

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA  
FONSECA  
COORDENAÇÃO DO CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**IRVIN WESLEY OLIVEIRA DE BARROS**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR  
COMPRESSÃO DE VAPOR**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**RIO DE JANEIRO  
2023**

**IRVIN WESLEY OLIVEIRA DE BARROS**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR  
COMPRESSÃO DE VAPOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Coordenação do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Thiago de Oliveira Macedo

**RIO DE JANEIRO  
2023**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

B277 Barros, Irvin Wesley Oliveira de

Análise exergética de um ciclo real de refrigeração por  
compressão de vapor / Irvin Wesley Oliveira de Barros. — 2023.

xix, 82f. : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação

Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia : f. 81-82

Orientador: Thiago de Oliveira Macedo

1. Engenharia mecânica. 2. Análise exergética. 3.  
Termodinâmica. 4. Refrigeração. 5. Compressores. I. Macedo,  
Thiago de Oliveira. (Orient.). II. Título.

CDD 621

Dedico este trabalho à Deus e toda minha  
família e amigos que me ajudaram a  
chegar neste momento ímpar da minha  
vida.

## AGRADECIMENTOS

Neste parágrafo quero iniciar meus agradecimentos reconhecendo a misericórdia de Deus em minha vida, sabendo que sem ele nada disso seria possível.

Em segundo lugar agradeço a minha família que em vários momentos de dificuldade estiveram comigo, quando não de forma física, em espírito e pensamentos positivos.

Quero agradecer ao meu pai Wilson Santos que fez o que podia e o que não podia para me dar condições de estudar, além de me educar e mostrar os caminhos que um homem deve seguir.

Quero agradecer minha mãe Eldiléia de Barros, por ser a mão carinhosa quando precisei de um colo para sentir que não estava sozinho.

Quero agradecer minha vó Anilda Menezes dos Santos por me fazer acreditar que é possível enxergar a Deus através de uma pessoa.

Quero agradecer meu amigo João Pedro Rodolfo de Oliveira e toda sua família por me acolher em sua casa e me fazer sentir-se em casa quando fui estudar em Angra dos Reis.

Quero agradecer ao meu professor e orientador Thiago Macedo por me acolher como seu aluno e me aconselhar profissionalmente e pessoalmente, tenha a certeza que faz parte da minha evolução profissional e pessoal.

Quero agradecer aos professores Carlos Catunda e Rafael Cardoso, pela atenção prestada e pelas observações que contribuíram para o engrandecimento da obra

Quero agradecer a instituição CEFET-rj por me qualificar como profissional de engenharia.

A gravidade explica os movimentos dos planetas, mas não explica quem os colocou em movimento. Deus governa todas as coisas e sabe tudo que é ou pode ser feito.

(ISAAC NEWTON, LONDRES, 1670)

## RESUMO

BARROS, Irvin Wesley Oliveira de. **Análise Exergética de um Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor**: 2023. 102p. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

Este trabalho apresentou uma análise exergética de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor, bem como utilização do *software Interactive Thermodynamics* para realização de estudos paramétricos. Utilizando um problema de referência para aplicação dos estudos em questão os resultados obtidos foram validados obtendo erro percentual relativo menor que a tolerância de 2% em mais de 90% dos casos. Os estudos paramétricos foram validados por comparação com os resultados obtidos pela literatura. Com os estudos realizados observa-se que conforme a pressão no evaporador aumenta, a destruição total da exergia diminui, e para faixas de pressão mais baixa no condensador, a destruição da exergia é menor.

**Palavras-chave:** Exergia. Análise Exergética. *Interactive Thermodynamics*. Ciclo Real de Refrigeração Por Compressão de Vapor.

## ABSTRACT

BARROS, Irvin Wesley Oliveira de. **Exergy Analysis of a Real Vapor Compression Refrigeration Cycle**: 2023. 102p. Trabalho de Conclusão de Curso - Federal Center of Technological Education – Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

This work presents an exergetic analysis of a real vapor compression refrigeration cycle, as well as the use of the Interactive Thermodynamics software to carry out parametric studies. Using a reference problem to apply the studies in question. The results obtained were validated by obtaining a relative percentage error smaller than the tolerance of 2% in more than 90% of the cases. The parametric studies were validated by comparison with the results obtained in the literature. With the studies carried out, it is observed that as the pressure in the evaporator increases, the total destruction of exergy decreases, and for lower pressure ranges in the condenser, the destruction of exergy is smaller.

**Keywords:** Exergy. Exergetic Analysis. Interactive Thermodynamics. Real Vapor Compression Refrigeration Cycle.

## LISTA DE SÍMBOLOS

### LETRAS ALFABÉTICAS

$c$	.....	custo de quilowatt-hora (US\$)
$C_{mês}$	.....	gasto mensal de energia (US\$)
$COP$	.....	coeficiente de performance real
$COP_R$	.....	coeficiente de performance do refrigerador
$COP_{BC}$	.....	coeficiente de performance da bomba de calor
$D_{mês}$	.....	quantidade de dias que o equipamento opera durante o mês
$dX_{sistema}/dt$	.....	variação da taxa de exergia do sistema (kW)
$g$	.....	aceleração gravitacional (m/s <sup>2</sup> )
$h$	.....	entalpia (kJ/kg)
$H_{dia}$	.....	quantidade de horas de operação do equipamento por dia
$h_1$	.....	é a entalpia no estado 1; (kJ/kg)
$h_2$	.....	entalpia considerando que há variação de entropia no compressor (kJ/kg)
$h_{2s}$	.....	entalpia considerando expansão isentrópica no compressor (kJ/kg)
$h_3$	.....	entalpia no estado 3. (kJ/kg)
$h_4$	.....	entalpia no estado 4. (kJ/kg)
$I$	.....	irreversibilidade (kJ)
$P_0$	.....	pressão no estado morto (kPa)
$\dot{Q}$	.....	fluxo de calor (kW)
$\dot{Q}_H$	.....	calor rejeitado para o ambiente (kW)
$\dot{Q}_L$	.....	carga térmica de refrigeração (kW)
$s$	.....	entropia por unidade de massa (kJ/kg.K)
$S$	.....	entropia (kJ/K)
$S_0$	.....	entropia no estado morto (kJ/K)
$s_1$	.....	entropia no estado 1 (entrada do compressor) (kJ/kg.K)
$s_2$	.....	entropia no estado 2 (saída do compressor) (kJ/kg.K)
$s_3$	.....	entropia no estado 3 (saída do condensador) (kJ/kg.K)
$s_4$	.....	entropia no estado 4 (saída da válvula de expansão). (kJ/kg.K)
$\dot{S}_{ger, 1-2}$	.....	geração de entropia no compressor (kW)
$\dot{S}_{ger, 2-3}$	.....	geração de entropia no condensador (kW)
$\dot{S}_{ger, 3-4}$	.....	geração de entropia na válvula de expansão (kW)

$S_{ger}$ .....	entropia de geração (kJ/K)
$T$ .....	temperatura (K)
$T_0$ .....	temperatura no estado morto (K)
$T_L$ .....	temperatura do meio frio. (K)
$T_H$ .....	temperatura do ambiente quente (K)
$u$ .....	energia interna por unidade de massa (kJ/kg)
$u_0$ .....	energia interna no estado morto por unidade de massa (kJ/kg)
$U$ .....	energia interna (kJ)
$U_0$ .....	energia interna no estado morto (kJ)
$v$ .....	volume específico (m <sup>3</sup> /kg)
$v_0$ .....	volume específico no estado morto (m <sup>3</sup> /kg)
$\mathcal{V}_1$ .....	volume do sistema no estado 1 (m <sup>3</sup> )
$\mathcal{V}_2$ .....	volume do sistema no estado 2 (m <sup>3</sup> )
$\dot{W}_{min, ent}$ .....	trabalho mínimo para funcionamento do ciclo (kW)
$W_u$ .....	trabalho útil (kJ)
$W_{total\ útil}$ .....	trabalho total útil (kJ)
$W_{viz}$ .....	trabalho de vizinhança (kJ)
$X$ exergia .....	(kJ)
$X_{calor}$ .....	exergia associada ao calor (kJ)
$\dot{X}_{dest, 1-2}$ .....	destruição da exergia no compressor (kW)
$\dot{X}_{dest, 2-3}$ .....	destruição da exergia no condensador (kW)
$\dot{X}_{dest, 3-4}$ .....	destruição da exergia na válvula de expansão (kW)
$\dot{X}_{dest, 4-1}$ .....	destruição da exergia no evaporador (kW)
$X_{destruída}$ .....	exergia destruída (kJ)
$\dot{X}_{destruída}$ .....	taxa de exergia destruída (kW)
$x_{ec}$ .....	exergia associada a energia cinética por unidade de massa (kJ/kg)
$x_{ep}$ .....	exergia associada a energia potencial por unidade de massa (kJ/kg)
$X_{ent}$ .....	exergia que entra no sistema (kJ)
$\dot{X}_{ent}$ .....	taxa de exergia que entra no sistema (kW)
$\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ ....	fluxo de exergia correspondente ao transferido calor entre o evaporador e o meio frio (kW)
$X_{trabalho}$ .....	exergia associada ao trabalho (kJ)

$X_{sai}$ .....	exergia que sai do sistema (kJ)
$\dot{X}_{sai}$ .....	taxa de exergia que sai do sistema (kW)
$\dot{X}_{dest, total}$ .....	destruição total da exergia (kW)

## SÍMBOLOS GREGOS

$\delta\%$ .....	erro percentual (%)
$\eta_c$ .....	eficiência isentrópica do compressor (%)
$\eta_t$ .....	eficiência térmica (%)
$\eta_{t,rev}$ .....	eficiência térmica reversível (%)
$\Delta X_{sistema}$ .....	variação de exergia do sistema (kJ)
$\phi$ .....	exergia por unidade de massa (kJ/kg)

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Diagrama P-V para Ciclo de Carnot de Refrigeração.....	9
Figura 2 - Diagrama T-S do Ciclo de Carnot Reverso.....	10
Figura 4 - Diagrama T-S Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	11
Figura 5 - Esquema do Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	12
Figura 6 - Diagrama do Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	13
Figura 7 - Vizinhança, vizinhança imediata e ambiente.....	14
Figura 8 - Sistema cilindro pistão.....	17
Figura 9 - Tela inicial do Interactive Thermodynamics.....	19
Figura 10 - Unidades de medidas das propriedades do IT.....	24
Figura 11- Resultados gerados pelo comando “Solver”.....	25
Figura 12 - Resultados gerados pelo comando “Explore”.....	26
Figura 13 - Exemplo de gráfico.....	27
Figura 14 - Exemplo de Comentários e equações na área de trabalho do IT.....	28
Figura 15 - Número de incógnitas e valores.....	29
Figura 16 - Lista de equações específicas para o gás R-22.....	30
Figura 17 - variação de parâmetro.....	31
Figura 18 - Resultados a partir da variação de “p1”.....	32
Figura 19 - Determinação da variável dependente.....	33
Figura 20 - Exemplo de gráfico criado.....	33
Figura 21 - Diagrama T-s do exemplo de referência.....	34
Figura 22 - Gráfico Pressão do evaporador X COP.....	35
Figura 23 - Pressão do evaporador X eficiência de segunda lei.....	43
Figura 24 - Pressão do evaporador X Entrada de potência.....	44
Figura 25 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia no compressor.....	45
Figura 26 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia no condensador.....	46
Figura 27 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia na válvula de expansão.....	47
Figura 28 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia no evaporador.....	48
Figura 29 - Pressão do evaporador X Taxa de remoção de calor.....	49

Figura 30 - Pressão do evaporador X Destruição total da exergia.....	50
Figura 31 - Pressão do evaporador X Destruição total da exergia. Para diferentes pressões no condensador.....	51
Figura 32 - Pressão do condensador X COP.....	52
Figura 33 - Pressão do condensador X Eficiência de segunda lei.....	53
Figura 34 - Pressão do condensador X Destruição da exergia no compressor.....	54
Figura 35 - Pressão do condensador X Destruição da exergia no condensador.....	55
Figura 36 - Pressão do condensador X Destruição da exergia na válvula de expansão.....	56
Figura 37 - Pressão do condensador X Destruição da exergia no evaporador.....	57
Figura 38 - Pressão do condensador X Destruição total da exergia.....	58
Figura 39 - Pressão do condensador X Destruição total da exergia. Para diferentes pressões no evaporador.....	59
Figura 40 - Eficiência isentrópica X COP.....	60
Figura 41 - Eficiência isentrópica X Eficiência de segunda lei.....	61
Figura 42 - Eficiência isentrópica X Destruição total da exergia.....	62
Figura 43 - Eficiência isentrópica X Destruição da exergia no compressor.....	63
Figura 44 - Eficiência isentrópica X Destruição da exergia no condensador.....	64
Figura 45 - Eficiência isentrópica X Destruição total da exergia (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).....	65
Figura 46 - Eficiência isentrópica X Destruição total da exergia (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).....	66
Figura 47 - Eficiência isentrópica X COP (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).....	67
Figura 48 - Eficiência isentrópica X COP (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).....	68
Figura 49 - Eficiência isentrópica X Eficiência de segunda lei (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).....	69
Figura 50 - Eficiência isentrópica X Eficiência de segunda lei (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).....	70

Figura 51 - Eficiência isentrópica X Custo mensal.....	71
Figura 52 - Pressão do evaporador X Custo mensal.....	72
Figura 53 - Pressão do condensador X Custo mensal.....	73
Figura 54 - Eficiência isentrópica X Custo mensal (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).....	74
Figura 55 - Eficiência isentrópica X Custo mensal (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).....	75

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Resultados da análise energética.....	38
Tabela 2 – Resultados da análise exergética.....	41

## SUMÁRIOS

AGRADECIMENTOS .....	v
RESUMO.....	vii
ABSTRACT .....	viii
LISTA DE SÍMBOLOS .....	ix
LISTA DE FIGURAS .....	xii
LISTA DE TABELAS .....	xv
SUMÁRIOS .....	xvi
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 MOTIVAÇÃO.....	1
1.2 JUSTIFICATIVA .....	2
1.3 OBJETIVO .....	3
1.4 METODOLOGIA .....	3
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 REVISÃO TÉCNICA DOS CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR .....	5
2.2 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR COM A UTILIZAÇÃO DE PACOTES COMPUTACIONAIS. ....	5
2.3 ANÁLISE EXERGÉTICA DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	6
3 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	8
3.1 BREVE HISTÓRICO.....	8
3.2 REFRIGERADORES E BOMBAS DE CALOR.....	8
3.3 O CICLO DE CARNOT REVERSO .....	9
3.4 O CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .	12
3.5 O CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR ..	13
3.6 SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE .....	14
4 INTRODUÇÃO À EXERGIA.....	16
4.1 EXERGIA: POTENCIAL DE TRABALHO DA ENERGIA.....	16
4.1.1 EXERGIA DA ENERGIA CINÉTICA E POTENCIAL .....	18
4.2 TRABALHO REVERSÍVEL E IRREVERSIBILIDADES .....	18
4.3 EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI .....	20
4.4 EXERGIA DE UM SISTEMA FECHADO.....	21
4.5 TRANFERÊNCIA DE EXERGIA POR TRABALHO, CALOR E FLUXO DE MASSA .....	22

4.4	EXERGIA POR TRANFERÊNCIA DE CALOR .....	22
4.5	TRANSFERÊNCIA DE EXERGIA POR TRABALHO .....	22
4.6	DESTRUIÇÃO DA EXERGIA.....	23
4.7	BALANÇO DE EXERGIA.....	23
5	O PACOTE COMPUTACIONAL INTERACTIVE THERMODYNAMICS .....	25
5.1	PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO INTERACTIVE THERMODYNAMICS 25	
5.1.1	TELA DE ABERTURA DO PROGRAMA IT .....	25
5.1.2	BARRA DE MENU DO <i>INTERACTIVE THERMODYNAMICS</i> .....	26
5.2	UTILIZAÇÃO DA ÁREA DE TRABALHO .....	29
5.3	FUNÇÕES PRÓPRIAS DO IT PARA CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS.....	31
5.4	ESTUDO PARAMÉTRICO NO IT .....	33
6	SIMULAÇÃO E ANÁLISE EXERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	36
6.1	O PROBLEMA DE REFERÊNCIA .....	36
6.3	CRITÉRIO DE VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS .....	37
6.4	ANÁLISE ENERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	37
6.5	ANÁLISE EXERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	39
6.6	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	42
6.7	VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS .....	43
6.8	ANÁLISE BÁSICA DE CUSTOS .....	43
7	ESTUDOS PARAMÉTRICOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	44
7.1	ESTUDOS PARAMÉTRICOS UTILIZANDO COMO FLUIDO R134-a .....	44
7.1.1	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X COP .....	44
7.1.2	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI [%] .....	45
7.1.3	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X ENTRADA DE POTÊNCIA [kW] .	46
7.1.4	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO COMPRESSOR [kW] .....	47
7.1.5	PRESSÃO NO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO CONDENSADOR [kW].....	48
7.1.6	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NA VÁLVULA DE EXPANSÃO [kW] .....	49
7.1.7	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO EVAPORADOR [kW] .....	50
7.1.8	PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X TAXA DE REMOÇÃO DO CALOR	

[kW].....	51
7.1.9 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DE EXERGIA [kW] (PARA UMA PRESSÃO DE 1000 kPa NO CONDENSADOR) ..	52
7.1.10 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DE EXERGIA [kW] (PARA UMA FAIXA DE PRESSÃO DE 1000 kPa A 2000 kPa NO CONDENSADOR).....	53
7.1.11 PRESSÃO DO CONDENSADOR [kPa] X COP .....	54
7.1.12 PRESSÃO DO CONDENSADOR [kPa] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI [%].....	55
7.1.13 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO COMPRESSOR [kW].....	56
7.1.14 PRESSÃO DO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO CONDENSADOR [kW] .....	57
7.1.15 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NA VÁLVULA DE EXPANSÃO [kW] .....	58
7.1.16 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO EVAPORADOR [kW].....	59
7.1.17 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DE EXERGIA [kW] .....	60
7.1.18 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW] (PARA UMA FAIXA DE PRESSÃO DE 100 kPa A 400 kPa).....	61
7.1.19 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR [%] X COP .....	62
7.1.20 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI [%]	63
7.1.21 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW].....	64
7.1.22 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO COMPRESSOR [kW] .....	65
7.1.23 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO CONDENSADOR [kW].....	66
7.2 ESTUDOS PARAMÉTRICOS RELACIONANDO EFICIÊNCIAS ISENTRÓPICAS REAIS .....	67
7.2.1 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW] (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR).....	67
7.2.2 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW] (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR).....	68
7.2.3 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X COP (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR) .....	69
7.2.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X COP (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR) .....	70
7.2.5 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR)	71

7.2.6 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR)	72
7.3 ESTUDOS PARAMÉTRICOS RELACIONANDO CUSTO .....	73
7.3.1 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X CUSTO MENSAL [US\$].....	73
7.3.2 PRESSÃO NO EVAPORADOR [kW] X CUSTO MENSAL [US\$] .....	74
7.3.3 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X CUSTO MENSAL [US\$] .....	75
7.3.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X CUSTO MENSAL [US\$] (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR) .....	76
7.3.5 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X CUSTO MENSAL [US\$] (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR) .....	77
8 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	78
9 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS .....	80
9.1 ANÁLISE DE CUSTO MAIS APROFUNDADA .....	80
9.2 ANÁLISE EXERGOAMBIENTAL DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	80

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Tendo em vista o antagonismo contemporâneo entre a conscientização crescente sobre a finitude dos recursos energéticos do mundo e o aumento do impacto humano sobre o meio ambiente impulsionado pelo crescimento populacional, torna-se central o desenvolvimento de máquinas capazes de evitar o desperdício energético. No caso de sistemas térmicos, a redução do desperdício é detectada por meio do aumento da eficiência térmica.

Em particular, o controle das condições de um ambiente através de processos e sistemas térmicos consome uma parcela considerável dos recursos naturais por desempenhar um papel central no modo de vida moderno. Os sistemas térmicos conhecidos como refrigeradores, por exemplo, estão presentes no condicionamento de ar de centros de processamento de dados (*data centers*), na manutenção da baixa temperatura dos frigoríficos, no controle de umidade e temperatura de salas limpas, no sistema de climatização de centros comerciais, dentre outras aplicações.

Tendo em vista relevância dos sistemas térmicos, é indispensável que o aumento da eficiência térmica seja um dos principais objetivos do projeto. Para tanto, diante da complexidade dos modelos matemáticos que representam o comportamento termodinâmico das máquinas térmicas, é recomendável a utilização auxiliar de *softwares* simuladores de processo validados pela comunidade científica. No presente trabalho, o *software Interactive Thermodynamics* (IT) foi escolhido como ferramenta de suporte à investigação de pontos operacionais mais eficientes.

A utilização do *software Interactive Thermodynamics* (IT) atenua parte da complexidade do estudo paramétrico presente neste trabalho por conter as equações de estado do fluido de trabalho do refrigerador analisado e por resolver o sistema de equações que compreendem a modelagem do sistema térmico. Desta forma, é possível ampliar e aprofundar o escopo do trabalho com a realização de mais estudos paramétricos e com inclusão da análise do sistema de acordo com segunda lei da termodinâmica.

A análise do sistema térmico de acordo com a segunda lei da termodinâmica permite a quantificação das irreversibilidades e dos desperdícios de energia de cada

componente. Desta forma, é possível identificar os equipamentos menos eficientes e torná-los os principais candidatos a melhorias, visando a redução dos custos de operação do equipamento.

Diminuir as perdas associadas às irreversibilidades significa aumentar a eficiência do equipamento e, conseqüentemente, utilizar de forma mais racional os recursos energéticos disponíveis. O objetivo deste trabalho é a análise do impacto da variação de alguns parâmetros do sistema sobre as perdas de cada equipamento avaliadas de acordo com a segunda lei da termodinâmica para diferentes pontos operacionais de um refrigerador.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

(DEPAULA e MENDELSON. 2010). O aquecimento global é o fenômeno de alteração climática caracterizado pelo aumento da temperatura global média. Essa elevação da temperatura global média causa o aumento do consumo energético utilizado na climatização de ambientes. Por sua vez, o aumento da demanda energética pode acentuar as emissões de gases de efeito estufa. Conseqüentemente, essas novas emissões são capazes de acelerar o aquecimento global e estimular adicionalmente a demanda energética por climatização, efeito denominado como retroalimentação positiva.

(BEZERRA *et al.* 2020) identificaram o potencial de aumento de até 190% no consumo elétrico para o condicionamento de ar no Brasil devido ao aquecimento global. No entanto, foi observado que medidas que promovam o aumento da eficiência energética dos equipamentos podem equilibrar esses efeitos deletérios da mudança climática.

A fim de avaliar a degradação da qualidade de energia que ocorre em cada componente do refrigerador, é necessário analisar o sistema térmico de acordo com a segunda lei da termodinâmica. Desta forma, as irreversibilidades associadas aos processos termodinâmicos em cada componente são contabilizadas, produzindo uma avaliação mais completa e profunda do equipamento.

### 1.3 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo o estudo e a apresentação do conceito de exergia e sua aplicação em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor real. Propondo a verificação das irreversibilidades do sistema através da análise exergética, verifica-se a relevância do emprego da segunda lei da termodinâmica para análise de máquinas térmicas, em específico, para análise de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

A modelagem termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor definido por um problema de referência será implementada no *software Interactive Thermodynamics* (IT). Além disso, o aporte computacional auxiliará na realização das análises de primeira e segunda lei da termodinâmica, bem como no estudo paramétrico do refrigerador.

### 1.4 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do trabalho, a modelagem e a simulação do problema de referência foram realizadas no *software Interactive Thermodynamics* (IT). Esse programa utiliza o método de Newton-Raphson para solução de cada iteração. Além disso, foi utilizada a biblioteca de propriedades termodinâmicas do próprio *Interactive Thermodynamics*. Para validar a modelagem e a simulação, os resultados obtidos foram comparados com os resultados conhecidos do problema de referência (Çengel e Boles, 2011) por meio do cálculo do erro relativo percentual.

O *software Interactive Thermodynamics* também auxiliou o estudo paramétrico de segunda lei da termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Para validar os dados gerados no estudo, o impacto da alteração do valor dos parâmetros sobre as variáveis de interesse foi comparado com as tendências exibidas pelas variáveis de interesse de um problema de referência apresentado por (DINCER *et al.* (2017).

## 1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho está organizado em nove seções.

Na primeira seção foram exibidas as motivações, justificativa e objetivos, além de uma breve apresentação do conteúdo desenvolvido.

A segunda seção apresenta uma revisão bibliográfica sobre a tecnologia dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor, sobre a modelagem desse tipo de ciclo e sobre a análise exergética do ciclo de compressão de vapor real.

Na terceira seção é realizado um breve histórico dos ciclo de refrigeração por compressão de vapor, citando refrigeradores e bombas de calor. É feita uma revisão sobre o ciclo de Carnot reverso, o ciclo de refrigeração ideal e real, a seleção do fluido refrigerante, além da análise exergética de um ciclo de refrigeração por compressão a de vapor.

Na quarta seção, o conceito de exergia e os tópicos que o cercam são abordados. Desta forma, discorre-se sobre o trabalho reversível e a irreversibilidade, sobre a eficiência de segunda lei, sobre as formas de transferência de exergia, sobre o princípio da destruição de exergia e sobre o balanço de exergia para sistemas fechados.

Na quinta seção apresenta-se o *software* computacional *Interactive Thermodynamics*, destrinchando seus recursos.

Na sexta seção é apresentada a análise exergética do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Expõe-se também o problema de referência, detalhando sua modelagem e simulação. Por fim, são detalhados os critérios de validação, os resultados, as discussões e a validação dos resultados.

Na sétima seção são exibidos os gráficos dos estudos paramétricos obtidos, e a tabela de resultados, bem como a variação de fluido refrigerante.

Na oitava seção é apresentada a conclusão do trabalho realizado, onde será discutido a importância dos estudos e resultados obtidos.

Na nona seção apresenta-se as propostas de trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 REVISÃO TÉCNICA DOS CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O intuito da refrigeração é direcionar o fluxo de calor de um ambiente mais frio para um ambiente mais quente. Para que isso ocorra é necessário a aplicação de trabalho no sistema para inverter o fluxo natural de calor. No caso do ciclo de refrigeração por compressão a vapor o equipamento que realiza o trabalho no sistema é o compressor. O sistema conta basicamente com quatro equipamentos principais: o compressor, como já citado, o condensador, responsável pela rejeição de calor para o ambiente quente, a válvula de expansão, que reduz a pressão do fluido, conseqüentemente reduzindo a temperatura e o evaporador, que absorve calor do ambiente de baixa temperatura.

