5391 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$Cp_{CARBOIDRATOS} = 3,6114 \times 10^{-1} + 2,8843 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 4,3788 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$Cp_{FIBRAS} = 4,3276 \times 10^{-1} + 2,6485 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 3,4285 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$Cp_{SAIS} = 2,5266 \times 10^{-1} + 2,6810 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 2,7141 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$Cp_{ICE} = 4,6677 \times 10^{-1} + 8,0636 \times 10^{-4} \cdot T_{MED}$$

$$Cp_{CONGELA} = \sum X_i \cdot Cp_i$$

### CONDUTIVIDADE TÉRMICA NO PROCESSO DE CONGELAMENTO [Btu/h.lb°f]

$$K_W = 3,1064 \times 10^{-1} + 6,4226 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 1,1955 \times 10^{-6} \cdot T_{MED}^2$$

$$K_{PROTEÍNA} = 9,0535 \times 10^{-2} + 4,1486 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 4,8467 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$K_{GORDURA} = 1,3273 \times 10^{-1} - 8,8405 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 3,1652 \times 10^{-8} \cdot T_{MED}^2$$

$$K_{CARBOIDRATOS} = 1,0133 \times 10^{-1} + 4,9478 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 7,7238 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$K_{FIBRAS} = 9,2499 \times 10^{-2} + 4,3731 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 5,65 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$K_{SAIS} = 1,7553 \times 10^{-1} + 4,8292 \times 10^{-4} \cdot T_{MED} - 5,1839 \times 10^{-7} \cdot T_{MED}^2$$

$$K_{ICE} = 1,3652 - 3,1648 \times 10^{-3} \cdot T_{MED} + 1,8108 \times 10^{-5} \cdot T_{MED}^2$$

$$x_i^v = \frac{x_i / \rho_i}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}}$$

$$K_{CONGELA-S} = \frac{1}{\sum x_i^v / K_i} \quad (\text{Modelo Perpendicular})$$

$$K_{CONGELA-P} = \sum x_i^v \cdot K_i \quad (\text{Modelo Paralelo})$$

### DIFUSIVIDADE TÉRMICA NO CONGELAMENTO [FT<sup>2</sup>/h]

$$\alpha_{CONGELA} = \frac{K_{CONGELA}}{\rho_{CONGELA} \cdot Cp_{CONGELA}}$$

## ANEXO 4

### PROGRAMAS COMPUTACIONAIS Software Ees-Engineering Equation Solver

```
FUNCTION tk(T)      {converts from C to K}
    tk:=ConvertTemp('C'; 'K'; T) "It is easier to type tk(T) than ConvertTemp('C','K',T)"
END

{PROGRAMA DE AVALIAÇÃO DE UMA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA DE PESCADO DE RIO
GRANDE}

{BALANÇOS ENERGÉTICOS E EXERGÉTICOS DO SISTEMA DE COMPRESSÃO SRI }

R$='R717'      {variável string usada como fluido refrigerante da NH3}

                {*** CONDENSADOR do SRCmod ***}

{ A temperatura ambiente deve sempre ser fornecida}
te_agua=25 [C]

{ A temperatura de condensação (Tc_SRCmod) é admitida como a soma da temperatura ambiente +
10°C}
T_14=35 {Equação 1}

{ Por opção a temperatura de condensação pode ser fornecida}
Tc_SRCmod=35 [C] {opção da Equação 1}

{Propriedades R$}
{ para o estado líquido saturado x=0 }
h_14=enthalpy(R$;T=T_14;x=0)
s_14=entropy(R$;T=T_14;x=0)
v_14=volume(R$;T=T_14;x=0)
P_14=pressure(R$;T=T_14;x=0)

{determinação da taxa de calor do condensador conhecida a m_dot_14}
m_dot_13*h_13=PotCal+m_dot_14*h_14
m_dot_13=m_dot_14

{CONDIÇÕES OPERACIONAIS DA BOMBA DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DO CONDENSADOR
DO SRCmod}

{Propriedades da água na entrada}
T_38=te_agua+273 {temperatura em K de entrada da água na bomba }
h_38=enthalpy(water;T=te_agua;x=0)
s_38=entropy(water;T=te_agua;x=0)
v_38=volume(water;T=te_agua;x=0)

eta_b=0,7 {rendimento da bomba da água}
DP=450[Pa]      {pressão fornecida da bomba}
h_39=h_38+v_38*DP/ eta_b {trabalho da bomba = v*DP}
```

```

ts_bomba=temperature(water;h=h_39;x=0)    {temperatura em °C na saída da bomba}
T_39=ts_bomba+273
{Propriedades da água na saída}
s_39=entropy(water;h=h_39;x=0)
ts_agua=ts_bomba+5
h_40=enthalpy(water;T=ts_agua;x=0)
s_40=entropy(water;T=ts_agua;x=0)
{Determinação da vazão da água do condensador }
m_dot_39*h_39+PotCal=m_dot_40*h_40
m_dot_39=m_dot_40
m_dot_39=m_dot_38

Vbc_SRC=m_dot_38*v_38
Pbc_SRC=Vbc_SRC *DP/ eta_b {potência fornecida da bomba da água do condensador}

```

{\*\*\* VÁLVULAS DE EXPANSÃO DO SRCmod \*\*\*}

```

{Propriedades R$}
h_15=h_14
h_19=h_14

T_15=T_14
s_15=s_14

T_19=T_14
s_19=s_14

h_15=h_16
h_19=h_20
s_16=Entropy(Ammonia;T=T_17;h=h_15)
s_20=Entropy(Ammonia;T=T_21;h=h_19)

```

{\*\*\* EVAPORADOR 2 DO SRCmod \*\*\* }

```

{ para o estado de vapor saturado x=1 }

T_21=-10 { A temperatura do evaporador 2 (T_21) fornecida}
P_21=pressure(R$;T=T_21;x=1) {pressão determinada do evaporador 2}

{ ou por opção a pressão do evaporador pode ser fornecida assim }
"P_21=392,3 [kPa]" {Pressão do evaporador 2 (P_21) fornecida }
"T_21=temperature(R$;P=P_21;x=1)" {A temperatura do evaporador 2 (T_21) determinada}

{Propriedades R$}
h_21=enthalpy(R$;T=T_21;x=1)
hl_21=enthalpy(R$;T=T_21;x=0)
s_21=entropy(R$;T=T_21;x=1)
v_21=volume(R$;T=T_21;x=1)

{determinação da taxa de calor do evaporador 2}
m_dot_20*h_20+PotFrigo2=m_dot_21*h_21
m_dot_20=m_dot_21