### 2.2 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR COM A UTILIZAÇÃO DE PACOTES COMPUTACIONAIS.

(NASCIMENTO. 2022) realizou estudos para análise de rendimento de ultra freezer sobre quatro ciclos de refrigeração em cascata utilizando quatro diferentes fluidos onde o objetivo principal do trabalho era determinar o maior coeficiente de performance COP entre cada ciclo e cada fluido. O *software* utilizado para a variação e simulação dos parâmetros foi o *Engineering Equation Solver* (EES).

O EES é um *software* capaz de resolver equações algébricas lineares e não-lineares e com variáveis complexas, além disso esse programa também realiza otimizações tem como função básica resolver um conjunto de equações algébricas, incluindo equações não-lineares, equações diferenciais e equações com variáveis complexas. Esse programa também é capaz de fazer otimizações, obter regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos de alta qualidade para publicações, simplificar análises de incertezas e fazer animações.

(SANTOS. 2018) realizou uma análise exergética para um ar-condicionado com sistema de vazão de refrigerante variável (VRF), de modo que foram realizadas simulações com diferentes refrigerantes para avaliar os efeitos na eficiência do equipamento. O *softwarer* utilizado REFPROP.

O *software* REFPROP contém os modelos mais precisos disponíveis para substâncias puras selecionadas e para misturas compostas por essas substâncias. As equações de estado das propriedades termodinâmicas advêm, principalmente, da energia livre de Helmholtz (ASC PUBLICATIONS, 2023)

(MENDES *et al.* 2012) realizaram uma análise exérgica de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor avaliando variações nas temperaturas externas e internas do sistema para descobrir os efeitos sobre o COP do equipamento. O *software* utilizado foi o Engineering Equation Solver (EES).

### 2.3 ANÁLISE EXÉRGICA DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Um estudo exérgico tem como fundamento o emprego da segunda lei da termodinâmica. A inclusão da análise de segunda lei da termodinâmica a partir da avaliação da exergia promove o aprofundamento do estudo sobre um sistema térmico, por contabilizar a perda de qualidade da energia no decorrer de processos irreversíveis.

A exergia de um sistema termodinâmico é o máximo trabalho que ele é capaz de gerar. Quando o sistema percorre um processo irreversível, ocorre a destruição da exergia. Ou seja, uma parcela do potencial de realização de trabalho presente no sistema antes do processo é perdida por conta da geração de entropia.

Cada componente de um refrigerador é responsável por parte da destruição total de exergia. Portanto, visar a redução da destruição de exergia de cada componente pode representar uma estratégia racional de aumento da eficiência do ciclo.

(FÁBREGAS *et al.* 2009) Desta forma, a análise exérgica dos processos termodinâmicos que ocorrem em uma planta industrial é uma prática alinhada com as demandas do setor pela definição de condições de operação mais eficientes a partir de critérios racionais e objetivos. A análise exérgica é uma ferramenta termodinâmica que pode ser utilizada para avaliar o desempenho de ciclos de refrigeração, determinando a magnitude e a localização das irreversibilidades de processos (perdas de qualidade energética), possibilitando o estudo das mudanças de variáveis operacionais do processo, visando uma economia de consumo de energia.

(JOYBARI *et al.* 2013) Aplicaram a análise exergética para investigar o desempenho de um refrigerador doméstico projetado originalmente para conter 145g de R134a. Neste estudo, foi constatado que a maior destruição de exergia ocorreu no compressor, seguido pelo condensador, pela válvula de expansão e pelo evaporador. Além disso, foi apresentada uma condição ótima de operação do refrigerador, na qual a quantidade de fluido refrigerante R600a presente no sistema era de 50 g. Nessas circunstâncias, o refrigerador operaria com uma quantidade de fluido refrigerante 66% inferior ao R134a. Essa redução na quantidade de fluido refrigerante possui vantagens econômicas, ambientais e de segurança por reduzir significativamente o risco de inflamabilidade do refrigerante de hidrocarboneto.

(KILICARSLAN *et al.* 2015) utilizaram a análise exergética em um sistema de refrigeração por compressão de vapor composto por dois evaporadores, usando R1234yf, R1234ze e R134a como refrigerantes. A conclusão mais significativa do estudo foi a evidência do R1234ze como uma boa alternativa ao R134a devido à eficiência exergética apresentada pelo refrigerador ao utilizar o R1234ze como fluido de trabalho e devido ao valor baixo do seu GWP (*Global Warming Potential* ou Potencial de Aquecimento Global) e do seu ODP (*Ozone Depletion Potential* ou Potencial de Destruição da Camada de Ozônio).

### 3 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

#### 3.1 BREVE HISTÓRICO

Segundo Boles e Çengel (2011), Jacob Perkins é o inventor do ciclo de refrigeração por compressão de vapor com a invenção de uma máquina de gelo. A máquina usava éter como fluido refrigerante e teve sua patente registrada em 1834.

Já em 1850, Alexander Twining começou a projetar e construir sistemas de refrigeração utilizando éter etílico. Tais sistemas eram utilizados especialmente em máquinas de gelo e armazenamento a baixas temperaturas (Boles e Çengel, 2011).

Esse sistema começou a ser difundido em 1930, com equipamentos mais compactos, baratos e eficientes.

#### 3.2 REFRIGERADORES E BOMBAS DE CALOR

Boles e Çengel (2013), definem que a transferência de calor de um meio a baixa temperatura para um meio a alta temperatura exige dispositivos especiais chamados de refrigeradores.

Os refrigeradores, como as máquinas térmicas, são dispositivos cíclicos. O fluido de trabalho usado no ciclo de refrigeração é chamado de refrigerante. O ciclo de refrigeração usado com mais frequência é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que tem quatro componentes principais: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. (BOLES e ÇENGEL,2013).

O intuito de um refrigerador é manter um ambiente fechado a uma temperatura mais baixa do que o ambiente externo, já a bomba de calor tem objetivo inverso.

Boles e Çengel (2013) o objetivo de uma bomba de calor, entretanto, é ceder calor para um espaço à temperatura mais alta para isso, a bomba de calor remove calor de um ambiente a baixa temperatura.

Para os equipamentos refrigeradores a sua performance é medida através do seu coeficiente de performance COP. Boles e Çengel (2013) equacionam o COP para refrigeradores e bombas de calor através das equações 1 e 2 respectivamente:

$$COP_R = \frac{O \text{ que se deseja}}{O \text{ que se consome}} = \frac{\text{calor retirado do ambiente frio}}{\text{entrada de potência}} \quad (1)$$

$$COP_{BC} = \frac{O \text{ que se deseja}}{O \text{ que se consome}} = \frac{\text{calor rejeitado para o ambiente quente}}{\text{entrada de potência}} \quad (2)$$

onde:  $COP_R$  é o valor de COP para o refrigerador e  $COP_{BC}$  é o valor de COP para a bomba de calor. Observa-se que o valor do COP é adimensional, visto que as razões têm sempre a mesma unidade tanto no numerador, quanto no denominador.

### 3.3 O CICLO DE CARNOT REVERSO

O ciclo de Carnot original é um ciclo totalmente reversível. Desse modo, todos os processos que o formam podem ser invertidos, e nesse caso ele se torna o ciclo de Carnot de refrigeração. (BOLES e ÇENGEL, 2013).

O ciclo de Carnot de refrigeração é esquematizado no diagrama P-V, Figura (1) abaixo:

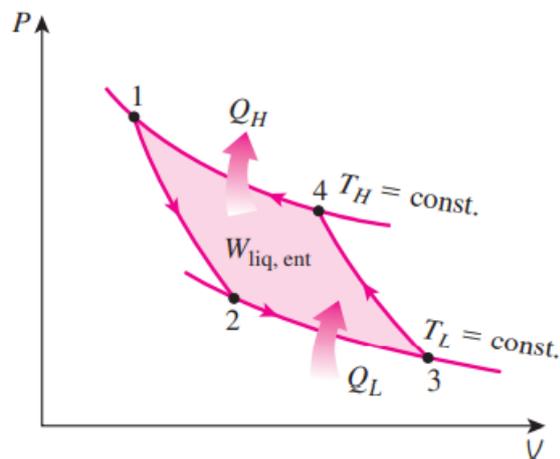


Figura 1- Diagrama P-V para Ciclo de Carnot de Refrigeração.

Fonte: Boles e Çengel (2013).

O diagrama P-V do ciclo de Carnot reverso é idêntico àquele para o ciclo de Carnot, exceto pelas direções dos processos, que são invertidas. BOLES e ÇENGEL (2013).

Moran e Shapiro (2018) afirmam que, se um ciclo de potência de Carnot for operado no sentido oposto, as magnitudes de todas as transferências de energia permanecem as mesmas, mas as transferências de energia estarão dirigidas de forma oposta. Esse ciclo pode ser considerado um ciclo de refrigeração ou bomba de calor reversível.

Ainda segundo Moran e Shapiro (2018), o ciclo de Carnot para refrigeradores consiste em quatro processos em série:

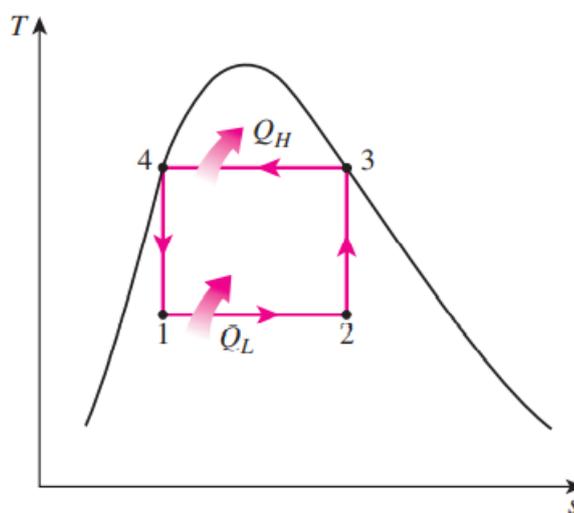
Processo 1-2: expansão do gás de forma isotérmica enquanto recebe calor do ambiente frio. O fluido atravessa o evaporador, onde ocorre a absorção de calor do ambiente frio pelo fluido refrigerante.

Processo 2-3: compressão isentrópica da mistura líquido-vapor pelo compressor. A mistura entra no compressor e é comprimida até o estado de vapor saturado.

Processo 3-4: o fluido passa pelo condensador onde rejeita calor para o ambiente quente e muda seu estado de vapor saturado para líquido saturado.

Processo 4-1: o fluido entra na turbina, onde sofre uma expansão isentrópica, diminuindo sua temperatura e retornando ao processo 4-1.

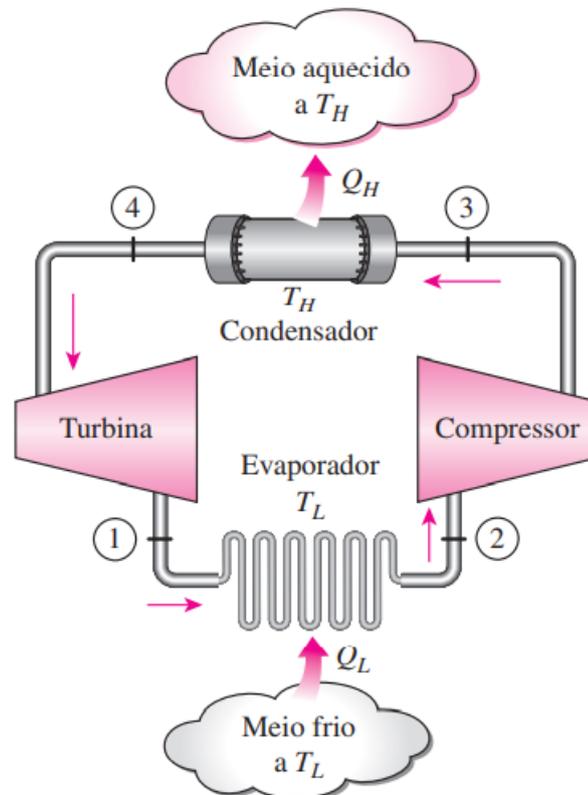
O diagrama T-S do ciclo de Carnot para refrigeradores é ilustrado na Figura 2:



**Figura 2 - Diagrama T-S do Ciclo de Carnot Reverso**

**Fonte: Boles e Çengel (2013)**

A Figura 3 representa a disposição dos equipamentos do ciclo:



**Figura 3 - Esquema do Ciclo de Carnot Reverso com Detalhe dos componentes.**

**Fonte: Boles e Çengel (2013)**

Boles e Çengel (2013) afirmam que na prática o ciclo reverso de Carnot é impossível de ser aplicado. Um dos motivos é por trabalhar na maior parte do ciclo com uma mistura líquido-vapor, o que na prática é maléfico tanto para o compressor, quanto para a turbina. No compressor a parte líquida pode gerar um calço hidráulico. Ele ocorre, quando o líquido não permite que o pistão do compressor realize seu movimento completo, ocasionando a quebra dele. Já na turbina a mistura de líquido e vapor pode causar aeração nas pás, degradando sua superfície.

Boles e Çengel (2013) citam que esse problema poderia ser eliminado, operando o ciclo fora de sua região de saturação, porém nesse caso seria difícil manter o processo isotérmico durante a absorção e rejeição de calor.

### 3.4 O CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Boles e Çengel (2013) mostram que algumas das dificuldades de implementação do ciclo de Carnot reverso podem ser contornadas através de algumas adaptações. Uma das soluções é atingida vaporizando completamente o fluido refrigerante antes da compressão. Além disso, a degradação da turbina pode ser evitada, substituindo a turbina por um dispositivo de estrangulamento, seja um tubo capilar ou uma válvula de expansão. De modo que esse ciclo adaptado recebe o nome de ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

(BOLES e ÇENGEL, 2013) Os processos do ciclo são descritos abaixo e ilustrados nas Figuras 4 e 5:

Processo 1-2: Compressão isentrópica em um compressor

Processo 2-3: Rejeição de calor a pressão constante em um condensador

Processo 3-4: Estrangulamento em um dispositivo de expansão

Processo 4-1: Absorção de calor a pressão constante em um evaporador

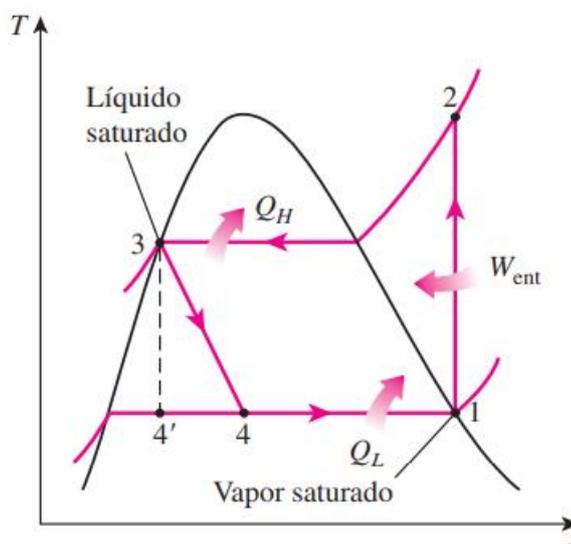


Figura 4 - Diagrama T-S Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor

Fonte: Boles e Çengel (2013)

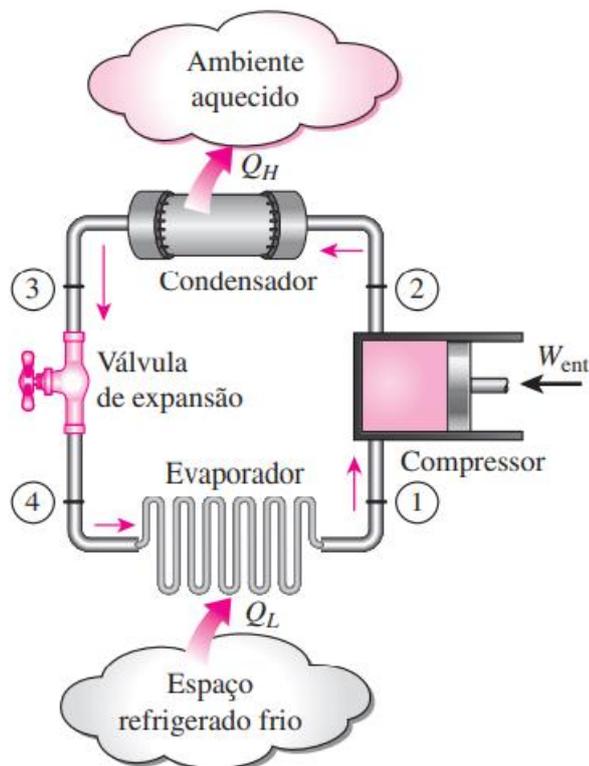
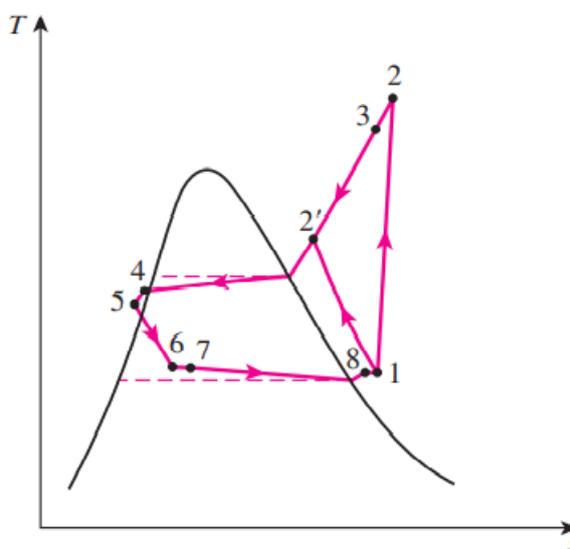


Figura 5 - Esquema do Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor.

Fonte: Boles e Çengel (2013)

### 3.5 O CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Para Boles e Çengel (2013) o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor difere do ideal em alguns aspectos, principalmente por conta das irreversibilidades, como por exemplo o atrito do fluido com a parede da tubulação, no evaporador e no condensador. O atrito provoca quedas na temperatura de saturação do fluido refrigerante, além de dificultar o controle das condições do fluido na saída do evaporador e do condensador. Assim, para contornar esses problemas, no modelo real o fluido entra no compressor como vapor ligeiramente superaquecido para que não haja o risco de formar condensado no compressor. Além disso, na entrada da válvula de expansão o fluido é admitido levemente sub-resfriado para evitar aeração no componente. O diagrama T-s para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor é mostrado na Figura 6:



**Figura 6 - Diagrama do Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor**

**Fonte: Boles e Çengel (2013)**

### 3.6 SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE

Para um projeto de refrigeração por compressão de vapor, diferentes tipos de fluidos podem ser levados em conta, sejam os hidrocarbonetos (etileno, etano, R134a, R600 etc.), os clorofluorcarbonos CFCs (R11, R12, R502 etc), amônia, água, éter etílico e dióxido de carbono.

De acordo com Boles Çengel (2013), o primeiro fluido refrigerante a ser usado de modo comercial foi o éter etílico por volta de 1850. Ele foi seguido pela amônia que ainda hoje é bastante utilizada por conta de oferecer aos sistemas COPs mais altos e custos mais baixos em relação a outros refrigerantes. Além disso, ela possui alto coeficiente de transferência de calor (o que exige condensadores e evaporadores menores). A desvantagem é a sua toxicidade, o que impossibilita o uso em ambientes residenciais.

Com a ocorrência de acidentes domésticos envolvendo fluidos refrigerantes tóxicos, houve a necessidade de se criar refrigerantes que não oferecessem risco para as pessoas. Assim surgiram os gases CFCs que foram chamados de “freon”. O principal fluido refrigerante de uso doméstico era o R-22, que foi desenvolvido em 1928. O ponto negativo dessa família de refrigerantes era a questão ambiental que, apesar de não serem tóxicos, são maléficos para a camada de ozônio. Isso foi percebido na década de 70. A partir disso, a busca por desenvolver refrigerantes que

não fossem agressivos ao meio ambiente e nem tóxicos começou. Desse objetivo surgiu o R-134a, que atende a esses requisitos.

De acordo com Boles e Çengel (2013) para que um refrigerante possua uma taxa de transferência de calor adequada ao funcionamento do ciclo, a diferença de temperatura entre o refrigerante e o ambiente precisa ficar na faixa entre 5 a 10 °C. Além disso, para manter um ambiente refrigerado a 20 °C, o fluido deverá estar a 10 °C no evaporador enquanto recebe calor do meio. Em adição a essa orientação, a mais baixa pressão do ciclo (pressão do evaporador) deve estar acima da pressão do ambiente para evitar que ar entre no sistema. Ainda segundo Boles e Çengel (2013), dois fluidos que atendem esses requisitos são a amônia e o R-134a.

## 4 INTRODUÇÃO À EXERGIA

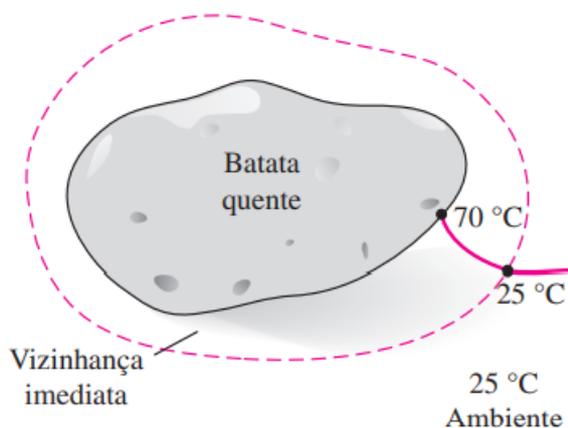
Boles e Çengel (2013) definem a exergia como o máximo trabalho útil de um sistema a um estado específico e um ambiente próprio, Boles e Çengel (2013) também definem a destruição da exergia como sendo a quantificação das irreversibilidades do sistema, que são os desperdícios de potencial de trabalho que o sistema pode realizar.

### 4.1 EXERGIA: POTENCIAL DE TRABALHO DA ENERGIA

Para Boles e Çengel (2013) é necessário realizar uma análise exérgica, em complemento à análise energética, para a elaboração de uma avaliação mais elucidativa e significativa de uma fonte energética. Saber o potencial de trabalho da fonte é fundamental no processo de decisão de exploração do recurso e consequente construção de uma usina de potência. A propriedade que avalia esse potencial é a exergia.

O cálculo do trabalho realizado é dependente do estado inicial, do estado final e do processo. Tendo em vista que a exergia é o máximo trabalho útil de determinada substância em um estado termodinâmico definido, o cálculo da exergia depende da determinação desses três fatores. Boles e Çengel (2013) citam que numa análise exérgica o estado inicial é especificado. Um sistema termodinâmico realiza o máximo trabalho útil, quando percorre um processo totalmente reversível do seu estado inicial ao estado final de equilíbrio termodinâmico com o ambiente ao redor. No cálculo da exergia, o estado de equilíbrio com o ambiente é denominado estado morto. O equilíbrio termodinâmico com o meio pressupõe o atingimento do equilíbrio térmico (uniformidade de temperatura) e mecânico (uniformidade de pressão) com o ambiente. Além disso, é necessário estar em equilíbrio químico, ter energia potencial mínima e energia cinética nula. Exigências similares devem ser estabelecidas quanto aos efeitos magnéticos, elétricos e superficiais, caso tais fatores sejam relevantes à modelagem do problema. As propriedades indicadas no estado morto terão subscrito zero. Por exemplo, os símbolos  $T_0$ ,  $P_0$ ,  $u_0$ ,  $s_0$  denotam respectivamente a temperatura, a pressão, a energia interna específica e a entropia específica da substância que se encontra no estado morto.

Boles e Çengel (2013) fazem a distinção dos termos vizinhança, vizinhança imediata e ambiente. Vizinhança imediata é a parte da vizinhança afetada pelas condições do sistema, vizinhança é tudo que está do lado de fora da fronteira do sistema e ambiente é a parte da vizinhança que não sofre efeitos do sistema. Fica mais fácil visualizar essa diferença de termos observando a Figura 7:



**Figura 7 - Vizinhança, vizinhança imediata e ambiente.**

**Fonte: Boles e Çengel (2013).**

Boles e Çengel (2013) afirmam que para um sistema conseguir atingir o máximo trabalho é necessário que ele parta do estado inicial e chegue ao estado morto. Para explicar melhor essa afirmação, ainda exemplificam que se a temperatura do sistema for maior ou menor que a do ambiente, ainda será possível extrair trabalho dessa interação.

Assim Boles e Çengel (2013, p.425) definem que “um sistema fornece o máximo possível de trabalho ao passar por um processo reversível do estado inicial especificado para o estado de seu ambiente, ou seja, o estado morto”. estado inicial especificado para o estado de seu ambiente, ou seja, o estado morto”. Essa é a definição de potencial útil de trabalho, também chamado de exergia.

Como a exergia depende do estado morto, podemos dizer que a condição do ambiente influencia na exergia, de modo que, alterando as condições do ambiente é possível aumentar o potencial de trabalho. Porém, essa, na maioria das vezes, não é uma alternativa viável.

#### 4.1.1 EXERGIA DA ENERGIA CINÉTICA E POTENCIAL

De acordo com Boles e Çengel (2013) energias mecânicas podem ser totalmente convertidas e trabalho. Portanto temos a equação (3) de exergia associada a energia cinética:

$$x_{ec} = ec = \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3)$$

Onde  $V$  é a velocidade do sistema em relação ao ambiente. De forma análoga, a exergia da energia potencial é definida através da equação (4):

$$x_{ep} = ep = gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4)$$

Onde  $g$  é a aceleração da gravidade e  $z$  é a altura do sistema em relação a um determinado ponto no ambiente.

#### 4.2 TRABALHO REVERSÍVEL E IRREVERSIBILIDADES

Para Boles e Çengel (2013) somente a avaliação da exergia de um sistema não é suficiente para um estudo de um equipamento de engenharia operando entre dois estados fixados. Isso ocorre pois o estado final é sempre considerado o estado morto, o que na prática dificilmente acontece.

Para uma avaliação mais precisa de um equipamento deve-se levar em consideração o trabalho reversível e as irreversibilidades, também podemos chamada de destruição da exergia.