```

{\*\*\* EVAPORADOR 1 DO SRCmod \*\*\* }

```

T_17=-40 { A temperatura do evaporador 1 (T_17) fornecida}
P_17=pressure(R$;T=T_17;x=1) {pressão determinada do evaporador 1}

```

{ ou por opção a pressão do evaporador pode ser fornecida assim }  
"P\_17=71,66 [kPa]" {Pressão do evaporador 1 (P\_17) fornecida }  
"T\_17=temperature(R\$;P=P\_17;x=1)" {A temperatura do evaporador 1 (T\_17) determinada}

{Propriedades R\$}  
h\_17=enthalpy(R\$;T=T\_17;x=1)  
hl\_17=enthalpy(R\$;T=T\_17;x=0)  
s\_17=entropy(R\$;T=T\_17;x=1)  
v\_17=volume(R\$;T=T\_17;x=1)

{determinação da taxa de calor do evaporador 1}  
m\_dot\_16\*h\_16+PotFrigo1=m\_dot\_17\*h\_17  
m\_dot\_16=m\_dot\_17

{\*\*\* COMPRESSOR DO 1º ESTÁGIO DO SRCmod \*\*\* }

{A pressão de saída do compressor do 1º estágio (P\_18) é igual a pressão de entrada do compressor do 2º estágio, ou seja uma pressão intermediária entre estágios, no caso a pressão do evaporador 2 (P\_21)}

P\_18=P\_21  
rc1=P\_18/P\_17 {relação de compressão do 1º estágio}  
{Compressor do 1º estágio 3C 11x23 - 750 RPM, utilizado no SRC do frigorífico}  
n1=1,3 " conhecido a pressão e o volume específico da entrada e saída do compressor foi determinado o coeficiente politrópico do compressor 1º estágio "

T\_18+273=(T\_17+273)\*(P\_18/P\_17)^((n1-1)/n1) " temperatura da descarga do compressor 1º estágio"

h\_18=enthalpy(R\$;T=T\_18;P=P\_18) "propriedades do estado 18"  
s\_18=entropy(R\$;T=T\_18;P=P\_18) "propriedades do estado 18"  
v\_18=volume(R\$;T=T\_18;P=P\_18)

L1=3,2615-2,2699\*((T\_21+273)/(T\_17+273)) "coef. de utilização do compressor 1º estágio 3C 23x13 - 750 RPM"

qot1=(h\_17-hl\_17)/v\_17  
Qo1=Vd1\*qot1\*L1  
k1=(h\_17-h\_16)/(h\_18-h\_17)  
PotMec1=Qo1/(k1)  
Vd1=729/3600 "<---- cilindrada m³/s compressor Madef 3c 23x13 750RPM (valor fixo)"

m\_dot\_17\*h\_17+PotMec1=m\_dot\_18\*h\_18 "balanço energético no compressor"  
m\_dot\_17=m\_dot\_18 "balanço de massa"  
Va\_dot\_17=m\_dot\_17\*v\_17 "vazão aspirada pelo compressor do 1º estágio"

"Compressor do 2º estágio - Unidade O"

L2=2,6884-1,6863\*((T\_14+273)/(T\_21+273)) "coef. de utilização do compressor 2º estágio 6C 16x11 - 750 RPM"

qot2=(h\_21-hl\_21)/v\_21  
Qo2=Vd2\*qot2\*L2  
k2=(h\_21-h\_20)/(h\_13-h\_23)  
PotMec2=(Qo2+PotMec1)/(k2)  
Vd2=297/3600 "<---- cilindrada m³/s compressor Madef 3c 16x11 750RPM (valor fixo)"

"correção devido ao superaquecimento"

$P_{23}=P_{21}$   
 $T_{23}=7$  {<-----}&quot;temperatura de sucção do compressor 2ºestágio&quot;  
 $h_{23}=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia};T=T_{23};P=P_{23})$   
 $s_{23}=\text{entropy}(\text{R\$};T=T_{23};P=P_{23})$   
 $v_{23}=\text{volume}(\text{R\$};T=T_{23};P=P_{23})$

$P_{13}=P_{14}$   
 $n2=1,23$   
 $T_{13}+273=(T_{23}+273)*(P_{13}/P_{23})^{((n2-1)/n2)}$  &quot;temperatura da descarga do compressor 2ºestágio&quot;  
 $h_{13}=\text{enthalpy}(\text{R\$};T=T_{13};P=P_{13})$   
 $s_{13}=\text{entropy}(\text{R\$};T=T_{13};P=P_{13})$   
 $v_{13}=\text{volume}(\text{R\$};T=T_{13};P=P_{13})$

$rc2=P_{13}/P_{23}$  &quot;relação de compressão do 2ºestágio&quot;

$m_{dot_{23}}*h_{23}+\text{PotMec2}=m_{dot_{13}}*h_{13}$  &quot;balanço energético no compressor&quot;  
 $m_{dot_{23}}=m_{dot_{13}}$  &quot;balanço de massa&quot;  
 $Va_{dot_{23}}=m_{dot_{23}}*v_{23}$  &quot;vazão aspirada pelo compressor do 2º estágio&quot;

&quot;Balanço Geral&quot;  
 $\{\text{PotMec1}+\text{PotMec2}+\text{PotFrigo1}+\text{PotFrigo2}=\text{PotCal}+Q\}$

&quot;Balanço Geral de massas do sistema&quot;  
 $m_{dot_{23}}=m_{dot_{21}}+m_{dot_{22}}$   
 $m_{dot_{19}}=m_{dot_{20}}$   
 $m_{dot_{15}}=m_{dot_{16}}$  &quot;massas&quot;  
 $m_{dot_{23}}*h_{23}=m_{dot_{21}}*h_{21}+m_{dot_{22}}*h_{22}$   
 $s_{22}=\text{Entropy}(\text{Ammonia};P=P_{21};h=h_{22})$   
&quot;COP&quot;  
 $\text{COP\_SRC}=(\text{PotFrigo1}+\text{PotFrigo2})/(\text{PotMec1}+\text{PotMec2})$

$\text{COP\_SRI}=(\text{PotFrigo1}+\text{PotFrigo2})/(\text{PotMec1}+\text{PotMec2}+Qg+\text{Pot}_b)$  &quot;coeficiente operacional&quot;  
 $\text{PotFrigo}=\text{PotFrigo1}+\text{PotFrigo2}$   
&quot;Dessuperaquecimento&quot;  
&quot;Calor que será fornecido ao evaporador no SRA interagindo no SRC&quot;  
 $Q=m_{dot_{18}}*h_{18}-m_{dot_{22}}*h_{22}$   
 $m_{dot_{18}}=m_{dot_{22}}$   
 $T_{22}=\text{Temperature}(\text{Ammonia};P=P_{18};h=h_{22})$

{BALANÇOS ENERGÉTICOS E EXERGÉTICOS DO SISTEMA DE ABSORÇÃO}  
 $\text{COP\_SRA}=Q_{\text{evap}}/Qg$

{Condensador &quot;A&quot;}  
 $T_C=320$   
 $P_{\text{high}}=P_{09}$  &quot;dado: a pressão de alta do SRA;  $T_{\text{sat}}=32^\circ\text{C}$ &quot;  
CALL NH3H2O(138;  $T_C$ ;1; 1:  $T_{09}$ ;  $P_{09}$ ;  $x_{09}$ ;  $h_{09}$ ;  $s_{09}$ ;  $u_{09}$ ;  $v_{09}$ ;  $Qu_{09}$ ) &quot;NH3 vapor saturado&quot;  
CALL NH3H2O(138; $T_C$ ;1;0:  $T_{10}$ ;  $P_{10}$ ;  $x_{10}$ ;  $h_{10}$ ;  $s_{10}$ ;  $u_{10}$ ;  $v_{10}$ ;  $Qu_{10}$ ) &quot;NH3 líquida saturada&quot;  
&quot; $T_9$  é a temperatura de condensação da NH3 &quot;  
 $\{m_{09}=m_{11}\}$   
 $m_{10}=m_{09}$   
 $m_{09}*h_{09}=Q_{\text{cond}}+m_{10}*h_{10}$



{água de resfriamento do condensador}

T\_35=25+273 "temperatura de entrada da água na bomba"  
h\_35=enthalpy(water;T=25;x=0)  
s\_35=entropy(water;T=25;x=0)  
v\_35=volume(water;T=25;x=0)

h\_36=h\_35+v\_35\*DP "trabalho da bomba = v\*DP"  
TC1=temperature(water;p=1+DP;h=h\_36) "temperatura em °C na saída da bomba"  
T\_36=TC1+273  
s\_36=entropy(water;h=h\_36;x=0)

h\_37=enthalpy(water;T=30;x=0)  
s\_37=entropy(water;T=30;x=0)

m\_36\*h\_36+Qcond=m\_37\*h\_37  
m\_36=m\_37  
m\_35=m\_36

{ Válvula de expansão "B" }

{Evaporador "C"}

Q\_evap=Q

"dado: calor fornecido pelo Chiller do Resfriador intermediário do SRC ao SRA"

T11=274[K] {dado: temperatura de ebulição 1°C}

P\_low=P\_12 "dado: a pressão de baixa do SRA"

CALL NH3H2O(248;P\_12;h\_10;0: T\_11; P\_11; x\_11; h\_11; s\_11; u\_11; v\_11; Qu11) "NH3 líquida saturada"

CALL NH3H2O(138; T11; 1;1: T\_12; P\_12; x\_12; h\_12; s\_12; u\_12; v\_12; Qu12) "NH3 vapor saturado"

"T11 é a temperatura de ebulição da NH3"

Q\_evap =(h\_12-h\_11)\*m\_11  
m\_12=m\_11

{água de troca térmica no evaporador}

{ Admitindo a temperatura de entrada da água T=5°C , pressão da bomba DP=450kPa e a temperatura de saída da água do evaporador= 2°C }

te\_bombaRI=2

T\_24=te\_bombaRI+273 "temperatura de entrada da água na bomba em K"

h\_24=enthalpy(water;T=te\_bombaRI;x=0)

s\_24=entropy(water;T=te\_bombaRI;x=0)

v\_24=volume(water;T=te\_bombaRI;x=0)

h\_25=h\_24+v\_24\*DP "trabalho da bomba = v\*DP"

ts\_bombaRI=temperature(water;h=h\_25;x=0) "temperatura em °C na saída da bomba"

T\_25=ts\_bombaRI+273

s\_25=entropy(water;h=h\_25;x=0)

h\_26=enthalpy(water;T=5;x=0)

s\_26=entropy(water;T=5;x=0)

m\_26\*h\_26=Q\_evap+m\_25\*h\_25  
m\_26=m\_24  
m\_25=m\_26

{Retificador "I"}

T=T\_04-10  
CALL NH3H2O(128; T;P\_high;0 : T\_07; P\_07; x\_07; h\_07; s\_07; u\_07; v\_07; Qu07)  
CALL NH3H2O(128; T;P\_high;1 : T\_08; P\_08; x\_08; h\_08; s\_08; u\_08; v\_08; Qu08)  
m\_08=m\_07+m\_09  
m\_08\*x\_08=m\_07\*x\_07+m\_09\*x\_09  
m\_08\*h\_08=Q\_ret+m\_07\*h\_07+m\_09\*h\_09

{água de resfriamento do retificador}  
{ Admitindo a temperatura de entrada da água T=25°C na bomba, pressão da bomba DP=450kPa e a temperatura de saída da água do retificador= 30°C,portanto as mesmas condições da água do condensador logo:}

T\_32=T\_35  
h\_32=h\_35  
s\_32=s\_35  
T\_33=T\_36  
h\_33=h\_36  
s\_33=s\_36  
h\_34=h\_37  
s\_34=s\_37

m\_33\*h\_33+Q\_ret=m\_34\*h\_34  
m\_33=m\_34  
m\_32=m\_33

{Absorvedor "D"}

x\_forte=0,45 "dados 0,45 "  
m\_12+m\_06=m\_01  
CALL NH3H2O(238; P\_low;x\_forte;0 : T\_01; P\_01; x\_01; h\_01; s\_01; u\_01; v\_01; Qu01)  
m\_12\*h\_12+m\_06\*h\_06=Q\_abs+m\_01\*h\_01

{água de resfriamento do absorvedor}  
{ Admitindo a temperatura de entrada da água T=25°C na bomba, pressão da bomba DP=450kPa e a temperatura de saída da água do absorvedor= 30°C,portanto as mesmas condições da água do condensador logo:}