Para realizar corretamente o cálculo da exergia é necessário analisar o trabalho realizado pela vizinhança ou sobre a vizinhança a fim de não contabilizar equivocadamente a parcela indisponível do trabalho. Boles e Çengel (2013) utilizam de um exemplo onde o trabalho realizado por um gás num conjunto cilindro-pistão não é totalmente aproveitado como trabalho útil. Parte dele é usado para empurrar o ar atmosférico do ambiente. De modo que nem todo trabalho realizado por um equipamento está disponível. O trabalho que não pode ser recuperado de maneira útil, também chamado de trabalho de vizinhança. O trabalho de vizinhança é igual à

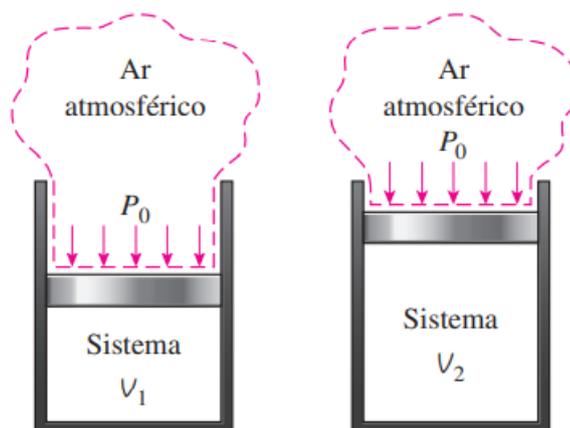
pressão atmosférica simbolizada por  $P_0$ , multiplicada pela variação de volume do cilindro conforme mostrado na equação (5):

$$W_{viz} = P_0(\mathcal{V}_2 - \mathcal{V}_1) \quad (\text{kJ}) \quad (5)$$

Assim, de acordo com Boles e Çengel (2013) podemos definir o trabalho útil  $W_u$  como sendo a diferença entre trabalho real  $W$  e trabalho de vizinhança. Conforme a equação (6):

$$W_u = W - W_{viz} \quad (\text{kJ}) \quad (6)$$

A Figura 8 ilustra o trabalho realizado sobre a vizinhança:



**Figura 8 - Sistema cilindro pistão**

**Fonte: Boles e Çengel (2013)**

Boles e Çengel (2013, p.428) definem como trabalho reversível  $W_{rev}$  “a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser produzida (ou o trabalho mínimo que precisa ser fornecido) à medida que um sistema passa por um processo entre os estados inicial e final especificados”. Já a irreversibilidade  $I$  é definida como a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho útil, como mostra a equação (7)

$$I = W_{rev} - W_u \quad (\text{kJ}) \quad (7)$$

Vale ressaltar que irreversibilidade é equivalente à destruição da exergia. Para Boles e Çengel (2013) irreversibilidade é vista como a oportunidade perdida de realizar trabalho ou energia desperdiçada. É onde há a possibilidade de aperfeiçoamento de dispositivos, diminuindo a destruição de exergia e aumentando a eficiência.

#### 4.3 EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI

Existem algumas formas de calcular a eficiência de segunda lei. Boles e Çengel (2013) definem a eficiência de segunda lei como a divisão entre a eficiência térmica real  $\eta_t$  e a mais alta eficiência térmica possível  $\eta_{t,rev}$ , conforme a equação (8)

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t}{\eta_{t,rev}} \quad (\%) \quad (8)$$

Essa eficiência de segunda lei também pode ser calculada levando em conta a razão entre o trabalho útil e o máximo trabalho produzido, tem-se a equação (9):

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (\%) \quad (9)$$

Para refrigeradores ou bombas de calor a eficiência de segunda lei pode ser calculada através da razão entre o coeficiente de performance real  $COP$  e o coeficiente de performance reversível  $COP_{rev}$ , que mostra a equação (10):

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (\%) \quad (10)$$

Como a eficiência de segunda lei serve de parâmetro para medir o quanto um ciclo está afastado do seu ideal, Boles e Çengel (2013) definem uma forma geral de calcular a eficiência de segunda lei a partir da exergia ou sua destruição, de acordo com a equação (11):

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia destruída}}{\text{Exergia fornecida}} \quad (\%) \quad (11)$$

Boles e Çengel (2013) definiram que, para um refrigerador ou bomba de calor, a exergia consumida pelo sistema é igual ao trabalho consumido, pois o trabalho injetado a um dispositivo cíclico fica totalmente disponível. No caso do refrigerador, a exergia recuperada é equivalente ao calor absorvido pelo sistema ou calor retirado do ambiente a baixa temperatura.

#### 4.4 EXERGIA DE UM SISTEMA FECHADO

Boles e Çengel (2013) definem uma formulação para o trabalho útil e conseqüentemente para a exergia conforme a equação (12):

$$W_{total\ útil} = (U - U_0) + P_0(\mathcal{V} - \mathcal{V}_0) - T_0(S - S_0) \quad (\text{kJ}) \quad (12)$$

onde  $W_{total\ útil}$  é o trabalho total útil,  $U$ ,  $\mathcal{V}$  e  $S$  são, respectivamente, a energia interna do sistema, o volume do sistema e a entropia do sistema, e  $U_0$ ,  $\mathcal{V}_0$  e  $S_0$  representam as mesmas propriedades para o estado morto. Além disso,  $T_0$  é a temperatura no estado morto e  $P_0$  é a pressão no estado morto.

Como já citado, para um sistema fechado, a exergia fornecida é igual ao trabalho fornecido. Portanto, para exergia, tem-se a equação (13):

$$X = (U - U_0) + P_0(\mathcal{V} - \mathcal{V}_0) - T_0(S - S_0) + m\frac{v^2}{2} + mgz \quad (\text{kJ}) \quad (13)$$

Há casos de sistemas fechados onde é necessário considerar as parcelas de exergia cinética e potencial de modo que elas aparecem na equação acima.

Expressando a equação da exergia em unidade de massa, tem-se a equação (14):

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + g \quad (\text{kJ/kg}) \quad (14)$$

Note que os termos por unidade de massa são apresentados por letras minúsculas.

#### 4.5 TRANFERÊNCIA DE EXERGIA POR TRABALHO, CALOR E FLUXO DE MASSA

Boles e Çengel afirmam que a transferência de exergia pode acontecer através do calor, trabalho e fluxo de massa. A transferência de exergia acontece na fronteira entre o sistema e o ambiente. No caso de sistemas fechados as formas de transferência de exergia são por trabalho e calor, já que a massa não cruza a fronteira do sistema.

#### 4.4 EXERGIA POR TRANFERÊNCIA DE CALOR

Calor é uma forma de energia desorganizada de modo que parte dessa energia é perdida quando convertida em trabalho (forma de energia organizada). Boles e Çengel (2013) afirmam que sempre é possível produzir trabalho a partir de uma temperatura de um equipamento acima da temperatura do ambiente. Assim, uma transferência de calor  $Q$  a uma temperatura  $T$  sempre é acompanhada por uma transferência de exergia associada ao calor  $X_{calor}$ , conforme mostrado na equação (15):

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (\text{kJ}) \quad (15)$$

#### 4.5 TRANFERÊNCIA DE EXERGIA POR TRABALHO

Boles e Çengel (2013) definem que a transferência de exergia pelo trabalho pode ser dada de duas formas: Para trabalho de fronteira ou outras formas de trabalho:

$$X_{trabalho} = \begin{cases} W - W_{viz} & (\text{trabalho de fronteira}) \\ W & (\text{outras formas de trabalho}) \end{cases} \quad (\text{kJ}) \quad (16)$$

Como já vimos, o trabalho de vizinhança  $W_{viz}$  é definido por  $P_0(\mathcal{V}_2 - \mathcal{V}_1)$ , onde  $P_0$  é a pressão atmosférica e  $\mathcal{V}_2$  e  $\mathcal{V}_1$  são os volumes final e inicial do sistema, respectivamente. Esse trabalho de vizinhança é a parte do trabalho que não pode

ser usado como trabalho útil. Por isso a subtração dele do trabalho fornecido gera o trabalho útil.

#### 4.6 DESTRUIÇÃO DA EXERGIA

Segundo Boles e Çengel, as irreversibilidades do sistema causam um aumento de entropia. Alguns exemplos do aumento de entropia são: Atrito, transferência de calor com diferença de temperatura finita, reações químicas e mistura. E qualquer fator que gere entropia, sempre gera destruição de exergia. De modo que entropia e destruição da exergia são diretamente proporcionais, conforme a equação (17):

$$X_{destruída} = T_0 S_{ger} \geq 0 \quad (\text{kJ}) \quad (17)$$

onde  $S_{ger}$  é a geração de entropia e podemos observar que a destruição da exergia é igual a zero para o caso sistemas reversíveis ou positiva para sistemas reais.

Boles e Çengel afirmam ainda, que um sistema pode ter variação de exergia positiva ou negativa durante seu processo. O que não pode ocorrer é a destruição da exergia ter um valor negativo. Essa afirmação é chamada pelos autores de princípio da diminuição da exergia.

#### 4.7 BALANÇO DE EXERGIA

O balanço de exergia é definido por Boles e Çengel (2013, p.445) como: “a variação da exergia de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a transferência líquida de exergia através das fronteiras do sistema e a exergia destruída dentro das fronteiras do sistema como resultado de irreversibilidades”. Em outras palavras, a variação da exergia é igual a exergia que é fornecida ao sistema subtraída das parcelas que diminuem essa exergia. No caso, a exergia que sai da fronteira do sistema e a destruição da exergia dentro do sistema, conforme a equação (18).

$$X_{ent} - X_{sai} - X_{destruída} = \Delta X_{sistema} \quad (\text{kJ}) \quad (18)$$

onde  $X_{ent}$  é a exergia que entra no sistema,  $X_{sai}$  e a exergia que sai do sistema e  $X_{destruída}$  é a destruição da exergia.

A equação acima também pode ser escrita na forma de taxa, que fica:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sai} - \dot{X}_{destruída} = dX_{sistema}/dt \quad (\text{kW}) \quad (19)$$

onde  $dX_{sistema}/dt$  é a taxa de variação da exergia.

## 5 O PACOTE COMPUTACIONAL INTERACTIVE THERMODYNAMICS

O *Interactive Thermodynamics* (IT), é um *software* computacional de uso didático que tem como característica uma linguagem de fácil compreensão e bastante intuitiva, capaz de resolver equações lineares e não-lineares é uma ferramenta muito útil para resolução de problemas voltados às áreas de transferência de calor e termodinâmica. Com possibilidades de criação de gráficos para melhor visualização de tendências, facilita a análise do efeito da variação de um parâmetro em relação a outro. O IT é oferecido como material adicional a obra (TSATSARONIS *et al.* 1996).

### 5.1 PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO INTERACTIVE THERMODYNAMICS

#### 5.1.1 TELA DE ABERTURA DO PROGRAMA IT

A Figura 9 mostra a tela inicial do programa:

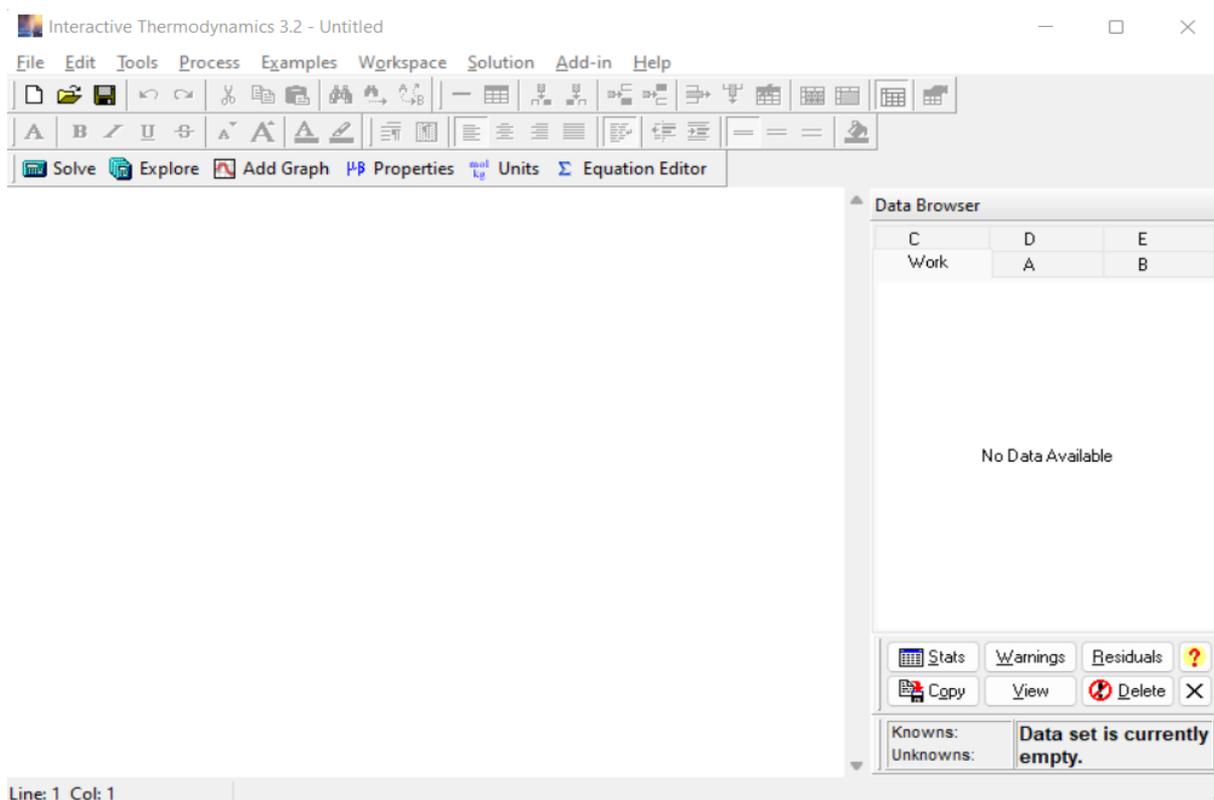


Figura 9 - Tela inicial do Interactive Thermodynamics.

Esta é a tela de abertura do IT. A primeira barra horizontal de comandos é chamada de barra de menu, onde estão os principais comandos para operação do programa. Abaixo estão os atalhos para as ferramentas mais utilizadas e são indicados por símbolos. Alguns deles já conhecidos de programas computacionais de escrita famosos. O usuário escreve as equações no espaço em branco a direita da tela. A parte em branco a direita da tela mostra os valores dos parâmetros de entrada (escrita em cor verde) e calculados (escrita em cor azul) em ordem alfabética.

### 5.1.2 BARRA DE MENU DO *INTERACTIVE THERMODYNAMICS*

O comando “*File*” abre opções de salvar o documento iniciado em um local de escolha no computador bem como salvar atualizações feitas no documento posteriormente. Pode ainda abrir documentos que estejam salvos e fechados no computador, além da opção de imprimir o código computacional escrito.

O comando “*Edit*” tem opções de ferramentas textuais, como recortar parte da escrita, copiar ou colar, podendo ainda desfazer ou refazer a última operação realizada.

O comando “*Tools*” oferece a ferramenta de propriedades termodinâmicas para diferentes fluidos, sendo útil cálculo de pressão, temperatura, entalpia, entropia e título. Nesse comando também tem a opção de definir as unidades de medidas que serão empregadas, conforme a Figura 10:

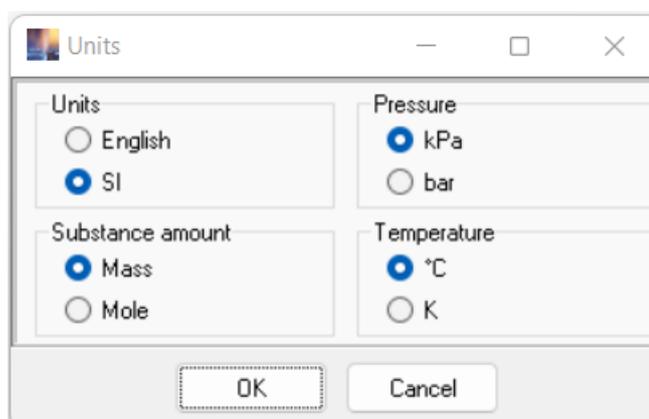


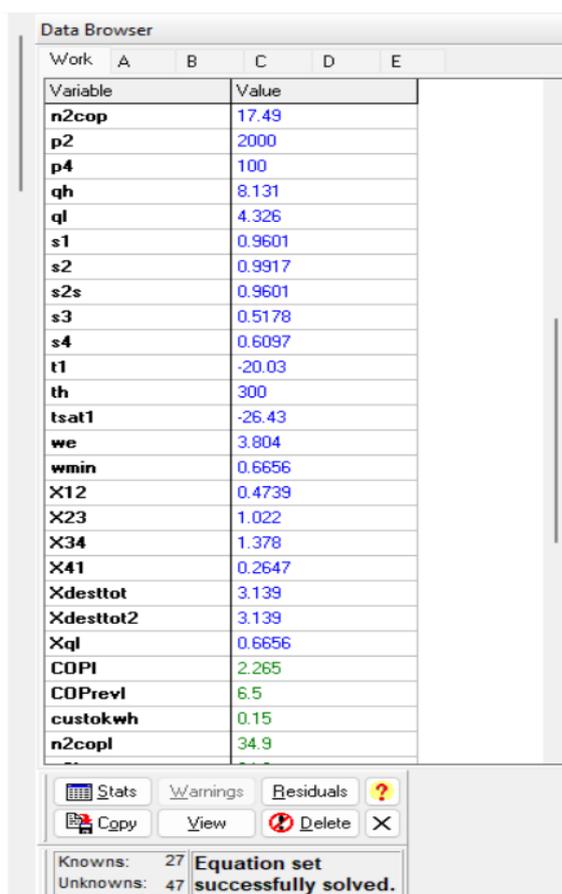
Figura 10 - Unidades de medidas das propriedades do IT.

O comando “*Process*” apresenta exemplos de processos termodinâmicos genéricos de diferentes tipos para dar ao usuário uma ideia de construção do código. Alguns exemplos são: volume de controle, sistema fechados e ciclos de potência.

O comando “*Examples*” fornece os exemplos da referência (MORAN, SHAPIRO. 2018) a fim de facilitar o entendimento e aplicação da linguagem computacional.

O comando “*Workspace*” oferece opções de formatação do texto, como tipo de fonte, cor, tamanho, inserção de tabela, entre outras.

O comando “*Solution*” exibe a opção de resolução de todas as equações escritas, simplesmente, e exibe os resultados na coluna em branco ao lado direito da tela inicial. Essa opção é ativada com a utilização do comando de “*solver*” que pode ser acionado pelo atalho de teclado “F5”, de acordo com a Figura 11.



Variable	Value
n2cop	17.49
p2	2000
p4	100
qh	8.131
ql	4.326
s1	0.9601
s2	0.9917
s2s	0.9601
s3	0.5178
s4	0.6097
t1	-20.03
th	300
tsat1	-26.43
we	3.804
wmin	0.6656
X12	0.4739
X23	1.022
X34	1.378
X41	0.2647
Xdesttot	3.139
Xdesttot2	3.139
Xql	0.6656
COPI	2.265
COPrevl	6.5
custokwh	0.15
n2copl	34.9

Stats Warnings Residuals ?

Copy View Delete X

Knowns: 27  
Unknowns: 47

Equation set successfully solved.

Figura 11- Resultados gerados pelo comando “*Solver*”.

Outro comando dentro de “*Solution*” é o “*Explore*” que permite avaliar uma faixa de valores a partir da variação de um parâmetro que seja dado de entrada no problema, conforme a Figura 12.

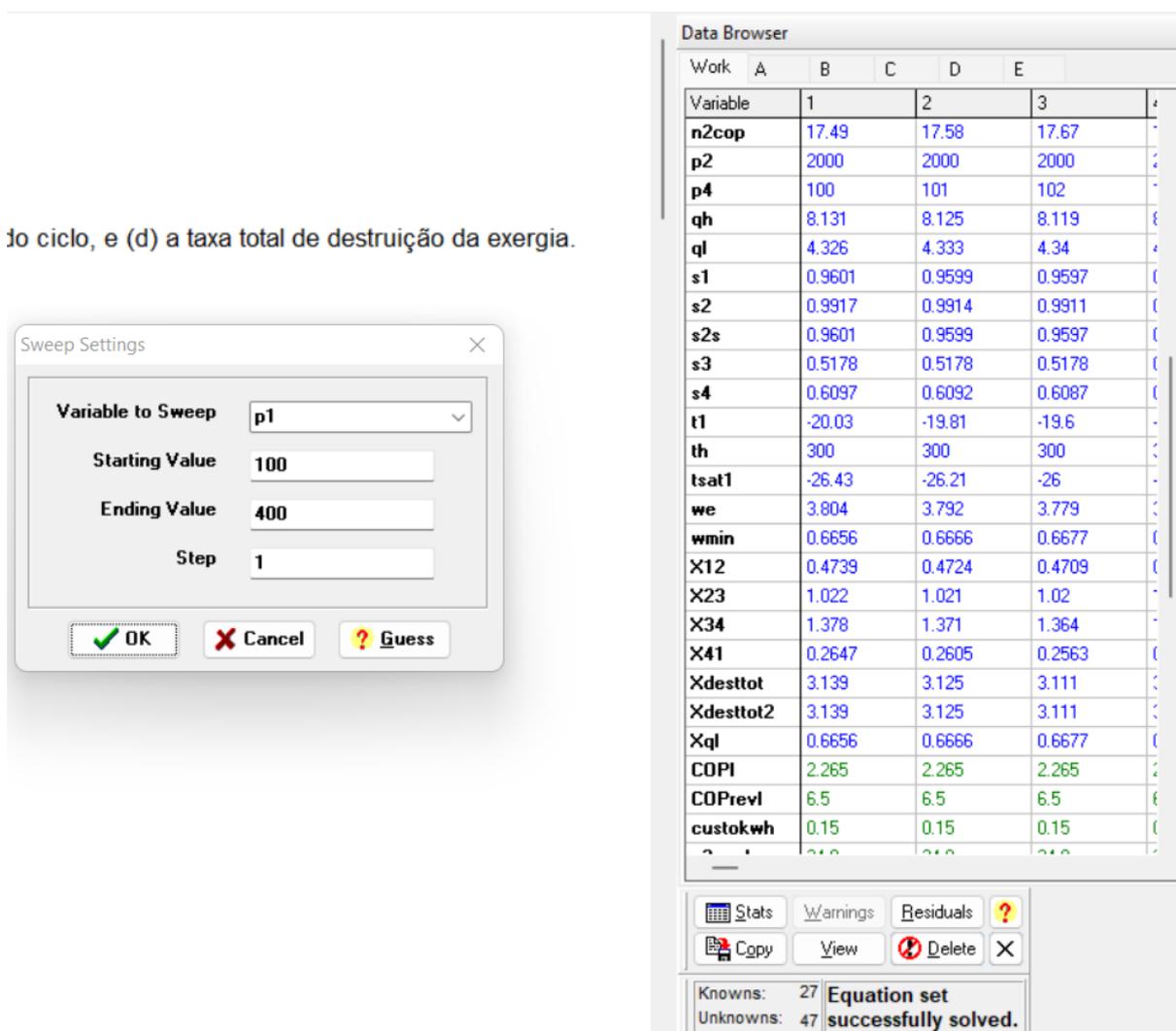


Figura 12 - Resultados gerados pelo comando “*Explore*”.

Observa-se que ao lado esquerdo a janela do “*Explore*” mostra o parâmetro (“p1”) a ser variado em “*Variable to Sweep*”, o valor de início (“100”) em “*Starting Value*”, o valor final (“400”) em “*Ending Value*” e o passo da variação (“1”) em “*Step*”. Na tabela ao lado direito é possível observar os valores dos parâmetros ao passo que se varia “p1”.

Ainda no “*Solution*” tem o comando “*Add Graph*” que gera gráficos a partir da variação de parâmetro feita no “*Explore*”. Um exemplo de gráfico gerado está na Figura 13:

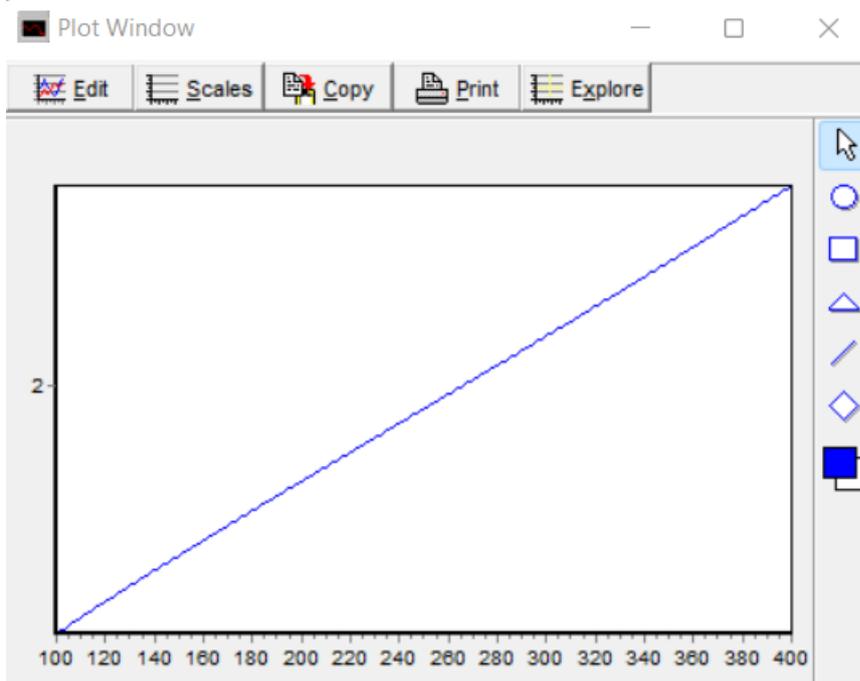


Figura 13 - Exemplo de gráfico.

O comando “*Add-in*” é um comando especial para integrar o *software Microsoft Excel* ao IT. É necessário executar o *download* do suplemento “*Add-in Excel Add-in Manager*”. Sendo possível utilizar tabelas e fórmulas do *Microsoft Excel*, implementando-as ao IT.

O comando “*Help*” é um comando para tirar dúvidas a respeito da plataforma, contendo um tutorial a fim de explicar o uso do programa.