T\_27=T\_35  
h\_27=h\_35  
s\_27=s\_35  
T\_28=T\_36  
h\_28=h\_36  
s\_28=s\_36  
h\_29=h\_37  
s\_29=s\_37

m\_28\*h\_28+Q\_abs=m\_29\*h\_29  
m\_28=m\_29  
m\_27=m\_28

{Bomba "E"}

CALL NH3H2O(234; P\_high;x\_forte;h\_00: T\_02; P\_02; x\_02; h\_02; s\_02; u\_02; v\_02; Qu02)  
Pot\_b+m\_01\*h\_01=m\_02\*h\_02  
m\_01=m\_02  
{Expulsor"G"}  
largura=0,12  
x\_forte-x\_fraco=largura "dado:largura do processo entre a solução forte e a fraca"

m\_03+m\_07=m\_08+m\_04  
m\_03\*x\_03+m\_07\*x\_07=m\_08\*x\_08+m\_04\*x\_04

CALL NH3H2O(238; P\_high;x\_fraco;0 : T\_04; P\_04; x\_04; h\_04; s\_04; u\_04; v\_04; Qu04)  
Qg+m\_07\*h\_07+m\_03\*h\_03=m\_08\*h\_08+m\_04\*h\_04

{água de troca térmica no expulsor}  
{ Admitindo a temperatura de entrada da água T=110°C e a temperatura de saída da água do expulsor= 90°C }

T\_30=110+273 "temperatura de entrada da água "  
h\_30=enthalpy(water;T=110;x=0)  
s\_30=entropy(water;T=110;x=0)

T\_31=105+273 "temperatura de saída da água "  
h\_31=enthalpy(water;T=105;x=0)  
s\_31=entropy(water;T=105;x=0)  
m\_30\*h\_30=Qg+m\_31\*h\_31  
m\_31=m\_30

{Trocador "F"}

T\_04-Tt=15 [K] "dado:resfriamento no trocador da solução fraca"

m\_02=m\_03  
m\_05=m\_04

CALL NH3H2O(123;Tt; P\_high;x\_fraco: T\_05; P\_05; x\_05; h\_05; s\_05; u\_05; v\_05; Qu05)

m\_04\*h\_04-m\_05\*h\_05=m\_03\*h\_03-m\_02\*h\_00  
{Válvula redutora de pressão "H"}  
m\_06=m\_05

CALL NH3H2O(234;P\_high;x\_forte;h\_03: T\_03; P\_03; x\_03; h\_03; s\_03; u\_03; v\_03; Qu03)  
CALL NH3H2O(234;P\_low;x\_fraco;h\_05: T\_06; P\_06; x\_06; h\_06; s\_06; u\_06; v\_06; Qu06)

{exergia específica "ex"}

{equilíbrio}

P0=1[bar]

T0=298 [K]

CALL NH3H2O(128; T0;P0;0 : T\_100; P\_100; x\_100; h\_100; s\_100; u\_100; v\_100; Qu100)

s0=s\_100

ex\_01=(h\_01-h\_100)-T0\*(s\_01-s0) {entrada da bomba de solução}

ex\_02=(h\_02-h\_100)-T0\*(s\_02-s0)

ex\_03=(h\_03-h\_100)-T0\*(s\_03-s0)

ex\_04=(h\_04-h\_100)-T0\*(s\_04-s0)

ex\_05=(h\_05-h\_100)-T0\*(s\_05-s0)

ex\_06=(h\_06-h\_100)-T0\*(s\_06-s0)

ex\_07=(h\_07-h\_100)-T0\*(s\_07-s0)

ex\_08=(h\_08-h\_100)-T0\*(s\_08-s0)

ex\_09=(h\_09-h\_100)-T0\*(s\_09-s0)

ex\_10=(h\_10-h\_100)-T0\*(s\_10-s0)

ex\_11=(h\_11-h\_100)-T0\*(s\_11-s0)

ex\_12=(h\_12-h\_100)-T0\*(s\_12-s0)