## 5.2 UTILIZAÇÃO DA ÁREA DE TRABALHO

Normalmente é utilizada a opção “*Units*” dentro do comando “*Tools*” para definir as unidades de medidas que serão utilizadas antes de começar a digitar o código. Não importa a ordem de escrita das variáveis e nem seu lado nas equações. Por exemplo, uma variável pode estar presente numa equação e ter seu valor atribuído em uma linha posterior. Mesmo nessas condições, o programa identificará a atribuição de valor realizada posteriormente e realizará as iterações utilizando esse dado de entrada corretamente. Para tecer um comentário que seja escrito em uma linha utiliza-se “//” antes de iniciar o comentário. Para comentários com mais de uma linha utiliza-se “/\*” para iniciar o comentário e “\*/” para encerrar o comentário. A

inserção de equações é intuitiva por seguir o padrão de escrita algébrica, como é possível observar na Figura 14:

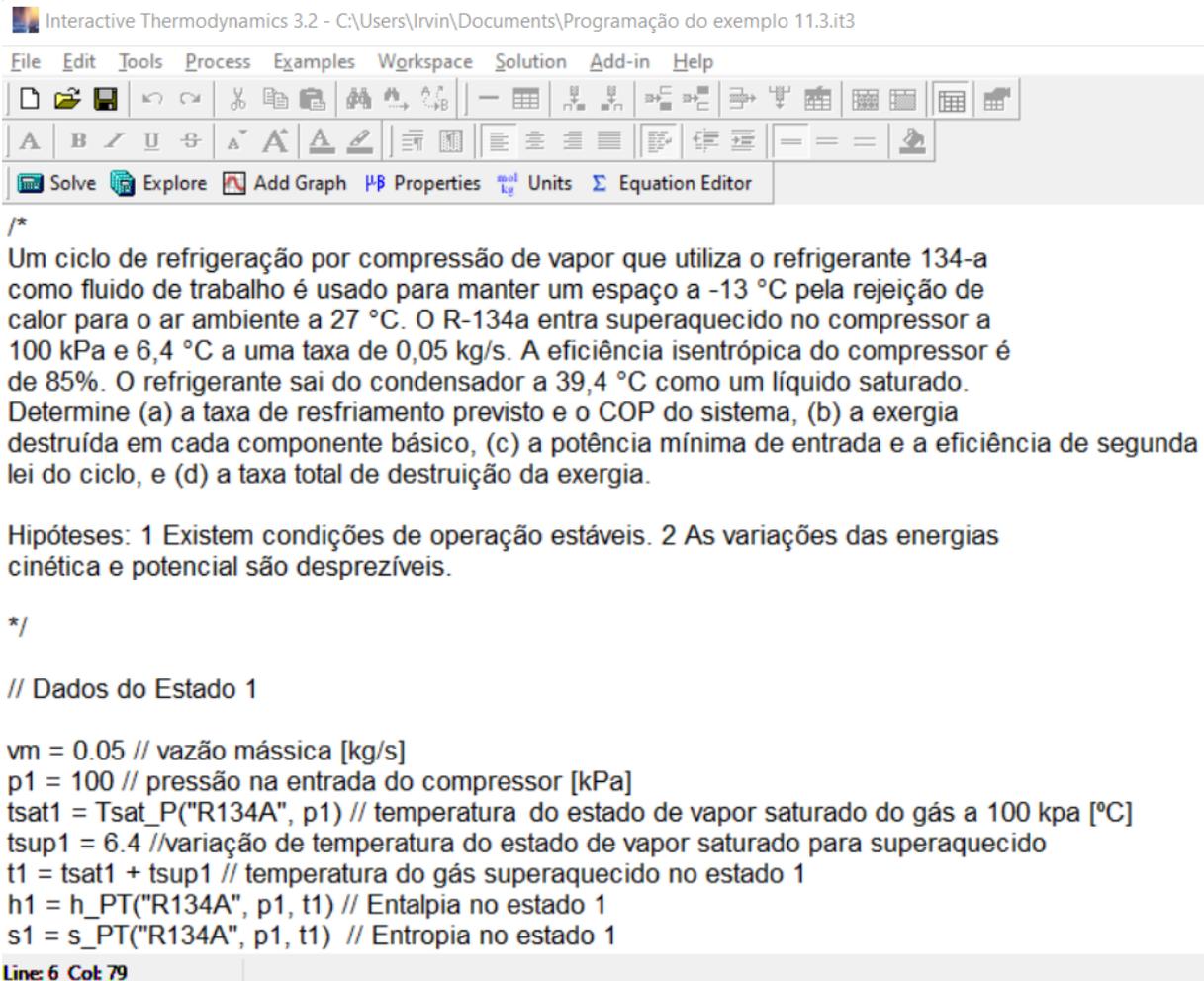


Figura 14 - Exemplo de Comentários e equações na área de trabalho do IT.

Conforme as equações são digitadas é possível conferir seus valores com os comandos “*Solution*” e “*Solver*”. Dessa forma o programa compara o número de equações com o número de incógnitas. A igualdade entre a quantidade de equações e a quantidade de incógnitas é um fator necessário ao início dos cálculos. Caso essas duas quantidades não sejam iguais, o programa mostra uma mensagem de erro. A comparação do número de incógnitas e de equações é mostrada na Figura 15:

Initial Guesses ×

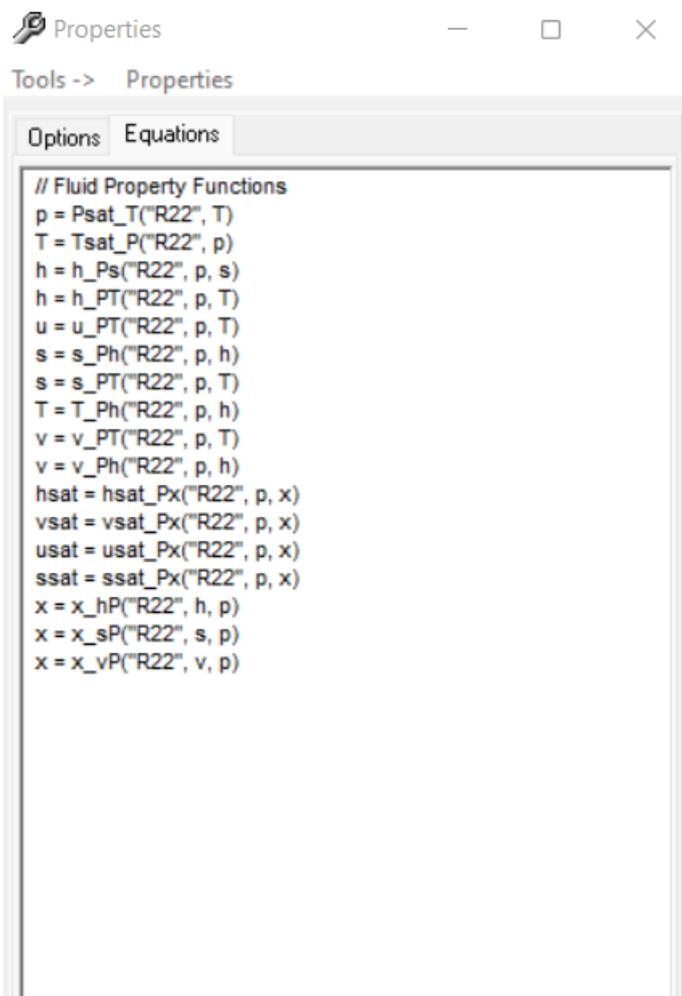
Unknown	Value	Minimum	Maximum
COP	1		
COPrev	1		
ctotalel	1		
E1	1		
E10	1		
E11	1		
E12	1		
E13	1		
E14	1		
E15	1		
E16	1		
E2	1		
E3	1		
E4	1		
E5	1		
E6	1		

**Figura 15 - Número de incógnitas e valores.**

Quando a quantidade de equações é igual à quantidade de incógnitas, é dito que o código está balanceado.

### 5.3 FUNÇÕES PRÓPRIAS DO IT PARA CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Uma das principais características do IT é ter uma biblioteca própria de equações de estado para cálculo de propriedades termodinâmicas. Isso facilita a implementação do código e atenua a complexidade do estudo paramétrico. A Figura 16 contém um exemplo dos códigos utilizados para aplicar as equações de estado no cálculo das propriedades:



```

// Fluid Property Functions
p = Psat_T("R22", T)
T = Tsat_P("R22", p)
h = h_Ps("R22", p, s)
h = h_PT("R22", p, T)
u = u_PT("R22", p, T)
s = s_Ph("R22", p, h)
s = s_PT("R22", p, T)
T = T_Ph("R22", p, h)
v = v_PT("R22", p, T)
v = v_Ph("R22", p, h)
hsat = hsat_Px("R22", p, x)
vsat = vsat_Px("R22", p, x)
usat = usat_Px("R22", p, x)
ssat = ssat_Px("R22", p, x)
x = x_hP("R22", h, p)
x = x_sP("R22", s, p)
x = x_vP("R22", v, p)

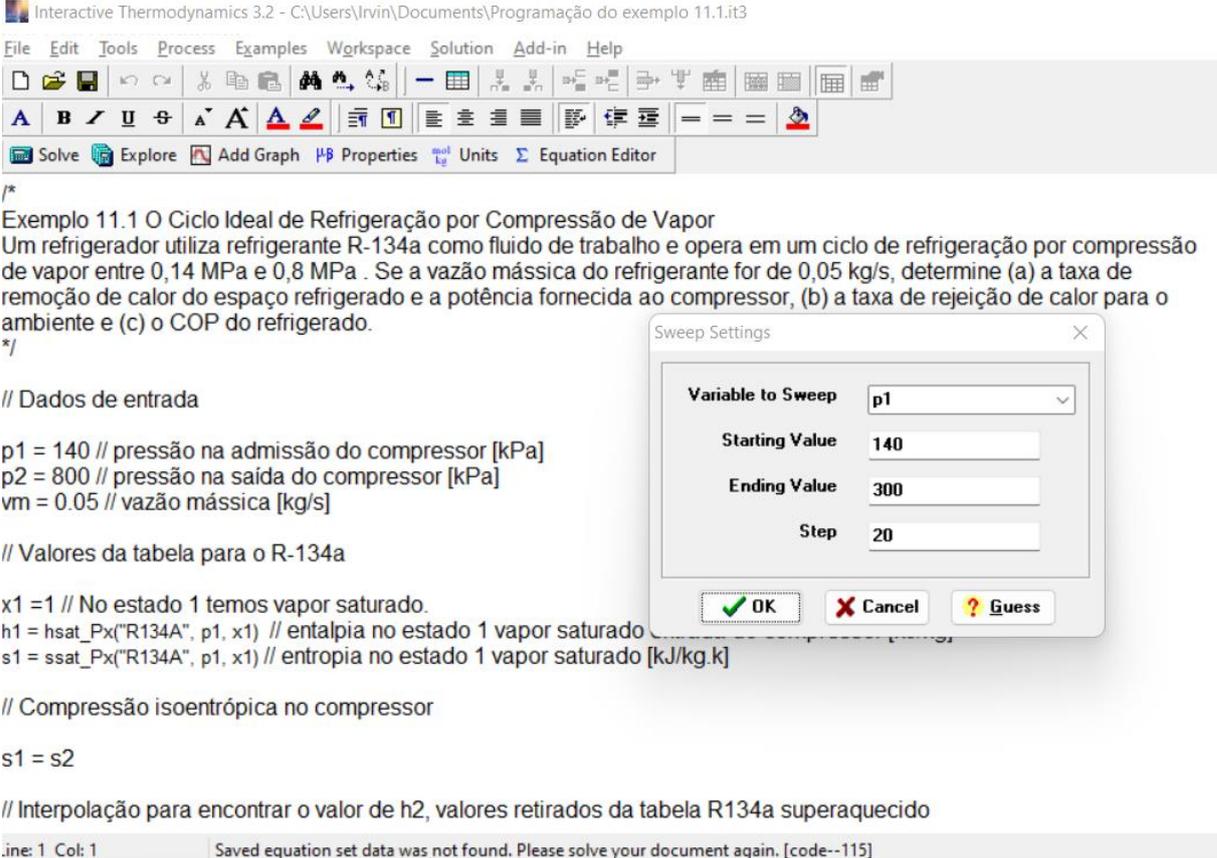
```

Figura 16 - Lista de equações específicas para o gás R-22.

Na Figura 16 o fluido em questão é o gás R-22. Selecionando “*Properties*” e “*Options*” é possível determinar o fluido do problema. Na sequência aparecem as equações relacionadas ao fluido. É possível calcular pressão ( $p$ ), temperatura ( $T$ ), entalpia ( $h$ ), energia interna ( $u$ ), entropia ( $s$ ), volume específico ( $v$ ) e título ( $x$ ), além de entalpia de saturação ( $hsat$ ), volume específico de saturação ( $vsat$ ), energia interna de saturação ( $usat$ ) e entropia de saturação ( $ssat$ ).

## 5.4 ESTUDO PARAMÉTRICO NO IT

Um estudo paramétrico é utilizado para avaliar o comportamento de uma variável enquanto outro parâmetro é variado num intervalo determinado.



Interactive Thermodynamics 3.2 - C:\Users\Irvin\Documents\Programação do exemplo 11.1.it3

File Edit Tools Process Examples Workspace Solution Add-in Help

Solve Explore Add Graph Properties Units Equation Editor

/\*  
 Exemplo 11.1 O Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor  
 Um refrigerador utiliza refrigerante R-134a como fluido de trabalho e opera em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor entre 0,14 MPa e 0,8 MPa . Se a vazão mássica do refrigerante for de 0,05 kg/s, determine (a) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e a potência fornecida ao compressor, (b) a taxa de rejeição de calor para o ambiente e (c) o COP do refrigerado.  
 \*/

// Dados de entrada

p1 = 140 // pressão na admissão do compressor [kPa]  
 p2 = 800 // pressão na saída do compressor [kPa]  
 vm = 0.05 // vazão mássica [kg/s]

// Valores da tabela para o R-134a

x1 = 1 // No estado 1 temos vapor saturado.  
 h1 = hsat\_Px("R134A", p1, x1) // entalpia no estado 1 vapor saturado  
 s1 = ssat\_Px("R134A", p1, x1) // entropia no estado 1 vapor saturado [kJ/kg.k]

// Compressão isoentrópica no compressor

s1 = s2

// Interpolação para encontrar o valor de h2, valores retirados da tabela R134a superaquecido

line: 1 Col: 1 Saved equation set data was not found. Please solve your document again. [code--115]

Sweep Settings

Variable to Sweep p1

Starting Value 140

Ending Value 300

Step 20

OK Cancel Guess

Figura 17 - variação de parâmetro.

Selecionando “*Solution*” e “*Explore*”, é determinado o parâmetro a ser variado. No caso da Figura 17, a pressão ( $p_1$ ) é variada, para valores entre 140 e 300 kPa ao passo de 20 kPa.

Data Browser									
Work	A	B	C	D	E				
Variable	1	2	3	4	5	6	7	8	9
COP	3.963	4.35	4.751	5.169	5.607	6.068	6.556	7.075	7.629
h1	236	238	239.7	241.3	242.7	244.1	245.3	246.5	247.6
h2	272	271.2	270.5	269.9	269.4	268.9	268.5	268.2	267.8
h3	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42
h4	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42	93.42
p3	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Qf	7.131	7.227	7.314	7.394	7.466	7.534	7.596	7.655	7.71
Qq	8.93	8.889	8.854	8.824	8.798	8.775	8.755	8.737	8.72
s1	0.9322	0.9295	0.9273	0.9253	0.9237	0.9222	0.9209	0.9197	0.9186
s2	0.9322	0.9295	0.9273	0.9253	0.9237	0.9222	0.9209	0.9197	0.9186
We	1.799	1.661	1.539	1.43	1.332	1.242	1.159	1.082	1.011
p1	140	160	180	200	220	240	260	280	300
p2	800	800	800	800	800	800	800	800	800
vm	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
x1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
x3	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Figura 18 - Resultados a partir da variação de “p1”.

Na Figura 18 observa-se os resultados de todos os outros parâmetros conforme a variação de “p1”. Na sequência é possível gerar gráficos a partir dessa variação. Para tanto é necessário acionar o comando “Solution” e “Add-graph” e definir o parâmetro que se deseja avaliar. Conforme a Figura 19.

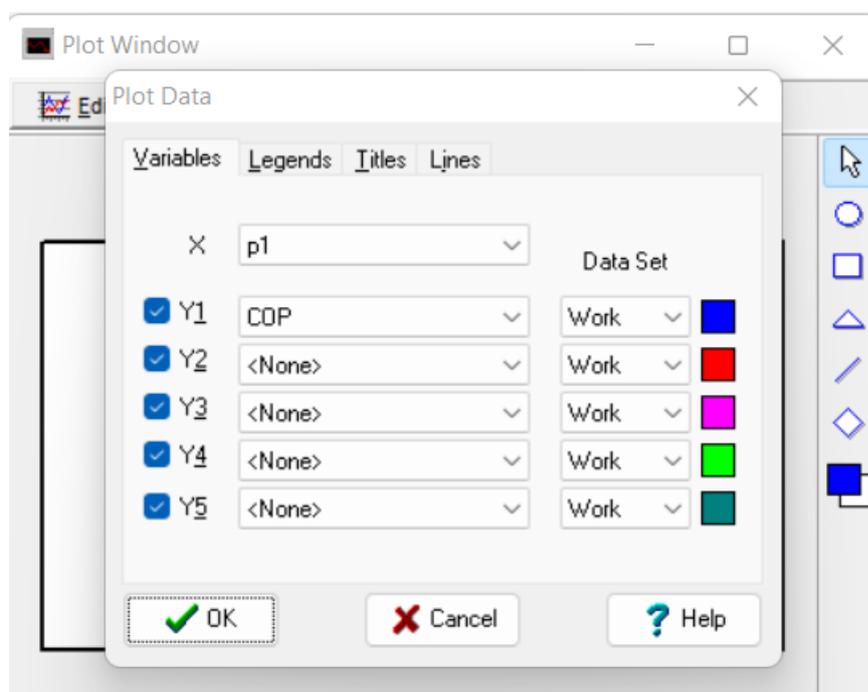
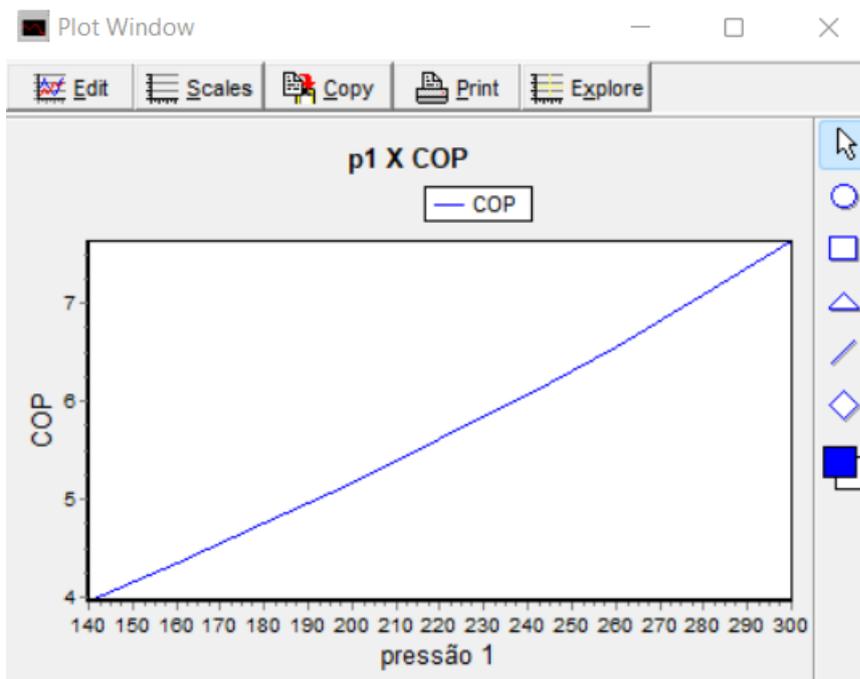


Figura 19 - Determinação da variável dependente.

Em “Y1” determina-se a variável dependente, no caso, COP. É possível variar até cinco parâmetros no mesmo gráfico. Ainda é possível criar legendas em “*Legend*”, título ao gráfico em “*Title*” e alterar configurações de visualização em “*Lines*”. Por fim, clicando em “ok” a janela com o gráfico criado é apresentada, como mostra a Figura 20.



**Figura 20 - Exemplo de gráfico criado.**

O gráfico criado é útil para análise de tendências, como é observado na Figura 20.

## 6 SIMULAÇÃO E ANÁLISE EXERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

### 6.1 O PROBLEMA DE REFERÊNCIA

O problema de referência do (ÇENGEL, BOLES 2013) é um sistema simples de ciclo de refrigeração por compressão de vapor real onde o objetivo é a análise da destruição de exergia nos seus componentes.

Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor que utiliza o refrigerante R134-a como fluido de trabalho é usado para manter um espaço a  $-13\text{ °C}$  pela rejeição de calor para o ar ambiente a  $27\text{ °C}$ . O R-134a entra superaquecido no compressor a  $100\text{ kPa}$  e  $6,4\text{ °C}$  a uma vazão mássica de  $0,05\text{ kg/s}$ . A eficiência isentrópica do compressor é de  $85\%$ . O refrigerante sai do condensador a  $39,4\text{ °C}$  como um líquido saturado. Determine (a) a taxa de resfriamento previsto e o COP do sistema, (b) a exergia destruída em cada componente básico, (c) a potência mínima de entrada e a eficiência de segunda lei do ciclo, e (d) a taxa total de destruição da exergia. (ÇENGEL, BOLES. 2013). A Figura 21 mostra o diagrama T-s para as condições do ciclo.

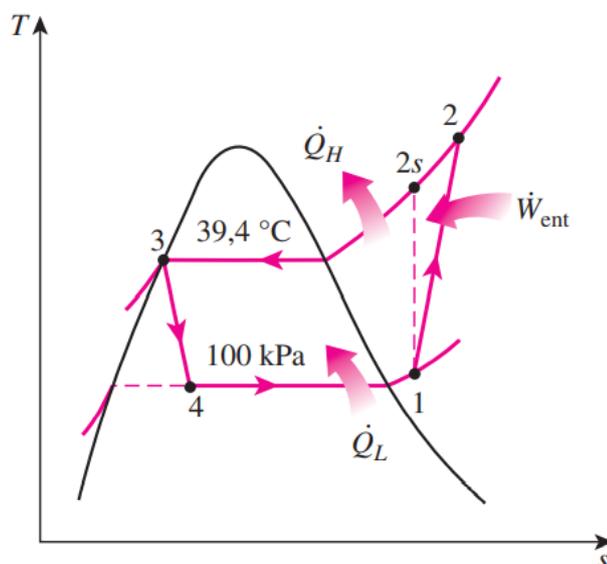


Figura 21 - Diagrama T-s do exemplo de referência.

Fonte: Boles e Çengel (2013).

### 6.3 CRITÉRIO DE VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS

Na validação dos resultados obtidos, o critério utilizado será o de erro percentual relativo  $\delta$  conforme a equação (20).

$$\delta\% = \left| \frac{\text{Valor da literatura} - \text{Valor calculado}}{\text{Valor da literatura}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{V - v}{V} \right| \cdot 100\% \quad (20)$$

Na equação (20) utilizamos como  $V$  os valores retirados do livro de referência e  $v$  são os valores obtidos no trabalho. Neste trabalho foi observado que a maioria dos valores tiveram erro percentual abaixo de 1%, para este trabalho de fim didático considera-se esse desvio aceitável. Vale salientar que o critério de validação utilizado é próprio do problema didático apresentado por ser um indicativo suficiente de proximidade com o problema de referência, conforme verificado durante o estudo.

### 6.4 ANÁLISE ENERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Nesta análise consideram-se algumas hipóteses: Condições de operação estáveis (regime permanente) e as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

É importante ressaltar que os erros relativos das entalpias podem exceder a tolerância estipulada de 1% sem, com isso, indicar a invalidade dos resultados. Deve-se atentar para o fato de que o valor da entalpia depende do estado de referência a partir do qual essa grandeza é aferida. Desta forma, divergências entre os estados de referência da entalpia utilizados pelo problema de referência e pela biblioteca do IT são causas de possíveis discordância entre os valores de entalpia obtidos por essas duas fontes.

Tendo em vista que cada fonte deve utilizar um único estado de referência para o cálculo de entalpia, divergências entre os valores absolutos dessas grandezas não devem causar divergência entre os valores de grandezas calculadas a partir da diferença de entalpias. Este é o caso da potência consumida pelo compressor, da taxa de calor trocado no evaporador e da taxa de calor trocado no

condensador. A equação (21) indica a potência frigorífica ou a taxa de calor retirado do ambiente.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (21)$$

onde:

$\dot{Q}_L$  é a potência frigorífica;

$\dot{m}$  é a vazão mássica (kg/s)

$h_1$  é a entalpia no estado 1; (kJ/kg)

$h_4$  é a entalpia no estado 4. (kJ/kg)

Utilizando a fórmula de eficiência isentrópica, equação (22), é possível calcular o valor real da entalpia no estado 2,  $h_2$ .

Onde:

$\eta_C$  é a eficiência isentrópica do compressor;

$h_{2s}$  é a entalpia considerando expansão isentrópica no compressor; (kJ/kg)

$h_2$  é a entalpia considerando que há variação de entropia no compressor. (kJ/kg)

$$\eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\%) \quad (22)$$

A equação (23) descreve a taxa de calor rejeitado para o ambiente ou a taxa de calor cedido pelo sistema.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (23)$$

onde:

$\dot{Q}_H$  é a taxa de calor rejeitado para o ambiente;

$h_3$  é a entalpia no estado 3. (kJ/kg)

A entrada de potência ou taxa de trabalho fornecido ao sistema  $\dot{W}_{ent}$  é calculada através da equação (25):

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (24)$$

Para o cálculo do coeficiente de performance (COP) a equação (25) é utilizada.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} \quad (25)$$

Na Tabela 1 estão descritos os valores das entalpias calculadas no IT, e os valores de  $\dot{Q}_H$ ,  $\dot{Q}_L$ ,  $\dot{W}_{ent}$  e COP tanto calculados quanto os valores da literatura e os erros percentuais para esses valores.