e\_ch01=(336,684)\*x\_01/17+(8,636)\*(1-x\_01)/18

e\_ch02=(336,684)\*x\_02/17+(8,636)\*(1-x\_02)/18

e\_ch03=(336,684)\*x\_03/17+(8,636)\*(1-x\_03)/18

e\_ch04=(336,684)\*x\_04/17+(8,636)\*(1-x\_04)/18

e\_ch05=(336,684)\*x\_05/17+(8,636)\*(1-x\_05)/18

e\_ch06=(336,684)\*x\_06/17+(8,636)\*(1-x\_06)/18

e\_ch07=(336,684)\*x\_07/17+(8,636)\*(1-x\_07)/18

e\_ch08=(336,684)\*x\_08/17+(8,636)\*(1-x\_08)/18

e\_ch09=(336,684)\*x\_09/17+(8,636)\*(1-x\_09)/18

$$e_{ch10}=(336,684)*x_{10}/17+(8,636)*(1-x_{10})/18$$

$$e_{ch11}=(336,684)*x_{11}/17+(8,636)*(1-x_{11})/18$$

$$e_{ch12}=(336,684)*x_{12}/17+(8,636)*(1-x_{12})/18$$

$$s_0=Entropy(Ammonia;T=T0;P=P0)$$

$$h_0=Enthalpy(Ammonia;T=T0;P=P0)$$

$$ex_{21}=(h_{21}-h_0)-T0*(s_{21}-s_0)$$

$$ex_{22}=(h_{22}-h_0)-T0*(s_{22}-s_0)$$

$$ex_{23}=(h_{23}-h_0)-T0*(s_{23}-s_0)$$

$$ex_{13}=(h_{13}-h_0)-T0*(s_{13}-s_0)$$

$$ex_{14}=(h_{14}-h_0)-T0*(s_{14}-s_0)$$

$$ex_{15}=(h_{15}-h_0)-T0*(s_{15}-s_0)$$

$$ex_{16}=(h_{16}-h_0)-T0*(s_{16}-s_0)$$

$$ex_{17}=(h_{17}-h_0)-T0*(s_{17}-s_0)$$

$$ex_{18}=(h_{18}-h_0)-T0*(s_{18}-s_0)$$

$$ex_{19}=(h_{19}-h_0)-T0*(s_{19}-s_0)$$

$$ex_{20}=(h_{20}-h_0)-T0*(s_{20}-s_0)$$

$$h_{000}=enthalpy(water;T=25;x=0)$$

$$s_{000}=Entropy(water;T=25;x=0)$$

$$ex_{24}=(h_{24}-h_{000})-T0*(s_{24}-s_{000})$$

$$ex_{25}=(h_{25}-h_{000})-T0*(s_{25}-s_{000})$$

$$ex_{26}=(h_{26}-h_{000})-T0*(s_{26}-s_{000})$$

$$ex_{27}=(h_{27}-h_{000})-T0*(s_{27}-s_{000})$$

$$ex_{28}=(h_{28}-h_{000})-T0*(s_{28}-s_{000})$$

$$ex_{29}=(h_{29}-h_{000})-T0*(s_{29}-s_{000})$$

$$ex_{30}=(h_{30}-h_{000})-T0*(s_{30}-s_{000})$$

$$ex_{31}=(h_{31}-h_{000})-T0*(s_{31}-s_{000})$$

$$ex_{32}=(h_{32}-h_{000})-T0*(s_{32}-s_{000})$$

$$ex_{33}=(h_{33}-h_{000})-T0*(s_{33}-s_{000})$$

$$ex_{34}=(h_{34}-h_{000})-T0*(s_{34}-s_{000})$$

$$ex_{35}=(h_{35}-h_{000})-T0*(s_{35}-s_{000})$$

$$ex_{36}=(h_{36}-h_{000})-T0*(s_{36}-s_{000})$$

$$ex_{37}=(h_{37}-h_{000})-T0*(s_{37}-s_{000})$$

$$E_{01}=m_{01}*(ex_{01}+e_{ch01})$$

$$E_{02}=m_{02}*(ex_{02}+e_{ch02})$$

$$E_{03}=m_{03}*(ex_{03}+e_{ch03})$$

$$E_{04}=m_{04}*(ex_{04}+e_{ch04})$$

$$E_{05}=m_{05}*(ex_{05}+e_{ch05})$$

$$E_{06}=m_{06}*(ex_{06}+e_{ch06})$$

$$E_{07}=m_{07}*(ex_{07}+e_{ch07})$$

$$E_{08}=m_{08}*(ex_{08}+e_{ch08})$$

$$E_{09}=m_{09}*(ex_{09}+e_{ch09})$$

$$E_{10}=m_{10}*(ex_{10}+e_{ch10})$$

$$E_{11}=m_{11}*(ex_{11}+e_{ch11})$$

$$E_{12}=m_{12}*(ex_{12}+e_{ch12})$$

$$e01=ex_{01}+e_{ch01}$$

$$e02=ex_{02}+e_{ch02}$$

$$e03=ex_{03}+e_{ch03}$$

$$e04=ex_{04}+e_{ch04}$$

$$e05=ex_{05}+e_{ch05}$$

$$e06=ex_{06}+e_{ch06}$$

$$e07=ex_{07}+e_{ch07}$$

$$e08=ex_{08}+e_{ch08}$$

$$e09=ex_{09}+e_{ch09}$$

$$e10=ex_{10}+e_{ch10}$$

$$e_{11}=e_{x_{11}}+e_{ch_{11}}$$
$$e_{12}=e_{x_{12}}+e_{ch_{12}}$$

$$E_{24}=m_{24}*e_{x_{24}}$$
$$E_{25}=m_{25}*e_{x_{25}}$$
$$E_{26}=m_{26}*e_{x_{26}}$$
$$E_{27}=m_{27}*e_{x_{27}}$$
$$E_{28}=m_{28}*e_{x_{28}}$$
$$E_{29}=m_{29}*e_{x_{29}}$$
$$E_{30}=m_{30}*e_{x_{30}}$$
$$E_{31}=m_{31}*e_{x_{31}}$$
$$E_{32}=m_{32}*e_{x_{32}}$$
$$E_{33}=m_{33}*e_{x_{33}}$$
$$E_{34}=m_{34}*e_{x_{34}}$$
$$E_{35}=m_{35}*e_{x_{35}}$$
$$E_{36}=m_{36}*e_{x_{36}}$$
$$E_{37}=m_{37}*e_{x_{37}}$$

$$E_{13}=m_{dot_{13}}*e_{x_{13}}$$
$$E_{14}=m_{dot_{14}}*e_{x_{14}}$$
$$E_{15}=m_{dot_{15}}*e_{x_{15}}$$
$$E_{16}=m_{dot_{16}}*e_{x_{16}}$$
$$E_{17}=m_{dot_{17}}*e_{x_{17}}$$
$$E_{18}=m_{dot_{18}}*e_{x_{18}}$$
$$E_{19}=m_{dot_{19}}*e_{x_{19}}$$
$$E_{20}=m_{dot_{20}}*e_{x_{20}}$$
$$E_{21}=m_{dot_{21}}*e_{x_{21}}$$
$$E_{22}=m_{dot_{22}}*e_{x_{22}}$$
$$E_{23}=m_{dot_{23}}*e_{x_{23}}$$

{Balanços exergéticos no condensador}

$$Y_{Qcond}=E_{09}-E_{10}$$
$$Y_{Acond}=E_{37}-E_{36}$$
$$n=0,5 \text{ "rendimento de bomba"}$$
$$Y_{Pbcond}=m_{35}*(h_{36}-h_{35})/n$$

{Balanços exergéticos na válvula de expansão}

$$Y_{ValExp}=E_{10}-E_{11}$$

{Balanços exergéticos no evaporador}

$$Y_{Pbevap}=m_{25}*(h_{25}-h_{24})/n$$
$$Y_{Qevap}=E_{11}-E_{12}$$
$$Y_{Aevap}=E_{24}-E_{26}$$

{Balanços exergéticos no absorvedor}

$$Y_{Pba}=m_{27}*(h_{28}-h_{27})/n$$
$$E_{12}+E_{06}=Y_{Qa}+E_{01}$$
$$Y_{Aa}=E_{29}-E_{28}$$

{Balanços exergéticos na bomba da solução amônia-água}

$$Y_{Pb}=m_{01}*(h_{02}-h_{01})/n$$
$$\text{Bomba}=E_{02}-E_{01}$$

{Balanços exergéticos no trocador de calor }

YTroc32=E\_03-E\_02  
YTroc45=E\_04-E\_05

{Balanços exergéticos no expulsor}  
YAger=E\_30-E\_31  
YQger+E\_03+E\_07=E\_04+E\_08

{Balanços exergéticos na válvula reguladora}  
YValvReg=E\_05-E\_06

{Balanços exergéticos no retificador}  
YQret=m\_08\*ex\_08-m\_09\*ex\_09-m\_07\*ex\_07  
YAret=m\_33\*(ex\_34-ex\_33)  
Pbret=m\_32\*(h\_33-h\_32)/n                    {(E\_33-E\_32)}

{Exergia}  
{Balanços exergéticos no condensador}  
YQc\_SRCmod=E\_13-E\_14  
{YAcond\_mod=E\_38-E\_39  
YPbcond=m\_dot\_38\*(h\_39-h\_38)/n}