Os resultados da análise energética são descritos na tabela abaixo:

**Tabela 1 – Resultados da análise energética.**

	$h_1$	$h_2$	$h_{2s}$	$h_3$	$h_4$	$\dot{Q}_L$	$\dot{Q}_H$	$\dot{W}_{ent}$	COP
<i>und</i>	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kW]	[kW]	[kW]	-
<i>v</i>	236.5	294.5	285.8	105.3	105.3	6.561	9.463	2.902	2.261
<i>V</i>	239.50	297.86	289.11	107.32	107.32	6.609	9.527	2.918	2.265
$\delta$	1.25	1.12	1.14	1.88	1.88	0.7209	0.6718	0.5608	0.1651

Observação: o valor da vazão mássica  $\dot{m}$  é dado no problema de referência e  $\dot{m} = 0.05$  kg/s. A última linha da Tabela 1 representa os erros percentuais relativos de cada propriedade em questão.

## 6.5 ANÁLISE EXERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Nesta análise será calculada a destruição da exergia nos componentes do ciclo, assim como o fluxo de exergia correspondente ao calor absorvido pelo sistema

$\dot{Q}_L$ , o valor do COP máximo para o ciclo  $COP_{rev}$ , que é o COP considerando o ciclo reversível, a eficiência de segunda lei do ciclo e a destruição total de exergia.

Para o cálculo da destruição da exergia associada a cada componente é necessário determinar a temperatura do estado morto  $T_0$  e a geração de entropia  $\dot{S}_{ger}$ . A equação (26) representa o cálculo da destruição da exergia no compressor.

$$\dot{X}_{dest, 1-2} = T_0 \dot{S}_{ger, 1-2} = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (\text{kW}) \quad (26)$$

onde:

$\dot{X}_{dest, 1-2}$  é a destruição da exergia no compressor;

$\dot{S}_{ger, 1-2}$  é a geração de entropia no compressor; (kW/K)

$s_1$  é a entropia no estado 1 (entrada do compressor); (kJ/kg.K)

$s_2$  é a entropia no estado 2 (saída do compressor); (kJ/kg.K)

$T_0$  é a temperatura no estado morto.

Observe que a temperatura no estado morto  $T_0$  é igual a temperatura ambiente  $T_H$  em Kelvin que fica  $T_0 = T_H = 27 + 273 = 300 \text{ K}$ .

Para o cálculo da destruição da exergia associada ao condensador tem-se a equação (27):

$$\dot{X}_{dest, 2-3} = T_0 \dot{S}_{ger, 2-3} = T_0 \left[ \dot{m}(s_2 - s_3) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right] \quad (\text{kW}) \quad (27)$$

onde:

$\dot{X}_{dest, 2-3}$  é a destruição da exergia no condensador;

$\dot{S}_{ger, 2-3}$  é a geração de entropia no condensador; (kW/K)

$s_3$  entropia no estado 3 (saída do condensador). (kJ/kg.K)

Calculando a destruição da exergia na válvula de expansão através da equação (28), tem-se:

$$\dot{X}_{dest, 3-4} = T_0 \dot{S}_{ger, 3-4} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (\text{kW}) \quad (28)$$

onde:

$\dot{X}_{dest, 3-4}$  é a destruição da exergia na válvula de expansão;

$\dot{S}_{ger, 3-4}$  é a geração de entropia na válvula de expansão; (kW/K)

$s_4$  entropia no estado 4 (saída da válvula de expansão). (kJ/kg.K)

Para o cálculo da destruição da exergia no evaporador, tem-se a equação (29):

$$\dot{X}_{dest, 4-1} = T_0 \dot{S}_{ger, 4-1} = T_0 \left[ \dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right] \quad (\text{kW}) \quad (29)$$

onde:

$\dot{X}_{dest, 4-1}$  é a destruição da exergia no evaporador;

$\dot{S}_{ger, 4-1}$  é a geração de entropia no evaporador. (kW/K)

Para calcular o fluxo de exergia correspondente ao meio de baixa temperatura, tem-se a equação (30):

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} \quad (\text{kW}) \quad (30)$$

onde:

$\dot{X}_{\dot{Q}_L}$  é o fluxo de exergia correspondente ao transferido calor entre o evaporador e o meio frio;

$T_L$  é a temperatura do meio frio. (K)

Note que o valor de  $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$  também representa a mínima entrada de potência no sistema.

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{W}_{min, ent} \quad (\text{kW}) \quad (31)$$

A eficiência de segunda lei do ciclo é calculada a partir da equação (32):

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{ent}} \quad (\%) \quad (32)$$

Outra forma de calcular a eficiência de segunda lei é através da razão entre o  $COP$  e  $COP_{rev}$ , neste caso tem-se a equação (33):

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (\%) \quad (33)$$

Há duas formas de calcular a destruição total da exergia no sistema, a primeira é através da soma das destruições em cada componente do sistema, mostrada na equação (34):

$$\dot{X}_{dest, total} = \dot{X}_{dest, 1-2} + \dot{X}_{dest, 2-3} + \dot{X}_{dest, 3-4} + \dot{X}_{dest, 4-1} \quad (\text{kW}) \quad (34)$$

A outra forma de calcular a destruição total é pela diferença entre a entrada de potência e a exergia recuperada (exergia do fluxo de calor do ambiente de baixa temperatura), mostrada na equação (35):

$$\dot{X}_{dest, total} = \dot{W}_{ent} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} \quad (\text{kW}) \quad (35)$$

## 6.6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Calculados os valores de eficiência isentrópica e destruição total da exergia, de duas formas diferentes, os valores encontrados foram os mesmos independente da equação utilizada e os erros percentuais são apresentados na Tabela 2:

**Tabela 2 – Resultados da análise exergética.**

	$\dot{X}_{dest, 1-2}$	$\dot{X}_{dest, 2-3}$	$\dot{X}_{dest, 3-4}$	$\dot{X}_{dest, 4-1}$	$\dot{X}_{\dot{Q}_L}$	$\dot{X}_{dest, total}$	$COP_{rev}$	$\eta_{II}$
					$\dot{W}_{min, ent}$			
<i>und</i>	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	-	%
<i>v</i>	0.3932	0.4250	0.6705	0.4036	1.0090	1.8920	6.5000	34.7900
<i>V</i>	0.3940	0.4303	0.6725	0.4043	1.0170	1.9010	6,5000	34,9000
$\delta$	0.2035	1.2390	0.3043	0.1788	0.7434	0.4631	0	0.3191

A partir dos valores da tabela acima pode-se observar que o componente que causa a maior destruição de exergia é a válvula de expansão. Porém falando de termos práticos a válvula de expansão e o compressor são menos suscetíveis a redução na destruição de exergia.

## 6.7 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS

No presente trabalho é possível observar que os cálculos apresentados até o momento não ultrapassam uma discrepância de 2% em relação aos valores do exemplo de referência, conforme mostrado na Tabela 2. Portanto está considerado validado os resultados até aqui obtidos, tanto na análise energética do ciclo quanto na análise exergética. Assim é possível seguir para os estudos paramétricos pois se confia que não haverá desvios significativos nos estudos a seguir.

## 6.8 ANÁLISE BÁSICA DE CUSTOS

Para ilustrar a importância econômica do estudo exergético em sistemas termodinâmicos, vamos introduzir no trabalho um cálculo de custo baseado em tarifas energéticas de modo a avaliar as tendências de custo conforme a variação de parâmetros do sistema.

Toma-se de exemplo um custo de quilowatt-hora de US\$ 0.15 (valor estipulado para fins didáticos de avaliação de custo). Estipulando um valor de 8 horas diárias de operação do equipamento durante 22 dias por mês, pode-se calcular o custo mensal do consumo de energia elétrica a partir do trabalho realizado pelo compressor, conforme a equação (36):

$$C_{mês} = W_{ent} \times H_{dia} \times D_{mês} \times c \quad (\text{US\$}) \quad (36)$$

onde:  $C_{mês}$  é o gasto mensal de energia em US\$,  $H_{dia}$  é a quantidade de horas de operação do equipamento por dia,  $D_{mês}$  é a quantidade de dias que o equipamento opera durante o mês e  $c$  é o custo unitário do quilowatt-hora.

Vale salientar que os valores calculados para o custo são de fins ilustrativos e não têm compromisso com a realidade.

## 7 ESTUDOS PARAMÉTRICOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Neste capítulo serão apresentados os gráficos e resultados dos estudos paramétricos desenvolvidos, a ideia é analisar a influência da variação de um ou mais parâmetros nos outros aspectos do ciclo. Analisaremos o comportamento do ciclo para o fluido de refrigeração, R-134a.

### 7.1 ESTUDOS PARAMÉTRICOS UTILIZANDO COMO FLUIDO R134-a

#### 7.1.1 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X COP

No primeiro estudo realizado será verificado o efeito da variação na pressão do evaporador sobre o valor do COP. Tal estudo é mostrado na Figura 22.

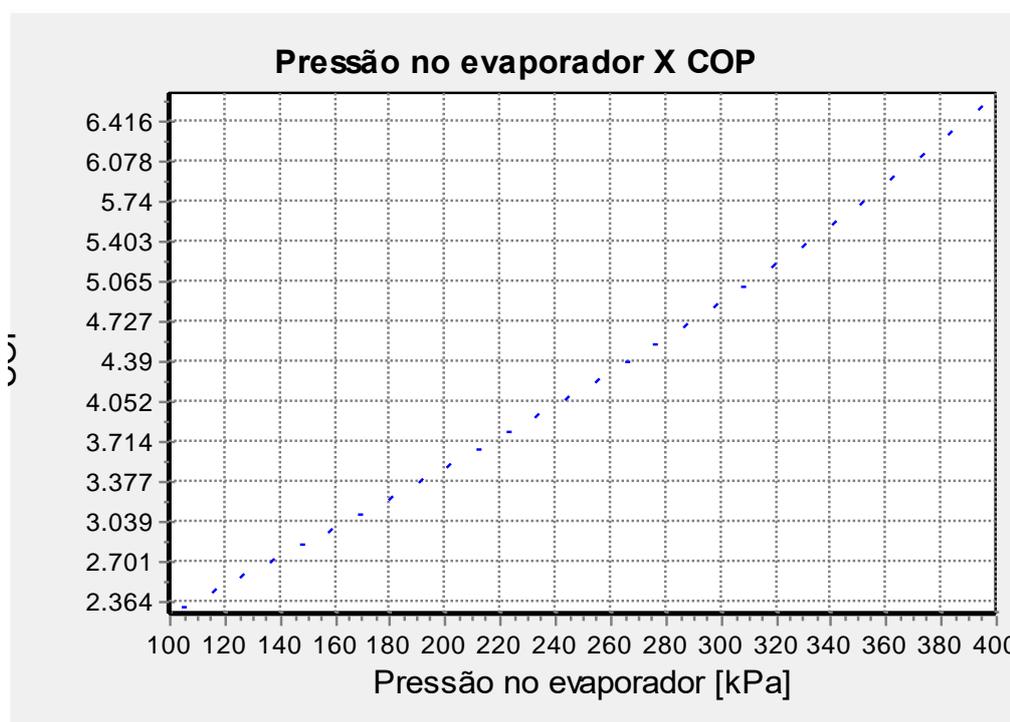


Figura 22 - Gráfico Pressão do evaporador X COP

Nesse estudo será variada a pressão do evaporador de 100 a 400 kPa, que é a mesma variação realizada pela literatura. Analisando a Figura 22 observa-se que com o aumento na pressão do evaporador tem-se um aumento no valor do COP.

Uma observação a ser feita é que quando o valor da pressão atinge 400 kPa o COP se aproxima ao valor de 6,5 para um ciclo reversível.

### 7.1.2 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI [%]

Variando a pressão no evaporador agora será analisado o efeito sobre a eficiência de segunda lei do ciclo, através da Figura 23:

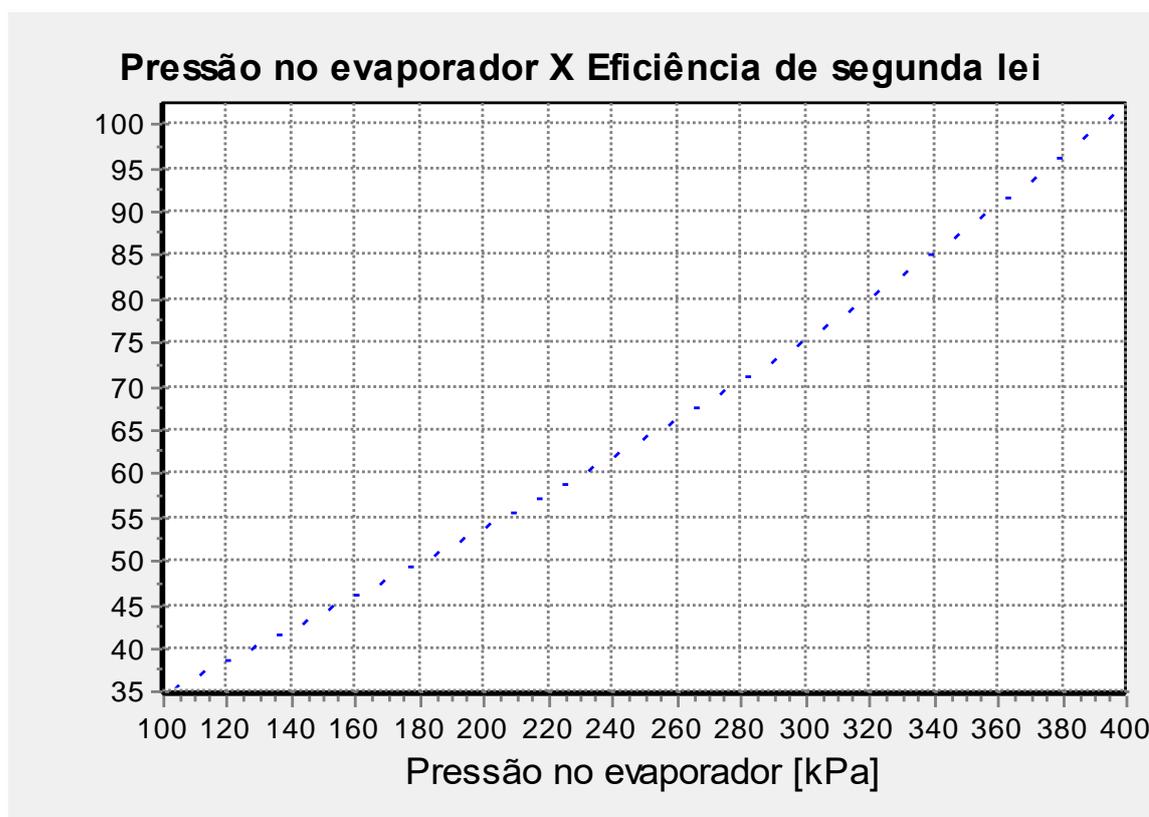


Figura 23 - Pressão do evaporador X eficiência de segunda lei.

Como a eficiência de segunda lei e o COP são diretamente proporcionais, era de se esperar que a eficiência de segunda lei também aumentasse com o aumento da pressão no evaporador, e através da Figura 23 isso é constatado.

### 7.1.3 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X ENTRADA DE POTÊNCIA [kW]

Será analisada a variação da pressão no evaporador sobre a entrada de potência no sistema.

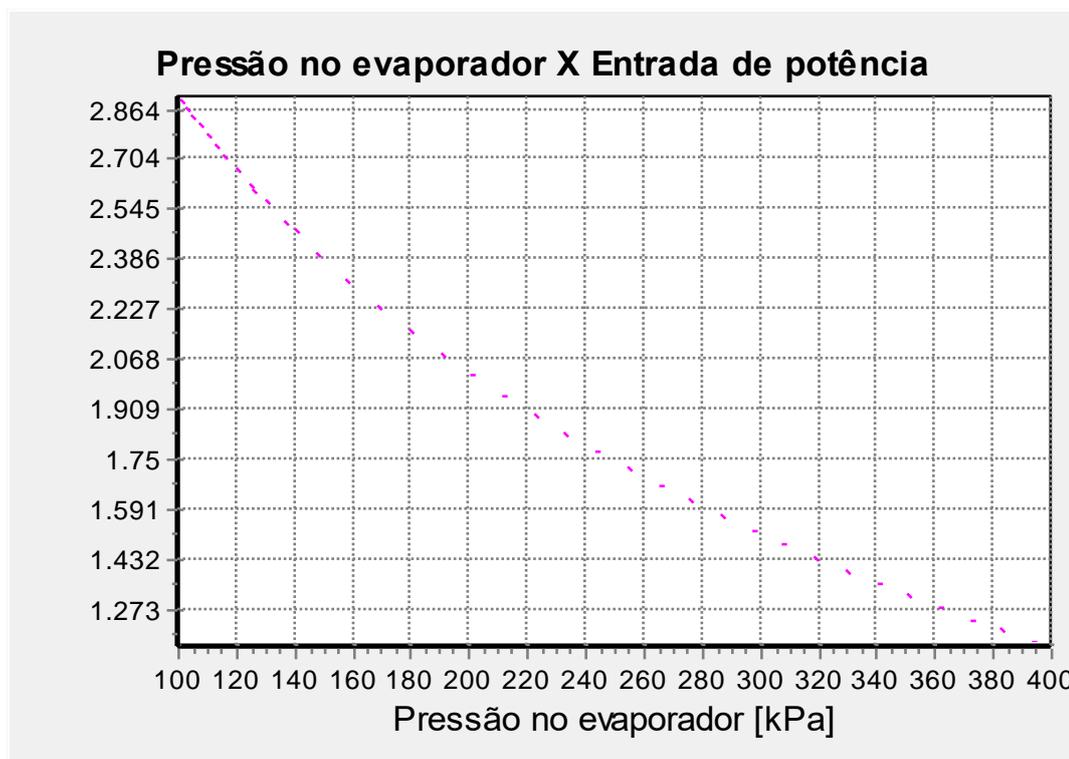
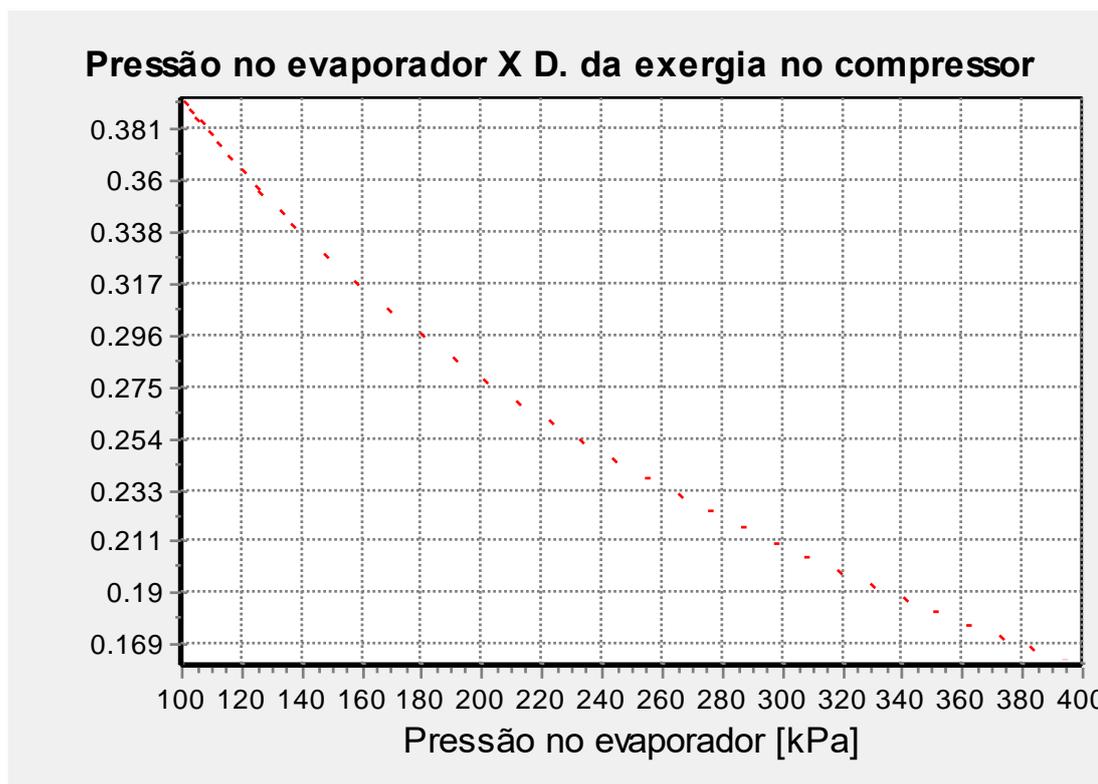


Figura 24 - Pressão do evaporador X Entrada de potência.

Através do gráfico observa-se que com o aumento da pressão no evaporador a entrada de potência no sistema diminui, ou seja, a potência consumida pelo sistema para operação decresce.

#### 7.1.4 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO COMPRESSOR [kW]

Será analisada a variação da pressão no evaporador impactando na destruição da exergia no compressor, mostrada na Figura 25:

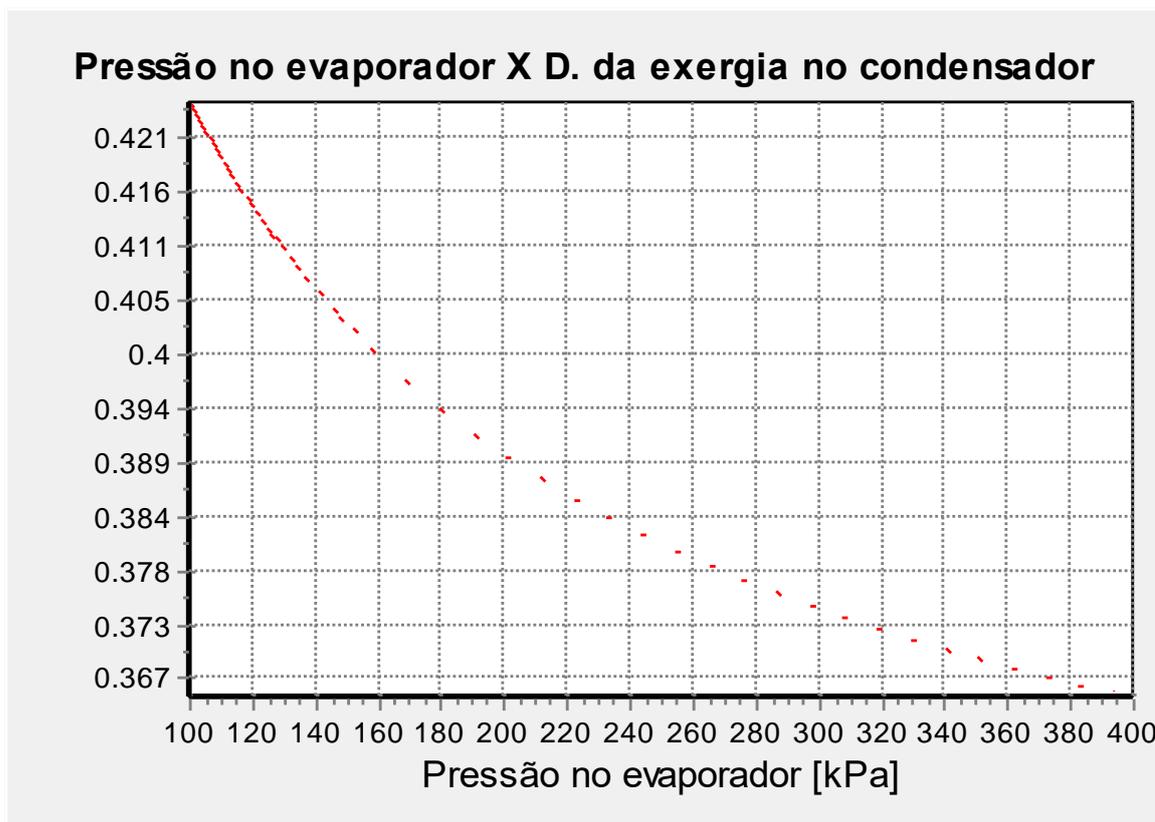


**Figura 25 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia no compressor.**

Através do gráfico observa-se que a destruição da exergia no compressor diminui conforme a pressão no evaporador aumenta, dessa forma conclui-se que a elevação da pressão do evaporador na faixa especificada beneficia o desempenho do compressor.

### 7.1.5 PRESSÃO NO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO CONDENSADOR [kW]

Agora será analisado o impacto na destruição da exergia no condensador quando variamos a pressão no evaporador, observando a Figura 26:

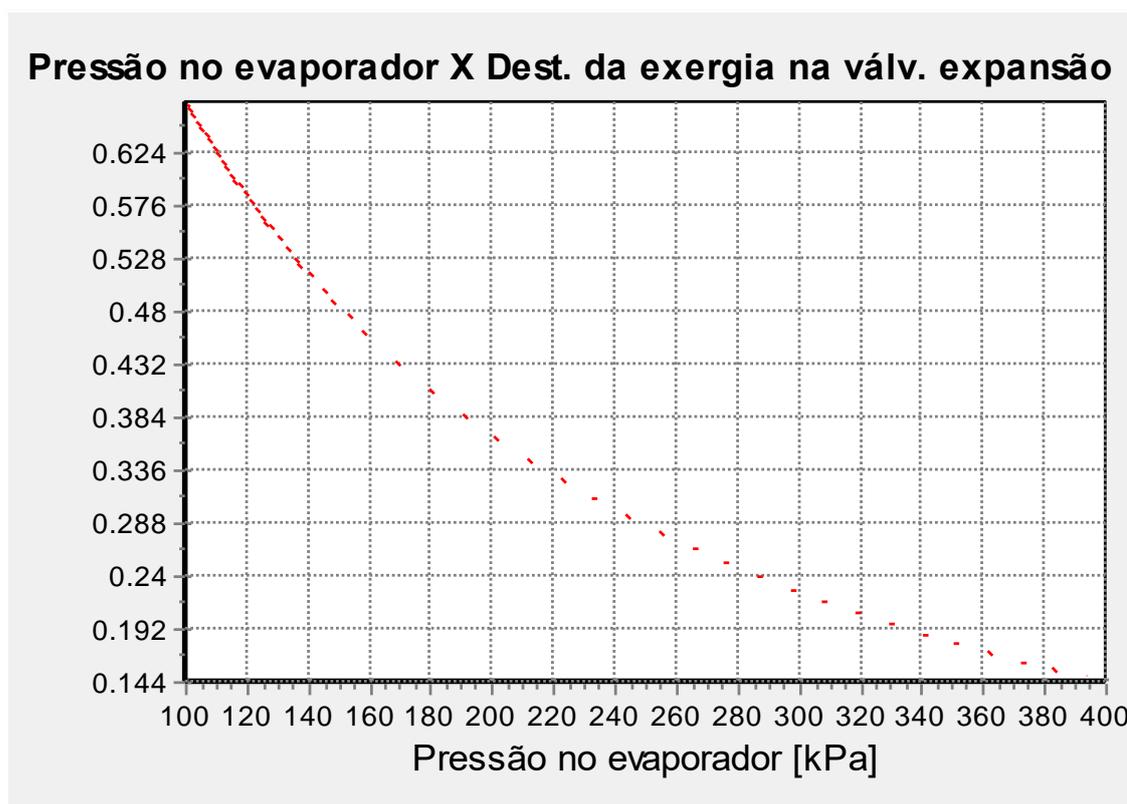


**Figura 26 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia no condensador.**

A destruição da exergia no condensador também decresce conforme a pressão no evaporador aumenta.

### 7.1.6 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NA VÁLVULA DE EXPANSÃO [kW]

Será avaliado o efeito da variação da pressão no evaporador sobre a destruição da exergia na válvula de expansão. Veja a Figura 27



**Figura 27 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia na válvula de expansão.**

Na válvula de expansão não é diferente dos componentes acima. A destruição da exergia nela também diminui com o aumento da pressão no evaporador.

### 7.1.7 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO EVAPORADOR [kW]

Será avaliada a destruição da exergia no evaporador conforme varia-se a pressão no evaporador, observando a Figura 28:

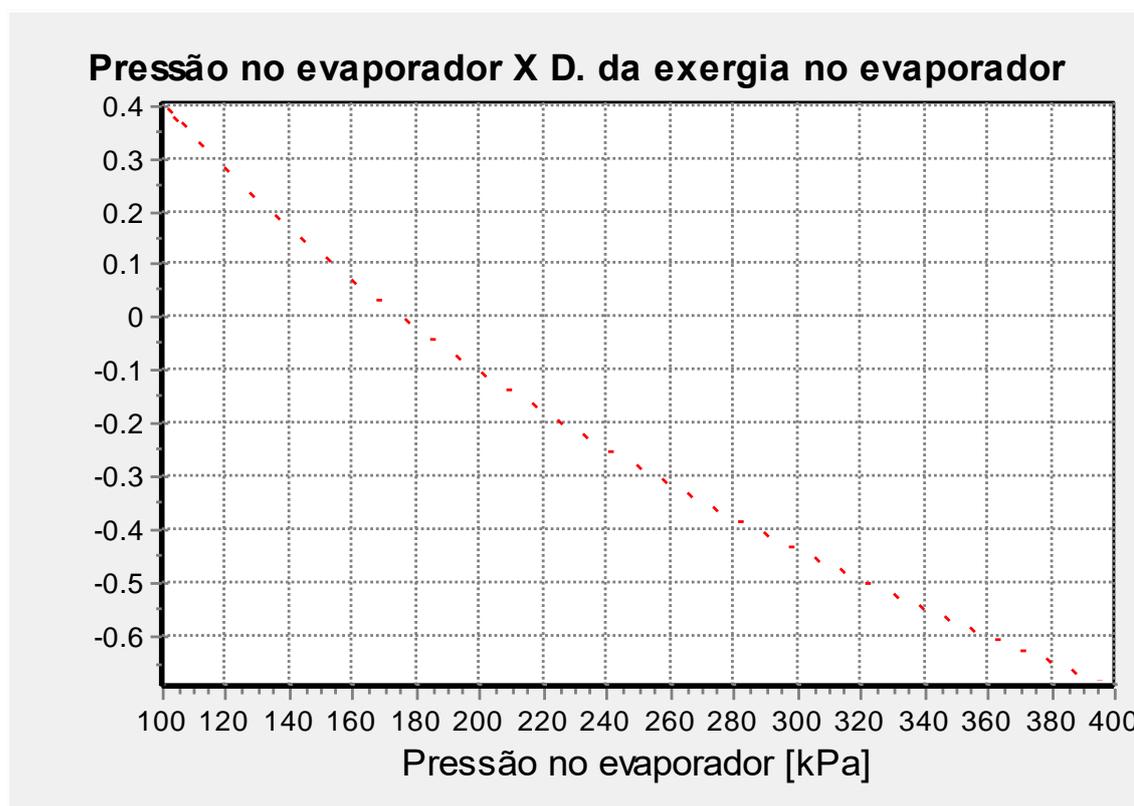


Figura 28 - Pressão do evaporador X Destruição da exergia no evaporador.

Já a destruição da exergia no evaporador também decresce, porém, para pressões além de 176 kPa, o aumento da pressão do evaporador não melhora o desempenho real desse equipamento. Isso ocorre, porque, para pressões superiores a 176 kPa, a destruição de exergia do evaporador torna-se negativa. Valores negativos de destruição de exergia representariam a criação de exergia. Tendo em vista que a criação de exergia violaria o princípio físico de diminuição da exergia, tal fato é uma impossibilidade física. Desta forma, observa-se, através da análise de segunda lei da termodinâmica, uma limitante do projeto que não seria identificada somente com uma análise de acordo com a primeira lei da termodinâmica, pois foi detectado que não é possível aumentar a pressão do evaporador para além de 176 kPa. Além disso, na pressão de 179 kPa a temperatura do fluido refrigerante no

evaporador passa a ser maior que a temperatura do ambiente a ser refrigerado, o que causa a inversão do fluxo de calor.

#### 7.1.8 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X TAXA DE REMOÇÃO DO CALOR [kW]

Neste estudo será avaliada a tendência da taxa de remoção de calor ao variar a pressão no evaporador, conforme a Figura 29:

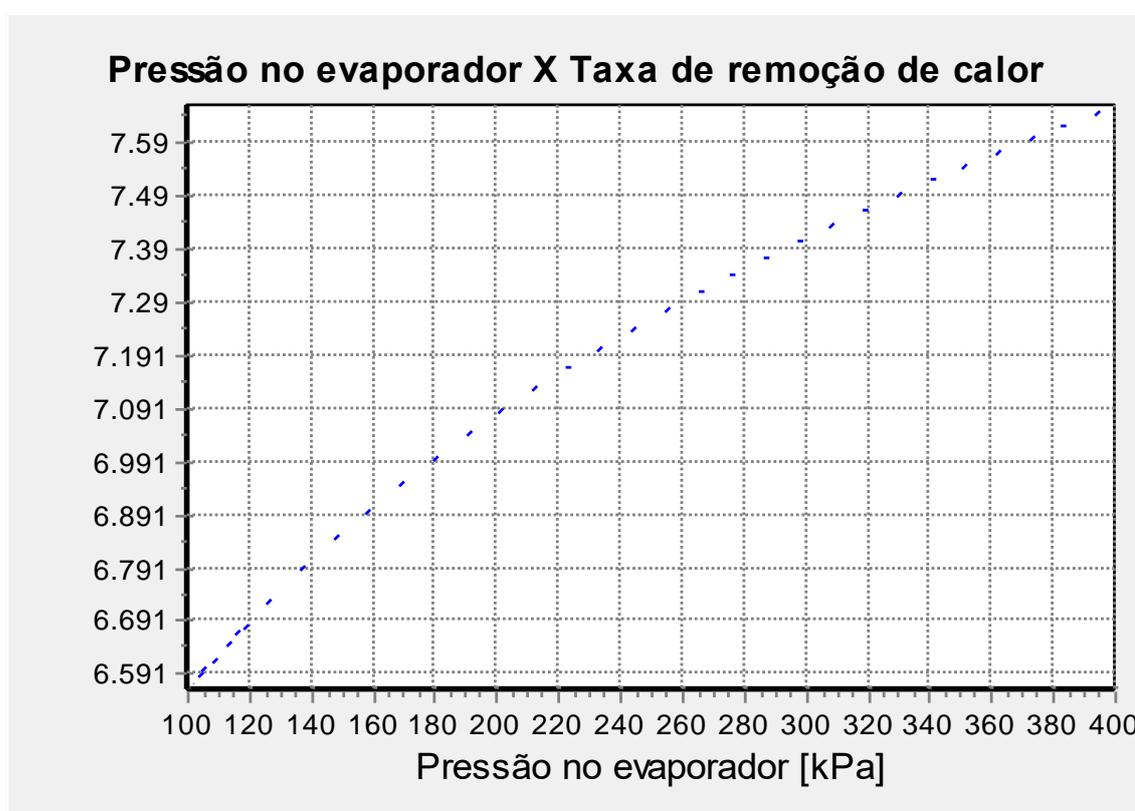
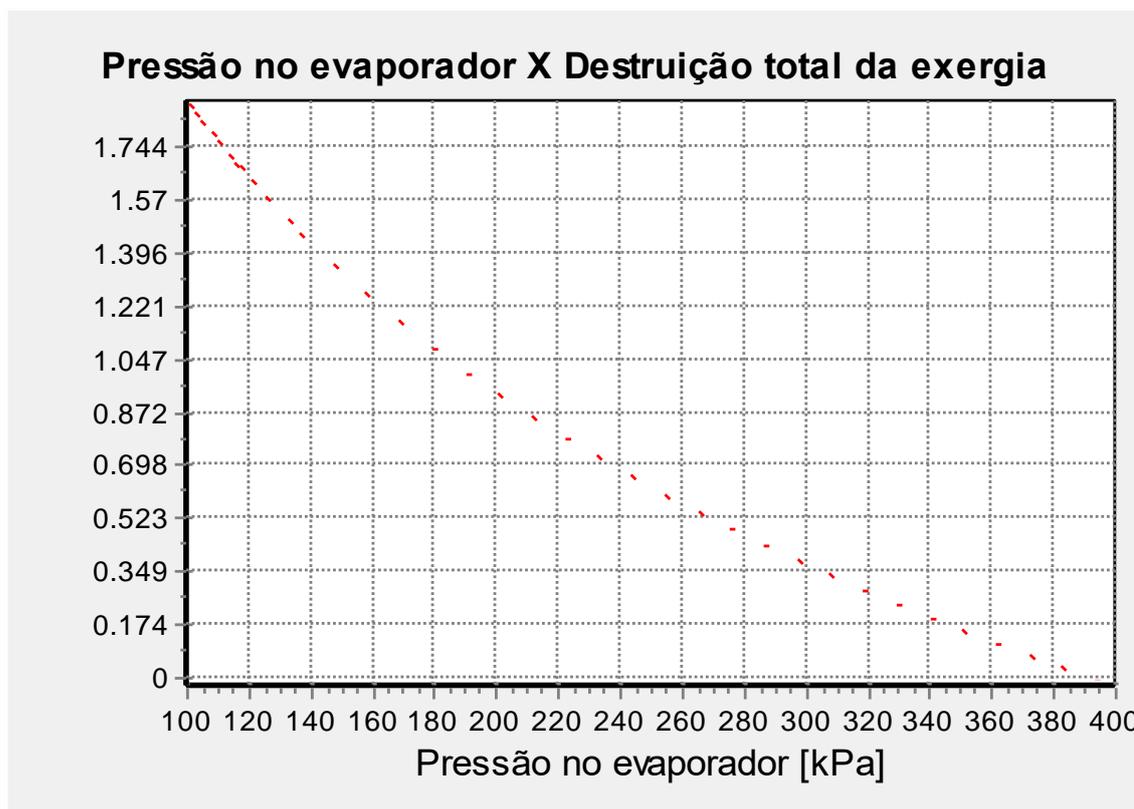


Figura 29 - Pressão do evaporador X Taxa de remoção de calor.

Quanto maior a pressão no evaporador, maior a taxa de remoção de calor. A diferença entre a maior taxa de remoção de calor e a menor taxa de remoção de calor para a faixa especificada de pressão é de 1,1 kW.

### 7.1.9 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DE EXERGIA [kW] (PARA UMA PRESSÃO DE 1000 kPa NO CONDENSADOR)

O próximo estudo varia a pressão no evaporador para avaliar a destruição total da exergia. A Figura 30 ilustra essa variação:

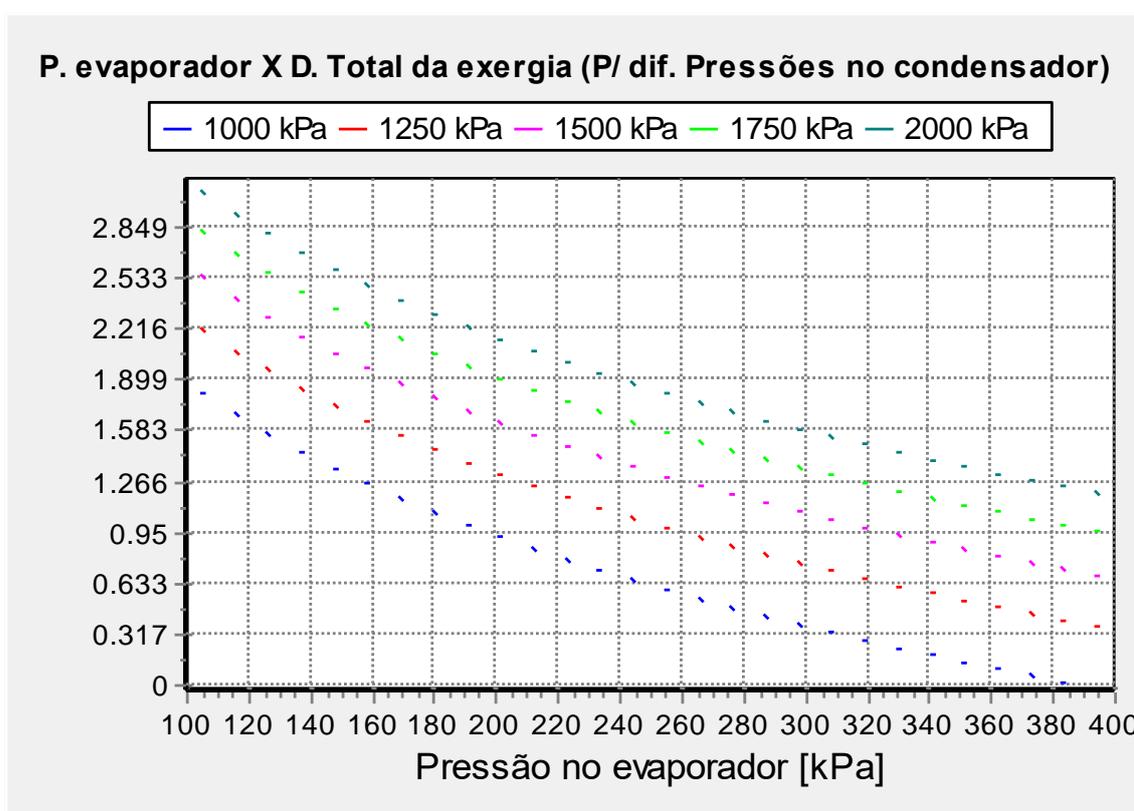


**Figura 30 - Pressão do evaporador X Destruição total da exergia.**

Pode-se observar que quanto maior a pressão no evaporador, menor é a destruição total da exergia.

### 7.1.10 PRESSÃO DO EVAPORADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DE EXERGIA [kW] (PARA UMA FAIXA DE PRESSÃO DE 1000 kPa A 2000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo vamos avaliar a destruição total da exergia quando se varia a pressão no evaporador, para uma pressão cinco faixas de pressão no condensador de 1000 kPa a 2000 kPa como a Figura 31 mostra:

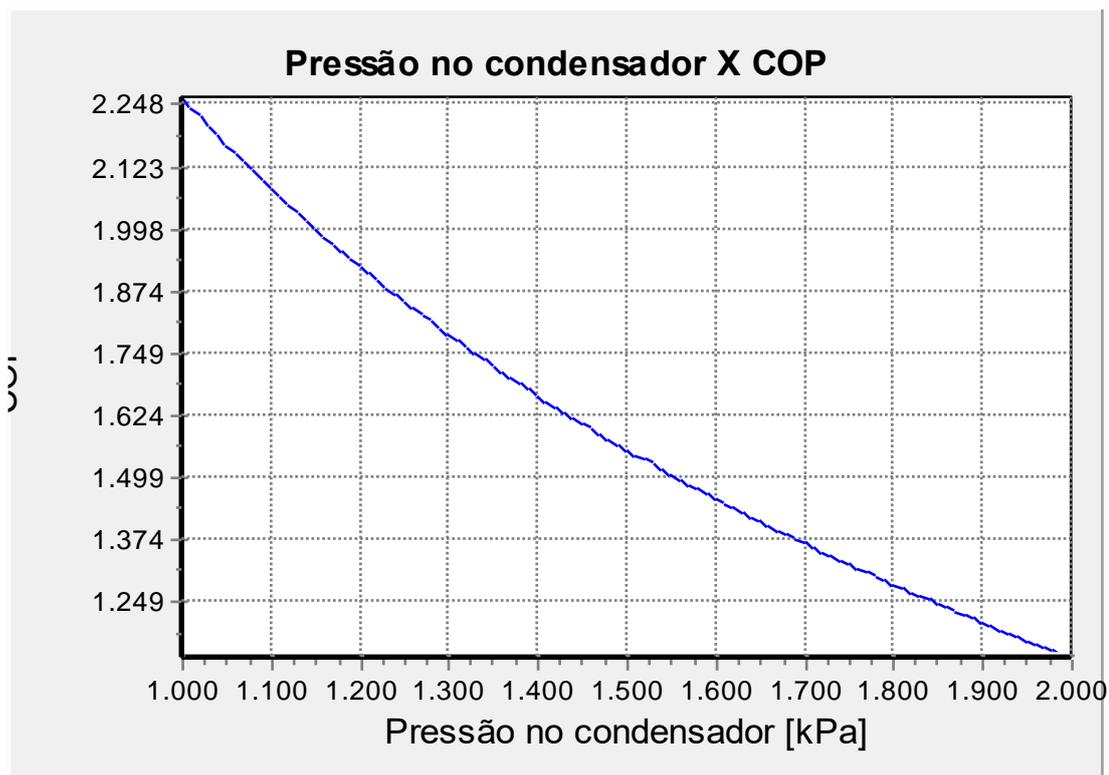


**Figura 31 - Pressão do evaporador X Destruição total da exergia. Para diferentes pressões no condensador.**

Através do gráfico observa-se que conforme a pressão no evaporador aumenta, a destruição total da exergia diminui. Além disso, nota-se que para faixas de pressão mais baixa no condensador, a destruição da exergia é menor.

### 7.1.11 PRESSÃO DO CONDENSADOR [kPa] X COP

Neste estudo será avaliado o efeito da variação na pressão do condensador sobre o COP. Tal variação será de 1000 a 2000 kPa que são valores baseados na literatura de referência (MORAN, 2018).



**Figura 32 - Pressão do condensador X COP.**

Através da Figura 32 pode-se observar que o COP decresce conforme a pressão no condensador aumenta. É de se esperar que aconteça o mesmo com a eficiência de segunda lei.

### 7.1.12 PRESSÃO DO CONDENSADOR [kPa] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI [%]

No próximo gráfico será analisado o efeito da variação da pressão no condensador sobre a eficiência de segunda lei.

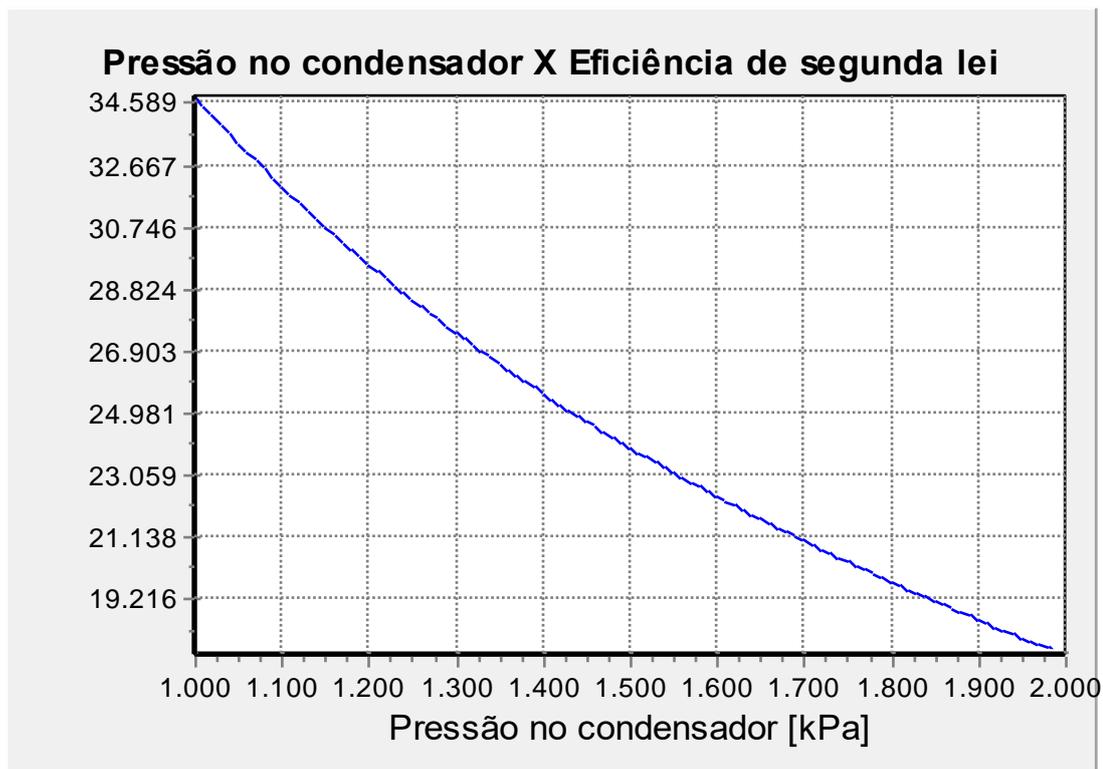
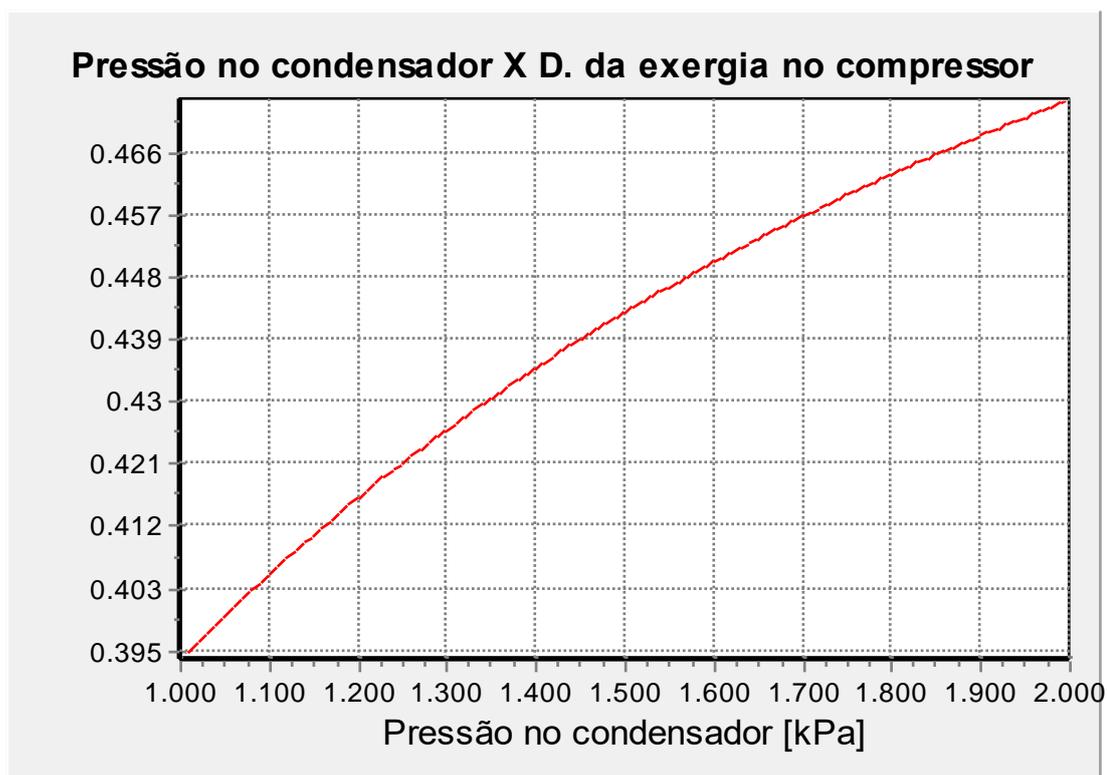


Figura 33 - Pressão do condensador X Eficiência de segunda lei.

Como era esperado a eficiência de segunda lei também decresce com o aumento da pressão no condensador, de modo que relacionando com os estudos anteriores espera-se um aumento na destruição da exergia.

### 7.1.13 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO COMPRESSOR [kW]

Neste estudo será analisada a destruição da exergia no compressor quando se varia a pressão no condensador, análise mostrada na Figura 34:



**Figura 34 - Pressão do condensador X Destruição da exergia no compressor.**

Como é possível observar no gráfico conforme a pressão no condensador aumenta, a destruição da exergia no compressor também aumenta de modo que uma pressão alta no condensador torna o compressor menos eficiente.