{Balanços exergéticos na válvula de expansão}  
{YValExp1\_SRC=E\_15-E\_16  
YValExp2\_SRC=E\_19-E\_20}

{Balanços exergéticos no evaporador1}  
YQevap1\_SRCmod=E\_16-E\_17

{Balanços exergéticos no evaporador2}  
YQevap2\_SRCmod=E\_20-E\_21

{Balanços exergéticos no compressor1}  
YPm1\_SRCmod=E\_18-E\_17

{Balanços exergéticos no compressor2}  
YPm2\_SRCmod=E\_13-E\_23  
EF\_SRC=1  
EF\_SRI=(YQevap1\_SRCmod+YQevap2\_SRCmod)/(Pm1+Pm2+YQger+Pot\_be)  
Pm1=32,95  
Pm2=61,23  
Pot\_be=4,8

GQE=1  
GQ1=1  
GQ2=1  
GW1=1  
GW2=1

{Table66;Plot25}  
\$TabWidth 2 cm

Programa de determinação dos perfis de temperaturas no centro, superfície e médio variando as propriedades termofísicas.

{Problema

Determinação das propriedades termofísicas do congelamento de peixes da espécie CASTANHA, pelo Método de Choi and Okos (1986), utilizando a temperatura média entre o valor inicial e final do peixe.

Dados: Unit Settings:[F]/[psia]/[lbm]/[degrees]

tic=-2,2

tgc=-1,8

tc=-12

tfinalc=2\*tc-tic

{km=0,4193 [Btu/hr-ft-F]\*convert(Btu/hr-ft-F;W/m-K)" heat transfer coefficient converted from English to SI units"}

Ti=tic/0,5556+32

"temperatura inicial do peixe"

Tfinal=tfinalc/0,5556+32

"temperatura final do peixe"

Tg=tgc/0,5556+32

"temperatura ponto de congelamento"

{Constituição da CASTANHA ( fonte: laboratório de processamentos de pescados da FURG)}

Xwo=0,767

"76,7% de água quando não está congelado"

Xp=0,185

"18,5% de proteína"

Xf=0,026

" 2,6% de gordura"

Xc=0,008

" 0,8% de carboidratos"

Xa=0,1

" 1,1% de sais"

Xfb=0,0

" 0,0% de fibras"

Xice=1,105\*Xwo/(1+0,7138/ln(1+(Tg-T)))

" quantidade em massa de cristais de gelo

formada"

Xw=Xwo-Xice

" quantidade em massa de água menos

a de gelo formada"

Zice=100\*Xice

Zw=100\*Xw

{Determinação da temperatura média (T) [F]}

"tc=(tic+tfinalc)/2"

T=tc/0,5556+32

Tmfinal=tm/0,5556+32

{Determinação da massa específica média (rho) [lb\_m/ft^3]}

rho\_w=6,217E1+4,7425E-3\*T-7,2397E-8\*T^2

rho\_p=8,3599E1-1,7979E-2\*T

rho\_c=1,001E2-1,0767E-2\*T

rho\_a=1,5162E2-9,7329E-3\*T

rho\_f=5,8246E1-1,4482E-2\*T

rho\_ice=5,7385E1-4,5333E-3\*T

rho=1/(Xw/rho\_w+Xp/rho\_p+Xc/rho\_c+Xa/rho\_a+Xf/rho\_f+Xice/rho\_ice)

{Determinação do calor específico médio (c) [Btu/lb\_m·R]}

c\_w=9,9827E-1-3,7879E-5\*T+4,0347E-7\*T^2

c\_p=4,7442E-1+1,6661E-4\*T-9,6784E-8\*T^2

c\_c=3,6114E-1+2,8843E-4\*T-4,3788E-7\*T^2

c\_a=2,52664E-1+2,6810E-4\*T-2,7141E-7\*T^2

c\_f=4,6730E-1+2,1815E-4\*T-3,5391E-7\*T^2

c\_ice=4,6677E-1+8,0636E-4\*T

c=c\_w\*Xw+c\_p\*Xp+c\_c\*Xc+c\_a\*Xa+c\_f\*Xf+c\_ice\*Xice

{Determinação da entalpia (H) [Btu/lb\_m] Método de Chen(1985)}

Hg=(Tg-(-40))\*(0,37+0,3\*Xs-(Xwo-Xb)\*144\*(Tg-32)/((-40-32)\*(Tg-32)))

Xs=1-Xwo

```

Xb=0,4*Xp
"Hfinal=(Tfinal-(-40))*(0,37+0,3*Xs-(Xwo-Xb)*144*(Tfinal-32)/((-40-32)*(Tfinal-32)))"
Hfinal=(Tmfinal-(-40))*(0,37+0,3*Xs-(Xwo-Xb)*144*(Tmfinal-32)/((-40-32)*(Tmfinal-32)))
{Determinação da condutividade térmica (k) [Btu/hr·ft·F]}
k_w=3,1064E-1+6,4226E-4*T-1,1955E-6*T^2
k_p=9,0535E-2+4,1486E-4*T-4,8467E-7*T^2
k_c=1,0133E-1+4,9478E-4*T-7,7238E-7*T^2
k_a=1,7553E-1-4,8292E-4*T-5,1839E-7*T^2
k_f=1,3273E-1-8,8405E-4*T-3,1652E-8*T^2
k_ice=1,3652-3,1648E-3*T+1,8108E-5*T^2
Xv_w=(Xw/rho_w)*rho
Xv_p=(Xp/rho_p)*rho
Xv_c=(Xc/rho_c)*rho
Xv_a=(Xa/rho_a)*rho
Xv_f=(Xf/rho_f)*rho
Xv_ice=(Xice/rho_ice)*rho
k_paralela=Xv_w*k_w+Xv_p*k_p+Xv_c*k_c+Xv_a*k_a+Xv_f*k_f+Xv_ice*k_ice
k_serie=1/(Xv_w/k_w+Xv_p/k_p+Xv_c/k_c+Xv_a/k_a+Xv_f/k_f+Xv_ice/k_ice)
{Conversão para o Sistema Internacional}
rho_castanha=16,01846*rho
c_castanha=4,1868*c
Hg_castanha=0,195*Hg
Hf_castanha=0,195*Hfinal
kp_castanha=1,730735*k_paralela
ks_castanha=1,730735*k_serie
Difusivp_castanha=kp_castanha/(rho_castanha*c_castanha*1000)
Difusivs_castanha=ks_castanha/(rho_castanha*c_castanha*1000)
{Calor trocado}
massa=0,32
Q=massa*(Hg_castanha-Hf_castanha)
{Q=(Hg_castanha-Hf_castanha)}
{TEMPO DE CONGELAMENTO}

" tempo=28000"

m =0 " (m=0 para Tf no centro); (m=1 para Tf na superf) e (m=0,5 para Tf em
ponto médio)"
"kp = (kp_castanha +ks_castanha)/2" " Condutividade térmica do produto
[WI/hmK]"

Lx = 0,08 " Dimensão do produto na direção x [m]"
Ly = 0,12 " Dimensão do produto na direção y [m]"
Lz = 0,30 " Dimensão do produto na direção z [m]"

x = 0,04
y = 0,06
z=0,15

Ax=Ly*Lz
Ay=Lx*Lz
Az=Lx*Ly
{ Ar da câmara}
Tca = -23+273 " Temperatura do ar da câmara de refrigeração [K]."
visc = 1,07E-05 " viscosidade cinemática do ar da câmara [m²/s]"
kar = 2,3E-02 "condutividade térmica do ar da câmara [WI/mK]"
Pr = 8E-7*Tca^2-0,0007*Tca+0,845 " Prandt"
Difusi = 0,00000022 " Difusividade Térmica [m²/s]"

{ determinação dos números de Reynolds (Rex, Rey e Rez)...}
v=0,5 { Velocidade do ar da câmara [m/s]}