#### 7.1.14 PRESSÃO DO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO CONDENSADOR [kW]

Será verificado o comportamento da destruição da exergia no condensador quando varia-se a pressão no condensador, observando a Figura 35:

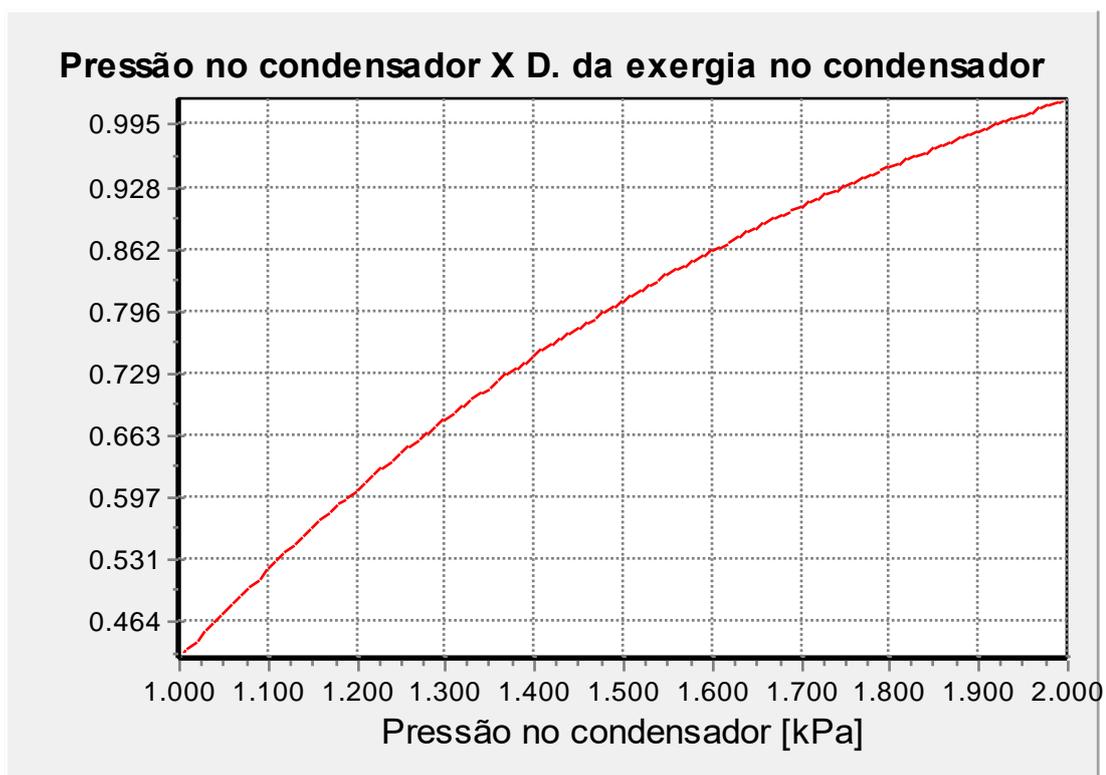


Figura 35 - Pressão do condensador X Destruição da exergia no condensador.

O gráfico mostra que com o aumento da pressão no condensador a destruição da exergia no condensador também aumenta.

### 7.1.15 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NA VÁLVULA DE EXPANSÃO [kW]

Neste estudo será avaliado o impacto da variação da pressão no condensador sobre a destruição de exergia na válvula de expansão, de acordo com a Figura 36:

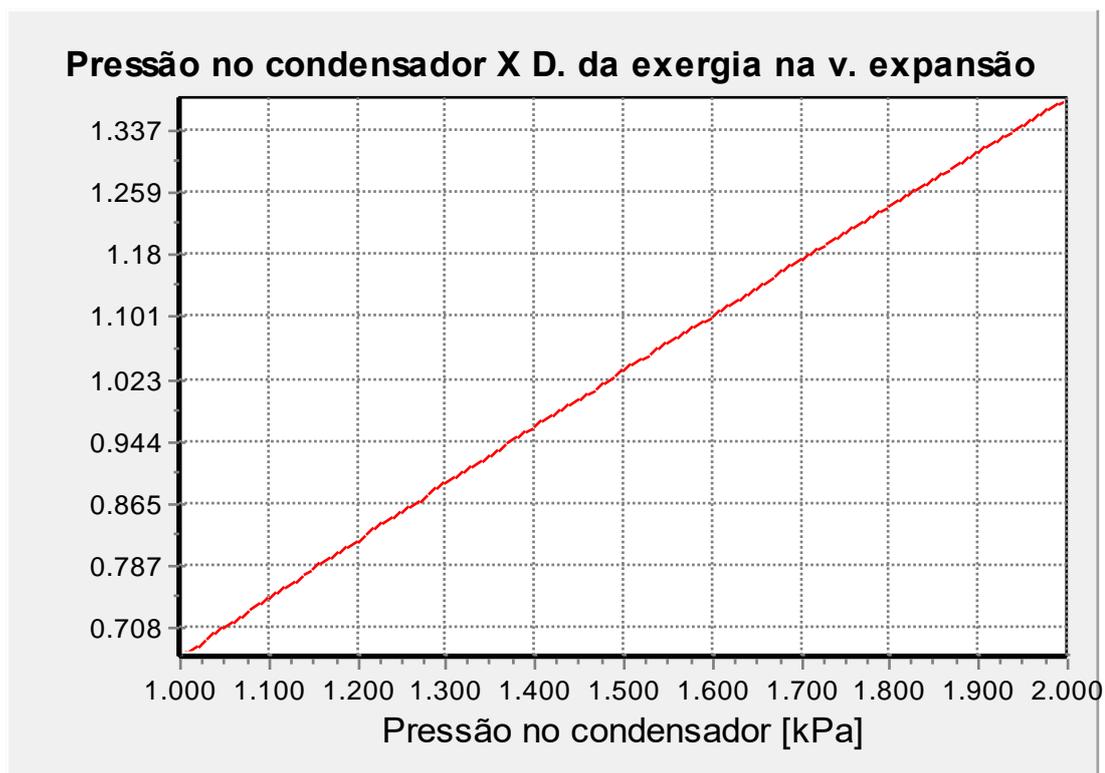


Figura 36 - Pressão do condensador X Destruição da exergia na válvula de expansão.

De acordo com o gráfico, observa-se que conforme a pressão do condensador aumenta a destruição da exergia na válvula de expansão também aumenta

### 7.1.16 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO EVAPORADOR [kW]

Será analisada a destruição da exergia no evaporador quando se varia a pressão no condensador. Figura 37:

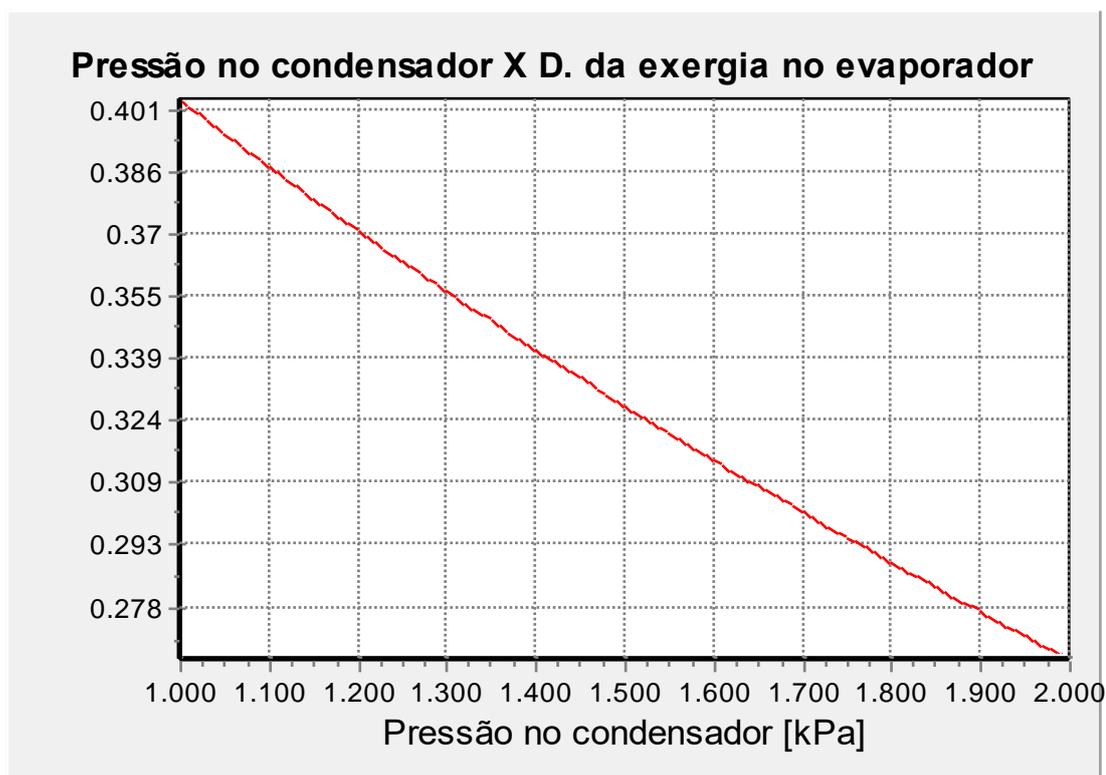


Figura 37 - Pressão do condensador X Destruição da exergia no evaporador.

Neste caso quando a pressão no condensador aumenta, a destruição da exergia no evaporador decresce. Desse modo mesmo que a destruição total de exergia aumente quando se aumenta a pressão no condensador, neste componente em específico ela diminui.

### 7.1.17 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DE EXERGIA [kW]

Agora será avaliado o comportamento da destruição total de exergia quando varia-se a pressão no condensador. Tal estudo é mostrado na Figura 38:

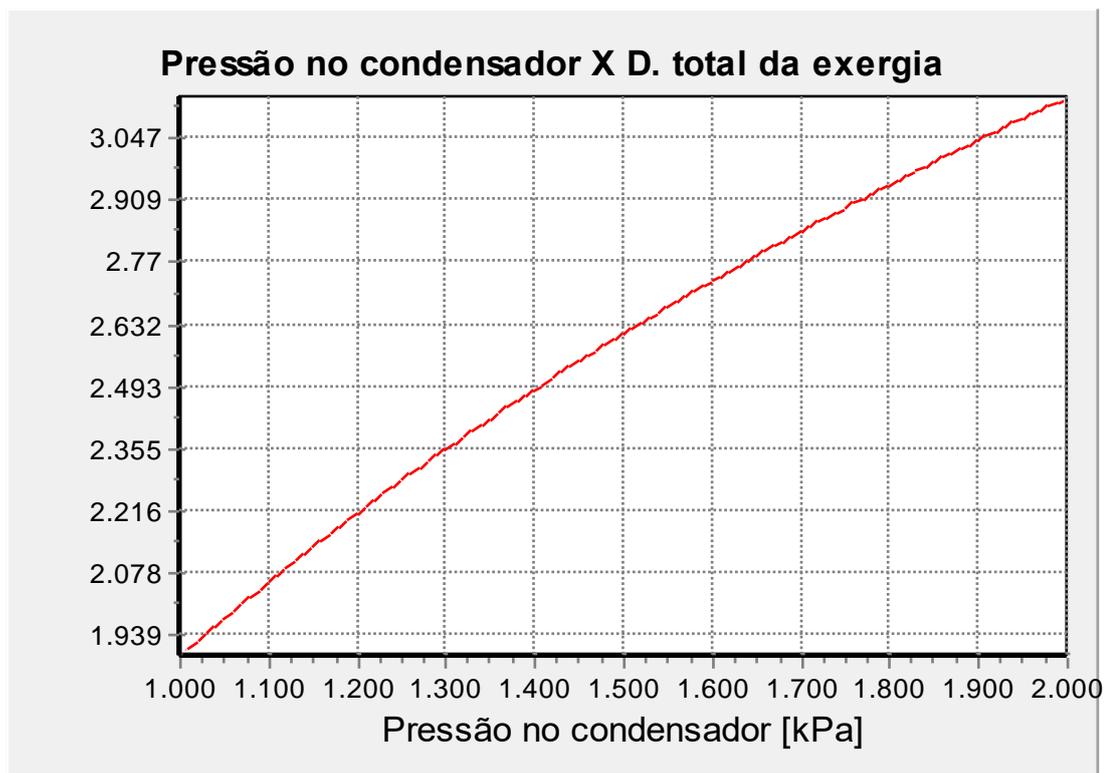
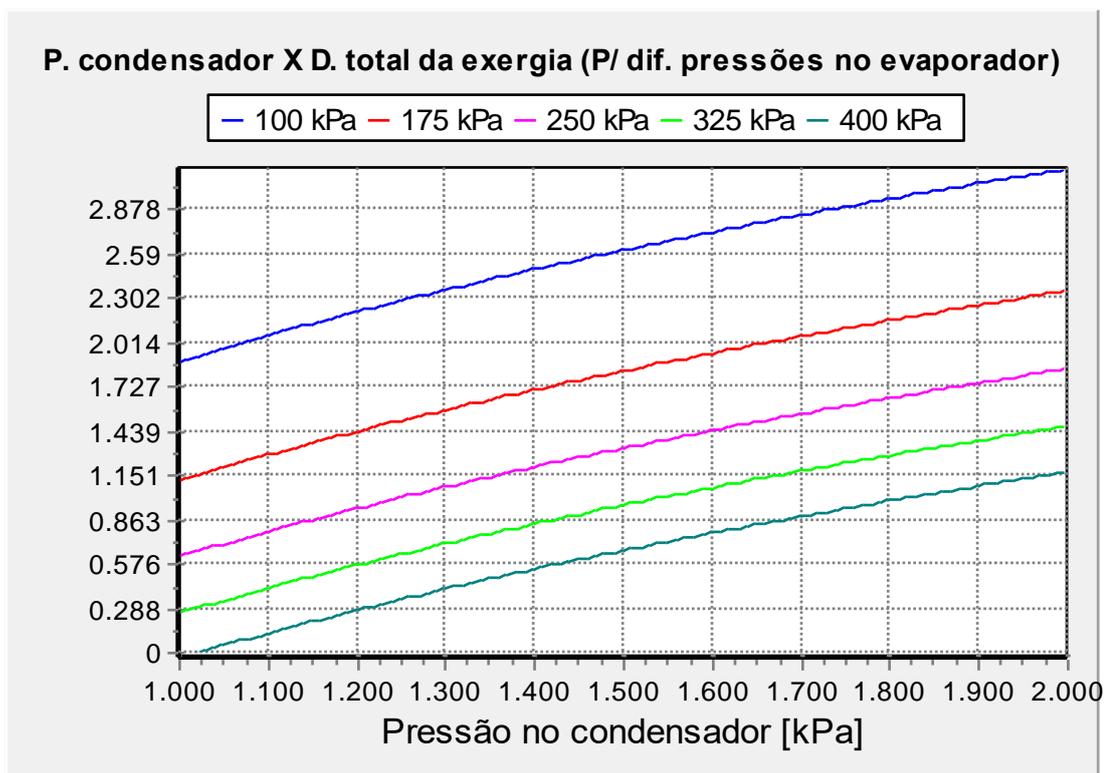


Figura 38 - Pressão do condensador X Destruição total da exergia.

Como já era previsto, a destruição da exergia é diretamente proporcional ao aumento da pressão no condensador, quer dizer que com o aumento da pressão no condensador, o sistema diminui sua capacidade de produzir trabalho útil.

### 7.1.18 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW] (PARA UMA FAIXA DE PRESSÃO DE 100 kPa A 400 kPa)

Neste estudo será avaliada a destruição total da exergia a partir da variação da pressão no condensador, para diferentes valores de pressão no evaporador, como pode-se observar na Figura 39:

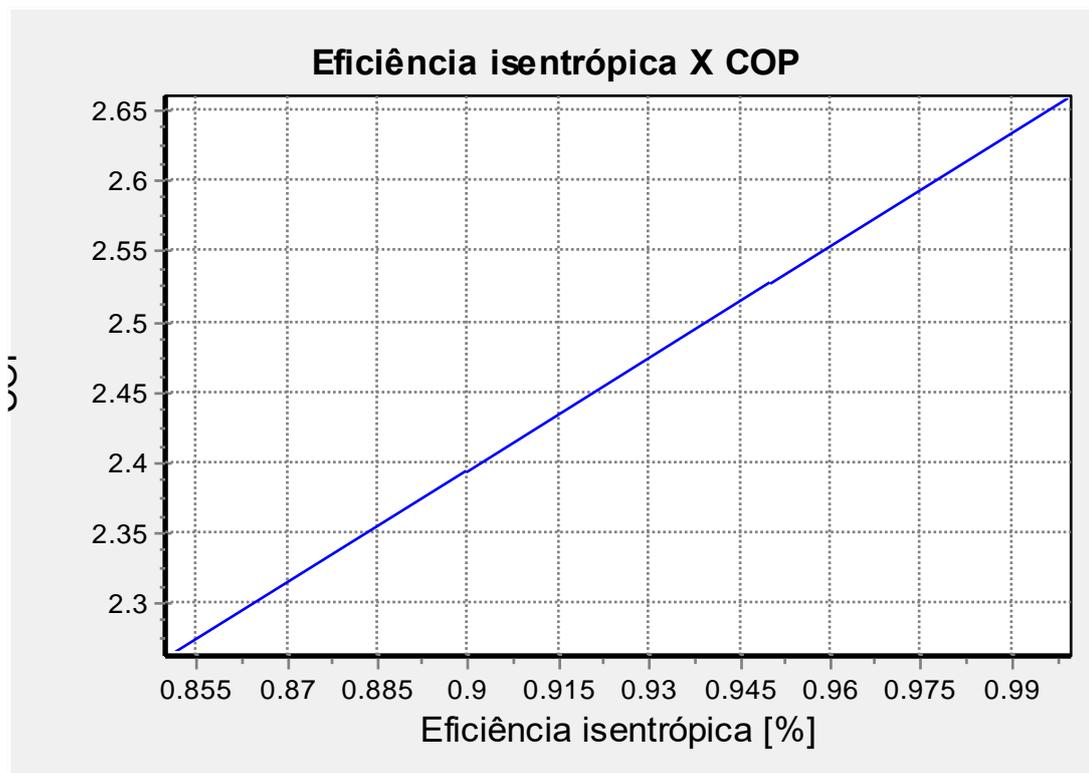


**Figura 39 - Pressão do condensador X Destruição total da exergia. Para diferentes pressões no evaporador**

Como pode-se observar no gráfico, com o aumento da pressão no condensador, aumenta a destruição total da exergia, e quanto maior o valor de pressão no evaporador, menor a destruição total da exergia.

### 7.1.19 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR [%] X COP

Neste estudo será avaliado o efeito da variação da eficiência isentrópica sobre o COP, na Figura 40:



**Figura 40 - Eficiência isentrópica X COP.**

Quando se tende a eficiência isentrópica a 100%, é assumido que o compressor está cada vez mais próximo do ideal, onde não há irreversibilidades neste componente. Portanto é de se esperar que o COP aumente e é o que podemos observar no gráfico.

### 7.1.20 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI [%]

Neste estudo será avaliado o efeito da variação da eficiência isentrópica sobre a eficiência de segunda lei. Conforme a Figura 41:

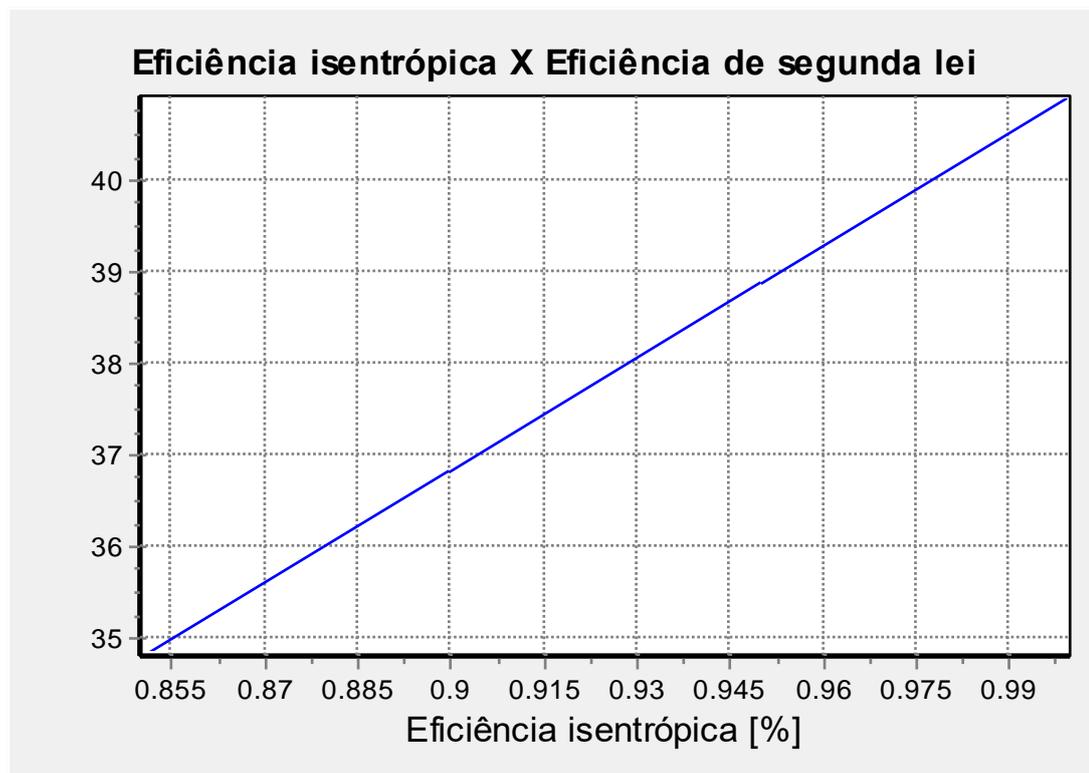


Figura 41 - Eficiência isentrópica X Eficiência de segunda lei.

Através do gráfico observa-se que a eficiência de segunda lei também aumenta conforme a eficiência isentrópica tendo um pico de 50 % quando se assume um compressor isentrópico.

### 7.1.21 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW]

Agora será avaliado o que acontece com a destruição total da exergia quando se varia a eficiência isentrópica do ciclo.

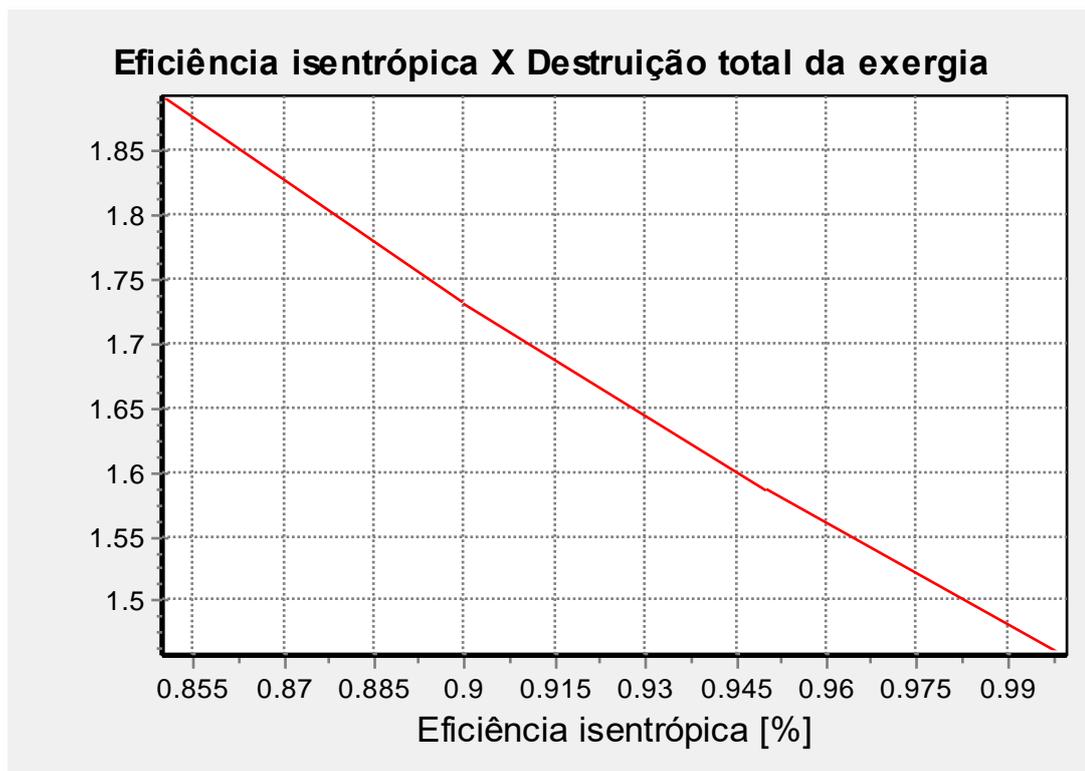
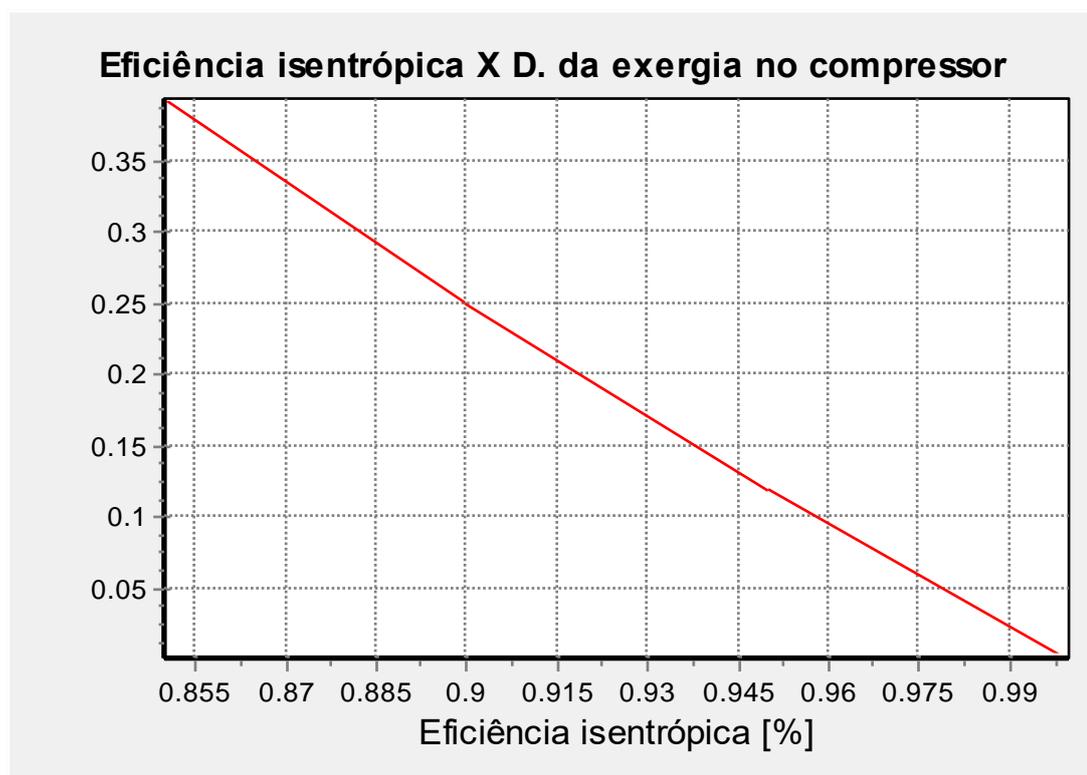


Figura 42 - Eficiência isentrópica X Destruição total da exergia.