```



$Rex = v \cdot x / \text{visc}$   
 $Rey = v \cdot y / \text{visc}$   
 $Rez = v \cdot z / \text{visc}$   
 $Nux = 0,664 \cdot (Rex^{0,5}) \cdot Pr^{0,3}$   
 $Nuy = 0,664 \cdot (Rey^{0,5}) \cdot Pr^{0,3}$   
 $Nuz = 0,664 \cdot (Rez^{0,5}) \cdot Pr^{0,3}$   
 $hx = Nux \cdot kar / x$   
 $hy = Nuy \cdot kar / y$   
 $hz = Nuz \cdot kar / z$

{ determinação dos números de Fourier (Fox, Foy e Foz)}

$Fox = 4 \cdot \text{Difusi} \cdot \text{tempo} / x^2$  { Fourier na direção x}

$Foy = 4 \cdot \text{Difusi} \cdot \text{tempo} / y^2$  { Fourier na direção y}

$Foz = 4 \cdot \text{Difusi} \cdot \text{tempo} / z^2$  { Fourier na direção z}

{PAREDE PLANA(x)}

$Bix = hx \cdot x / (kp\_castanha^2)$  { Determinação do número do Biot na direção x}

$Bix = E1x \cdot \tan(E1x)$  { Determinação do auto valor E1x}

$Bix = (G2x + 3,1416) \cdot \tan(G2x + 3,1416)$

$Bix = (G3x + 2 \cdot 3,1416) \cdot \tan(G3x + 2 \cdot 3,1416)$

$Bix = (G4x + 3 \cdot 3,1416) \cdot \tan(G4x + 3 \cdot 3,1416)$

$E2x = G2x + 3,1416$  { Determinação do auto valor E2x}

$E3x = G3x + 2 \cdot 3,1416$  { Determinação do auto valor E3x}

$E4x = G4x + 3 \cdot 3,1416$  { Determinação do auto valor E4x}

$Cnx1 = 4 \cdot \sin(E1x) / (2 \cdot E1x + \sin(2 \cdot E1x))$

$EXPO1x = \exp(-Fox \cdot E1x^2)$

$TERMOx1 = Cnx1 \cdot EXPO1x \cdot \cos(m \cdot E1x)$

$TERMOxs1 = Cnx1 \cdot EXPO1x \cdot \cos(E1x)$

$Cnx2 = 4 \cdot \sin(E2x) / (2 \cdot E2x + \sin(2 \cdot E2x))$

$EXPO2x = \exp(-Fox \cdot E2x^2)$

$TERMOx2 = Cnx2 \cdot EXPO2x \cdot \cos(m \cdot E2x)$

$TERMOxs2 = Cnx2 \cdot EXPO2x \cdot \cos(E2x)$

$Cnx3 = 4 \cdot \sin(E3x) / (2 \cdot E3x + \sin(2 \cdot E3x))$

$EXPO3x = \exp(-Fox \cdot E3x^2)$

$TERMOx3 = Cnx3 \cdot EXPO3x \cdot \cos(m \cdot E3x)$

$TERMOxs3 = Cnx3 \cdot EXPO3x \cdot \cos(E3x)$

$Cnx4 = 4 \cdot \sin(E4x) / (2 \cdot E4x + \sin(2 \cdot E4x))$

$EXPO4x = \exp(-Fox \cdot E4x^2)$

$TERMOx4 = Cnx4 \cdot EXPO4x \cdot \cos(m \cdot E4x)$

$TERMOxs4 = Cnx4 \cdot EXPO4x \cdot \cos(E4x)$

$DTx = TERMOx1 + TERMOx2 + TERMOx3 + TERMOx4$

$DTxs = TERMOxs1 + TERMOxs2 + TERMOxs3 + TERMOxs4$

$Mx = Cnx1 \cdot EXPO1x + Cnx2 \cdot EXPO2x + Cnx3 \cdot EXPO3x + Cnx4 \cdot EXPO4x$

{PAREDE PLANA(y)}

$Biy = hy \cdot y / (kp\_castanha^2)$

$Biy = E1y \cdot \tan(E1y)$

$Biy = (G2y + 3,1416) \cdot \tan(G2y + 3,1416)$

$Biy = (G3y + 2 \cdot 3,1416) \cdot \tan(G3y + 2 \cdot 3,1416)$

$Biy = (G4y + 3 \cdot 3,1416) \cdot \tan(G4y + 3 \cdot 3,1416)$

$E2y = G2y + 3,1416$

$E3y = G3y + 2 \cdot 3,1416$

$$E4y=G4y+3*3,1416$$

$$\begin{aligned}Cny1 &= 4 * \sin(E1y) / (2 * E1y + \sin(2 * E1y)) \\EXPO1y &= \exp(-Foy * E1y^2) \\TERMOy1 &= Cny1 * EXPO1y * \cos(m * E1y) \\TERMOys1 &= Cny1 * EXPO1y * \cos(E1y)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cny2 &= 4 * \sin(E2y) / (2 * E2y + \sin(2 * E2y)) \\EXPO2y &= \exp(-Foy * E2y^2) \\TERMOy2 &= Cny2 * EXPO2y * \cos(m * E2y) \\TERMOys2 &= Cny2 * EXPO2y * \cos(E2y)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cny3 &= 4 * \sin(E3y) / (2 * E3y + \sin(2 * E3y)) \\EXPO3y &= \exp(-Foy * E3y^2) \\TERMOy3 &= Cny3 * EXPO3y * \cos(m * E3y) \\TERMOys3 &= Cny3 * EXPO3y * \cos(E3y)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cny4 &= 4 * \sin(E4y) / (2 * E4y + \sin(2 * E4y)) \\EXPO4y &= \exp(-Foy * E4y^2) \\TERMOy4 &= Cny4 * EXPO4y * \cos(m * E4y) \\TERMOys4 &= Cny4 * EXPO4y * \cos(E4y)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DTy &= TERMOy1 + TERMOy2 + TERMOy3 + TERMOy4 \\DTys &= TERMOys1 + TERMOys2 + TERMOys3 + TERMOys4 \\My &= Cny1 * EXPO1y + Cny2 * EXPO2y + Cny3 * EXPO3y + Cny4 * EXPO4y\end{aligned}$$

{PAREDE PLANA(z)}

$$\begin{aligned}Biz &= hz * z / (ks\_castanha^2) \\Biz &= E1z * \tan(E1z) \\Biz &= (G2z + 3,1416) * \tan(G2z + 3,1416) \\Biz &= (G3z + 2 * 3,1416) * \tan(G3z + 2 * 3,1416) \\Biz &= (G4z + 3 * 3,1416) * \tan(G4z + 3 * 3,1416) \\E2z &= G2z + 3,1416 \\E3z &= G3z + 2 * 3,1416 \\E4z &= G4z + 3 * 3,1416\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cnz1 &= 4 * \sin(E1z) / (2 * E1z + \sin(2 * E1z)) \\EXPO1z &= \exp(-Foz * E1z^2) \\TERMOz1 &= Cnz1 * EXPO1z * \cos(m * E1z) \\TERMOzs1 &= Cnz1 * EXPO1z * \cos(E1z)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cnz2 &= 4 * \sin(E2z) / (2 * E2z + \sin(2 * E2z)) \\EXPO2z &= \exp(-Foz * E2z^2) \\TERMOz2 &= Cnz2 * EXPO2z * \cos(m * E2z) \\TERMOzs2 &= Cnz2 * EXPO2z * \cos(E2z)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cnz3 &= 4 * \sin(E3z) / (2 * E3z + \sin(2 * E3z)) \\EXPO3z &= \exp(-Foz * E3z^2) \\TERMOz3 &= Cnz3 * EXPO3z * \cos(m * E3z) \\TERMOzs3 &= Cnz3 * EXPO3z * \cos(E3z)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Cnz4 &= 4 * \sin(E4z) / (2 * E4z + \sin(2 * E4z)) \\EXPO4z &= \exp(-Foz * E4z^2) \\TERMOz4 &= Cnz4 * EXPO4z * \cos(m * E4z) \\TERMOzs4 &= Cnz4 * EXPO4z * \cos(E4z)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DTz &= TERMOz1 + TERMOz2 + TERMOz3 + TERMOz4 \\DTzs &= TERMOzs1 + TERMOzs2 + TERMOzs3 + TERMOzs4\end{aligned}$$

$$Mz = Cnz1 * EXPO1z + Cnz2 * EXPO2z + Cnz3 * EXPO3z + Cnz4 * EXPO4z$$

{ DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA FINAL Tf}

$$COEF = DTx * DTy * DTz$$

$$Tf = (Tca + COEF * (tic + 273 - Tca)) - 273 \quad \{ \text{Temperatura final desejada} \}$$

"-----"

{ DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA Tm}

$$TERMOxm1 = Cnx1 * EXPO1x * \sin(E1x) / (E1x)$$

$$TERMOxm2 = Cnx2 * EXPO2x * \sin(E2x) / (E2x)$$

$$TERMOxm3 = Cnx3 * EXPO3x * \sin(E3x) / (E3x)$$

$$TERMOxm4 = Cnx4 * EXPO4x * \sin(E4x) / (E4x)$$

$$DTxm = TERMOxm1 + TERMOxm2 + TERMOxm3 + TERMOxm4$$

$$TERMOym1 = Cny1 * EXPO1y * \sin(E1y) / (E1y)$$

$$TERMOym2 = Cny2 * EXPO2y * \sin(E2y) / (E2y)$$

$$TERMOym3 = Cny3 * EXPO3y * \sin(E3y) / (E3y)$$

$$TERMOym4 = Cny4 * EXPO4y * \sin(E4y) / (E4y)$$

$$DTym = TERMOym1 + TERMOym2 + TERMOym3 + TERMOym4$$

$$TERMOzm1 = Cnz1 * EXPO1z * \sin(E1z) / (E1z)$$

$$TERMOzm2 = Cnz2 * EXPO2z * \sin(E2z) / (E2z)$$

$$TERMOzm3 = Cnz3 * EXPO3z * \sin(E3z) / (E3z)$$

$$TERMOzm4 = Cnz4 * EXPO4z * \sin(E4z) / (E4z)$$

$$DTzm = TERMOzm1 + TERMOzm2 + TERMOzm3 + TERMOzm4$$

$$COEFm = DTxm * DTym * DTzm$$

$$tm = (Tca + COEFm * (tic + 273 - Tca)) - 273 \quad \{ \text{Temperatura final média desejada} \}$$

$$\text{Tempo horas} = \text{tempo} / 3600$$

$$Qf = Q / \text{tempo}$$

"-----"

{ DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA NA SUPERFÍCIE Tx, Ty e Tz}

$$COEFxs = DTxs * My * Mz$$

$$COEFys = DTys * Mx * Mz$$

$$COEFzs = DTzs * Mx * My$$

$$Txs = -23 + COEFxs * (tic - (-23)) \quad \{ \text{Temperatura na superfície plano yz} \}$$

$$Tys = -23 + COEFys * (tic - (-23)) \quad \{ \text{Temperatura na superfície plano xz} \}$$

$$Tzs = -23 + COEFzs * (tic - (-23)) \quad \{ \text{Temperatura na superfície plano xy} \}$$

$$Qx = 2 * hx * Ax * (Txs - (-23))$$

$$Qy = 2 * hy * Ay * (Tys - (-23))$$

$$Qz = 2 * hz * Az * (Tzs - (-23))$$

$$Qt = Qx + Qy + Qz$$