Pode-se observar que com o aumento da eficiência isentrópica do compressor, a destruição da exergia diminui. Essa avaliação é tem caráter intuitivo, pois à medida que o compressor se torna mais eficiente, ele destrói menos exergia.

### 7.1.22 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO COMPRESSOR [kW]

Nos próximos estudos será avaliado o impacto da eficiência isentrópica sobre cada componente do ciclo. Neste estudo em específico veremos os efeitos da eficiência isentrópica sobre a destruição da exergia no próprio compressor. A Figura 43 mostra tal estudo.



**Figura 43 - Eficiência isentrópica X Destruição da exergia no compressor.**

Pode-se observar no gráfico, conforme a eficiência isentrópica do compressor aumenta, a destruição da exergia diminui. Esta análise se mostra bem coerente, já que melhorando a eficiência do compressor espera-se que ele possua uma quantidade de trabalho disponível maior.

### 7.1.23 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA X DESTRUIÇÃO DA EXERGIA NO CONDENSADOR [kW]

Nesse estudo será possível ter uma visão do comportamento da destruição da exergia no condensador ao variar a eficiência isentrópica no compressor. Vejamos na Figura 44:

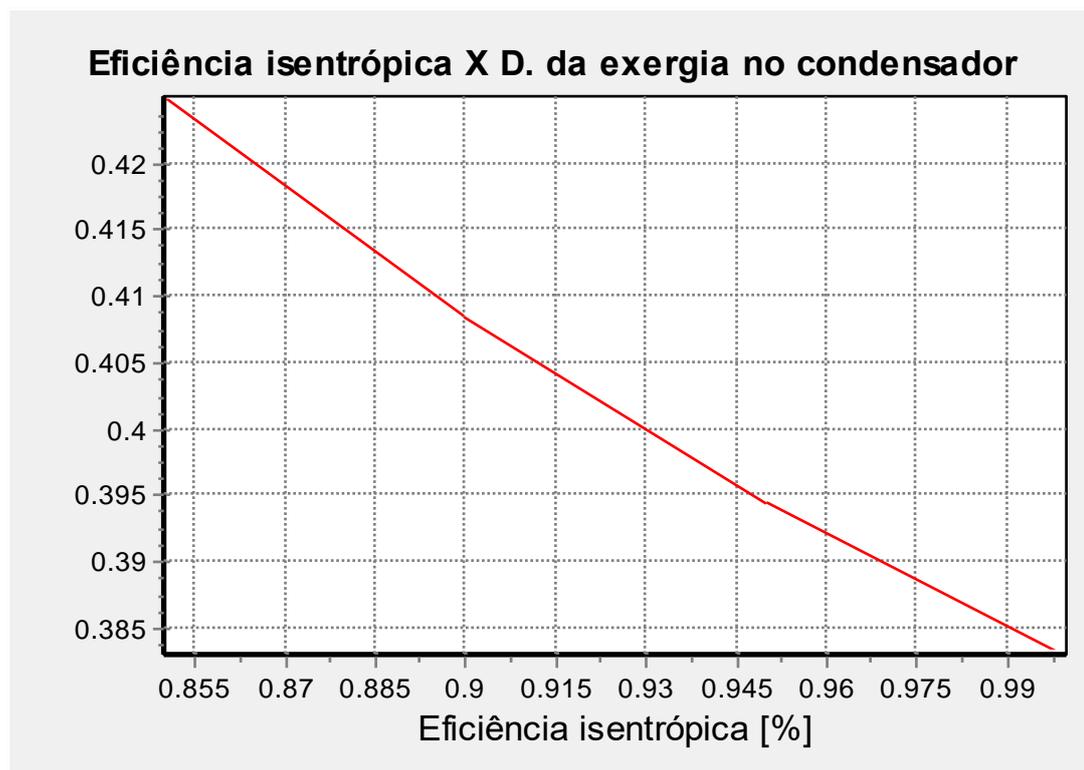


Figura 44 - Eficiência isentrópica X Destruição da exergia no condensador.

No condensador a destruição da exergia também decresce com o aumento da eficiência isentrópica no compressor.

## 7.2 ESTUDOS PARAMÉTRICOS RELACIONANDO EFICIÊNCIAS ISENTRÓPICAS REAIS

AHMADI *et al.* (2017) definem para estudos de compressores uma faixa comercial de eficiência isentrópica de 60% a 85%.

Nos estudos anteriores constou-se que uma pressão maior no evaporador tendem a serem melhores para o sistema em termos de eficiência de segunda lei, COP e destruição de exergia, já no condensador é o inverso, pressões mais baixas tendem a serem melhores para o sistema, sendo assim, serão avaliados a seguir alguns parâmetros em função dessas condições.

### 7.2.1 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW] (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR)

O estudo a seguir é a variação da eficiência isentrópica para avaliar os efeitos na destruição total da exergia, para as pressões de evaporador e condensador onde o sistema tende a operar em melhores condições no caso, 400 kPa para o evaporador e 1000 kPa para o condensador

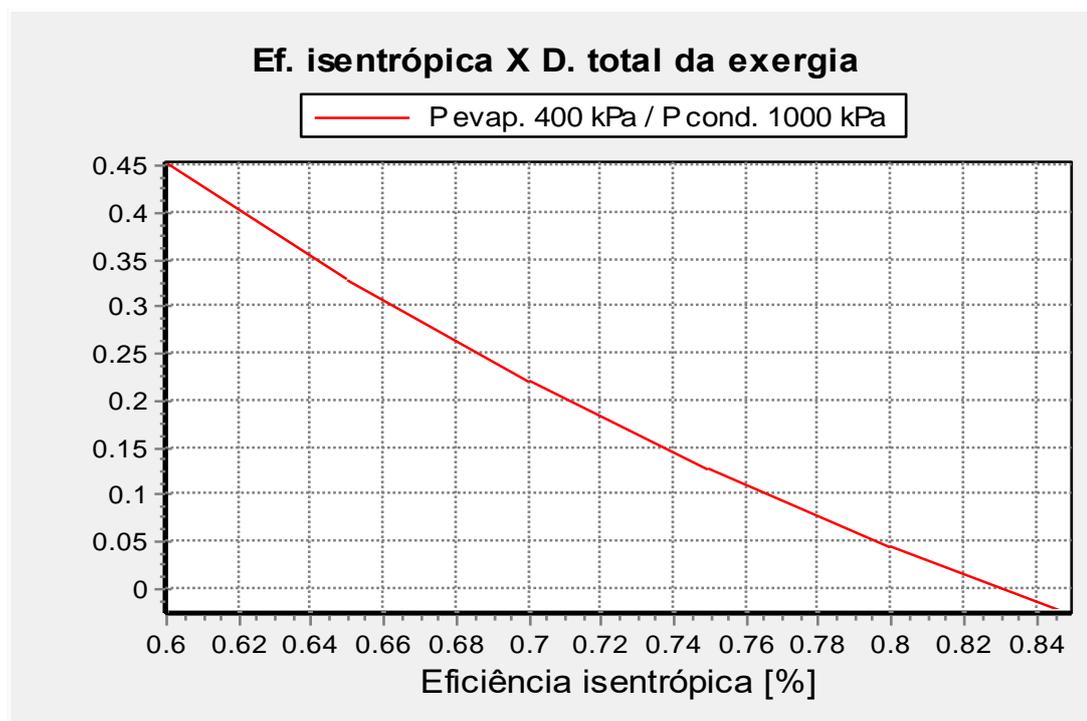


Figura 45 - Eficiência isentrópica X Destruição total da exergia (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).

Observa-se que nas melhores pressões, com o aumento da eficiência isentrópica faz a destruição da exergia tender a zero.

### 7.2.2 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X DESTRUIÇÃO TOTAL DA EXERGIA [kW] (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo será realizada a mesma variação do estudo acima, porém para as pressões que geram as piores condições para o sistema, 100 kPa no evaporador e 2000 kPa no condensador.

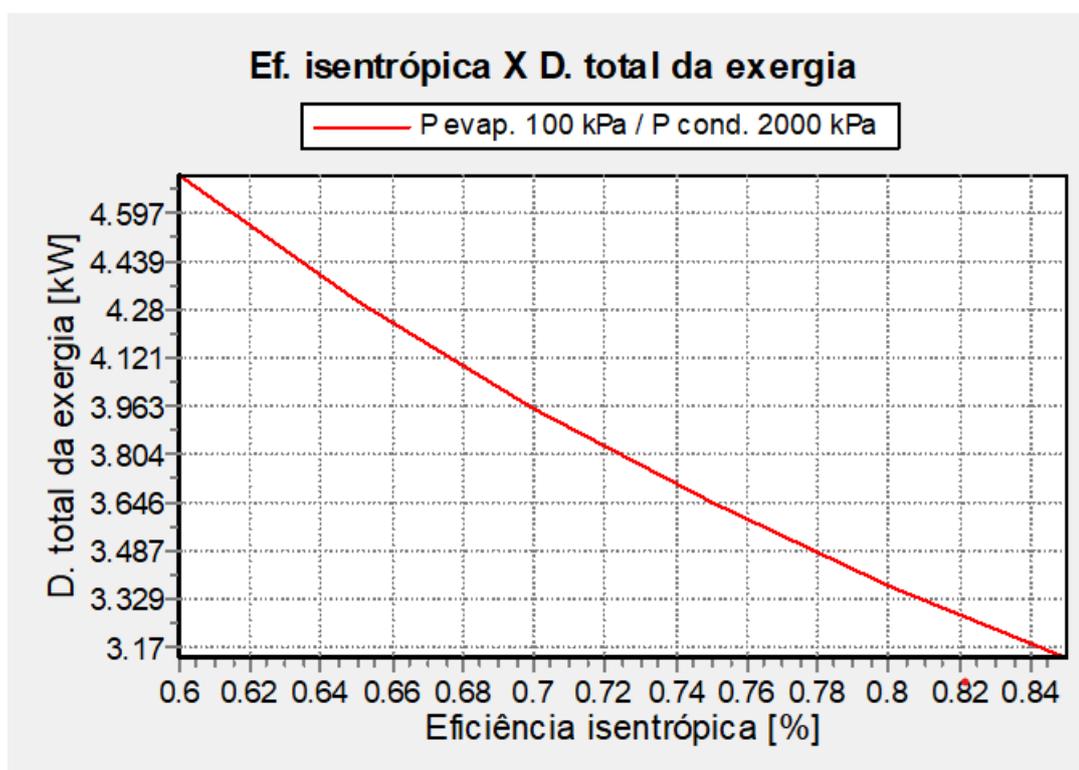


Figura 46 - Eficiência isentrópica X Destruição total da exergia (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).

Observa-se neste estudo em relação ao anterior que a destruição total da exergia fica na faixa de 3 kW mesmo na eficiência isentrópica máxima, pode-se afirmar que em piores condições de pressão o sistema destrói mais exergia mesmo que se tenha o melhor compressor.

### 7.2.3 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X COP (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR)

Agora será variada a eficiência isentrópica para verificar os efeitos sobre o COP usando a condição de possíveis melhores pressões para o sistema.

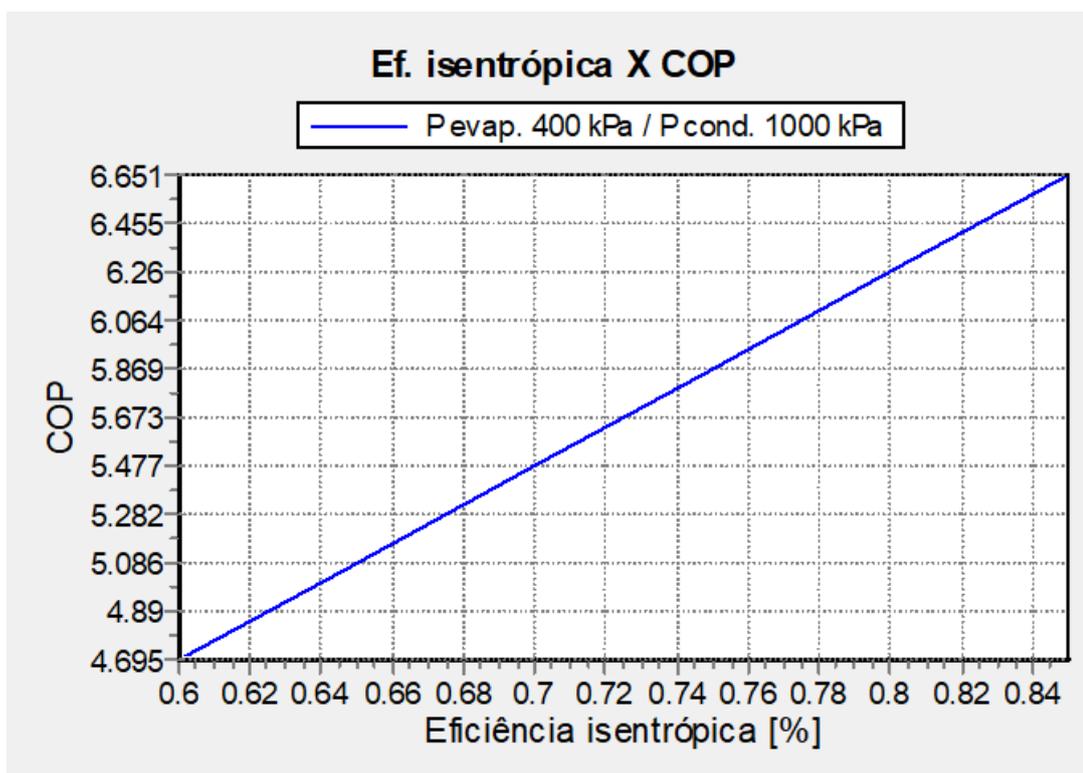


Figura 47 - Eficiência isentrópica X COP (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).

Nota-se que o COP para o melhor compressor chega a faixa 6.6 com o sistema trabalhando sob as possíveis melhores pressões para o sistema.

#### 7.2.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X COP (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo será avaliada a variação da eficiência isentrópica e o efeito sobre o COP para o sistema trabalhando com as pressões que tendem a diminuir a eficiência do sistema.

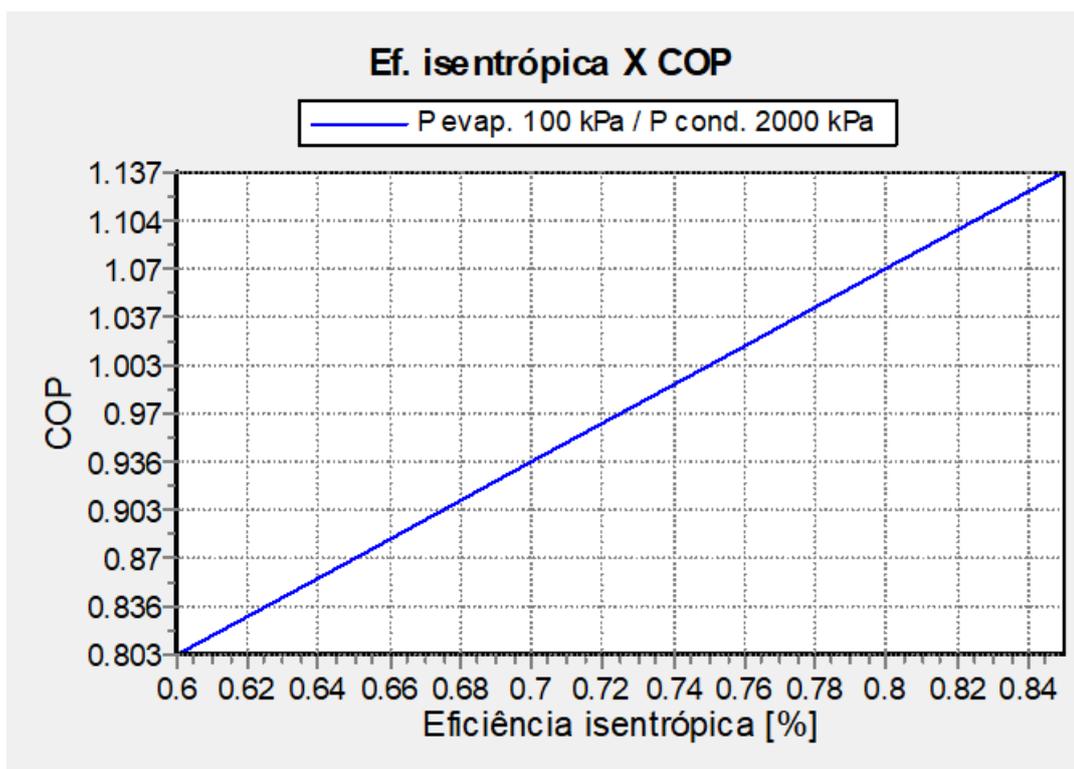


Figura 48 - Eficiência isentrópica X COP (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).

Observa-se como o COP do sistema cai bruscamente em relação as melhores pressões, para o melhor compressor não chega a 1.5.

### 7.2.5 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo será avaliada a variação da eficiência isentrópica e o efeito sobre a eficiência de segunda lei para as melhores pressões do sistema.

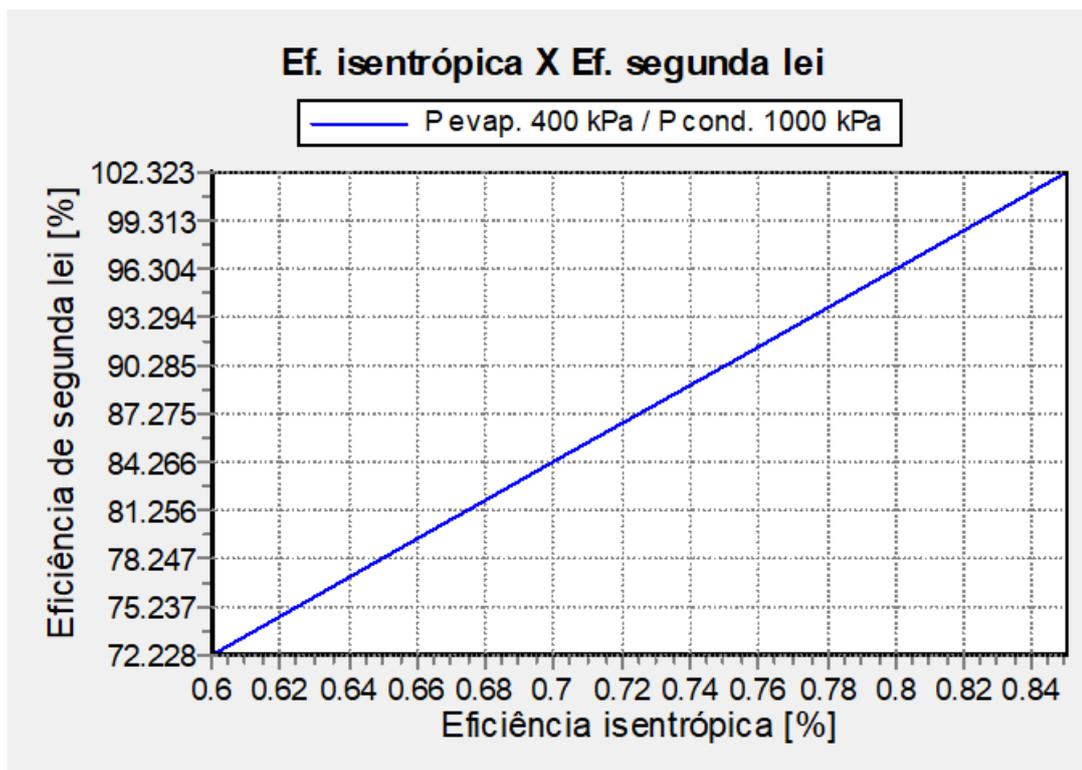


Figura 49 - Eficiência isentrópica X Eficiência de segunda lei (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).

Observa-se que nas melhores condições de pressões a eficiência de segunda lei tende a 100% conforme utiliza-se um compressor de eficiência isentrópica melhor.

### 7.2.6 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo observa-se o comportamento da eficiência de segunda lei conforme varia-se a eficiência isentrópica do compressor, para as piores pressões possíveis.

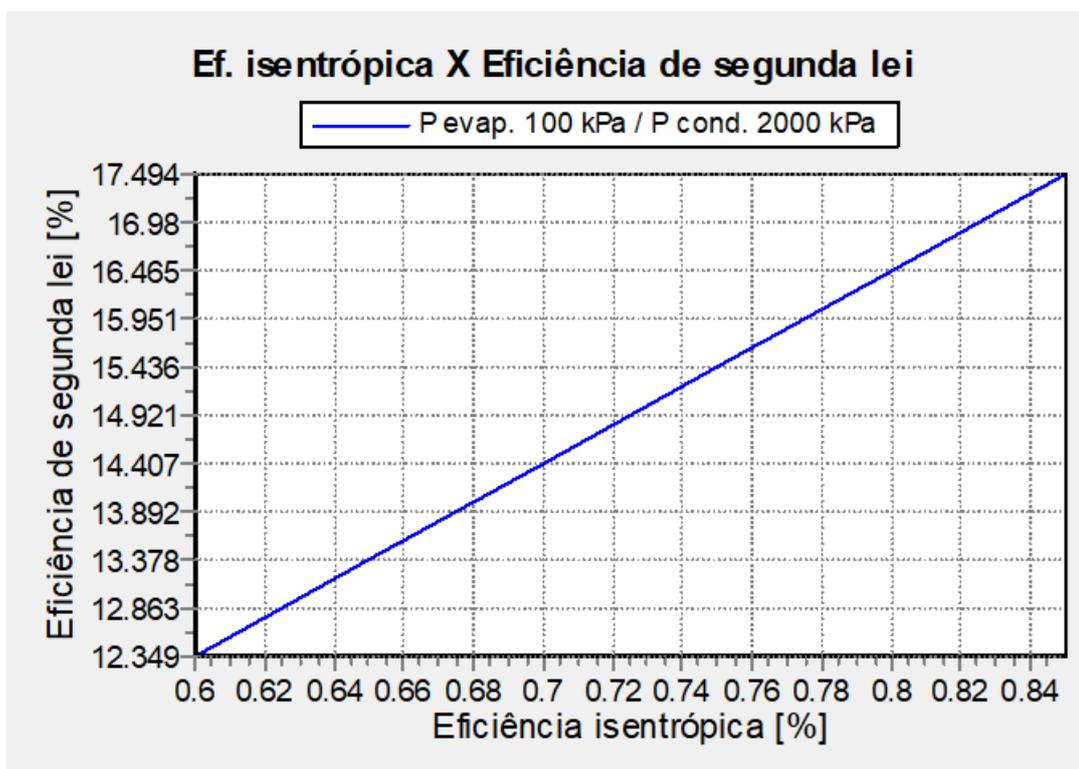


Figura 50 - Eficiência isentrópica X Eficiência de segunda lei (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).

É notado que para o caso das piores pressões possíveis a eficiência de segunda lei não passa de 17.5%, bem abaixo em relação ao caso anterior.

### 7.3 ESTUDOS PARAMÉTRICOS RELACIONANDO CUSTO

Nos próximos estudos será analisado o comportamento do custo mensal de energia  $C_{mês}$  em função da variação de alguns parâmetros do sistema.

#### 7.3.1 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X CUSTO MENSAL [US\$]

Neste estudo será avaliada a implementação de melhores compressores e o impacto no custo mensal de energia elétrica.

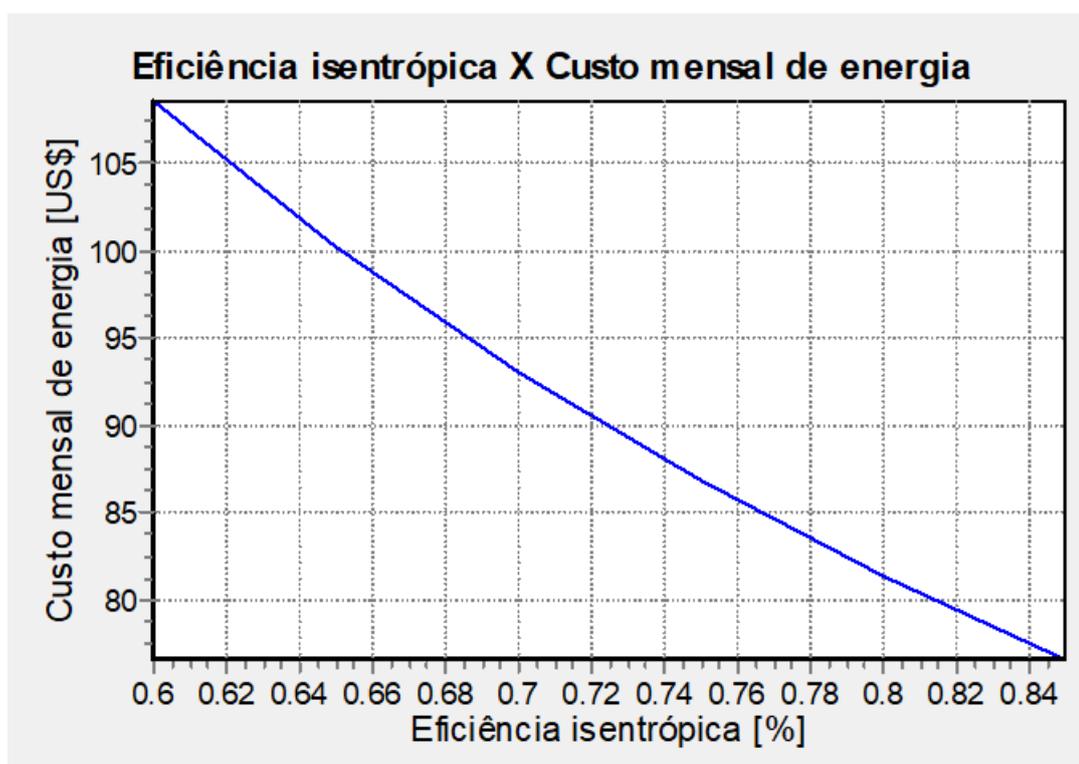


Figura 51 - Eficiência isentrópica X Custo mensal.

Através do gráfico acima vemos que o melhor compressor tem uma economia mensal de US\$ 35,00 em relação ao pior compressor.

### 7.3.2 PRESSÃO NO EVAPORADOR [kW] X CUSTO MENSAL [US\$]

Neste estudo vamos avaliar a variação da pressão no evaporador e seu efeito sobre o custo mensal.

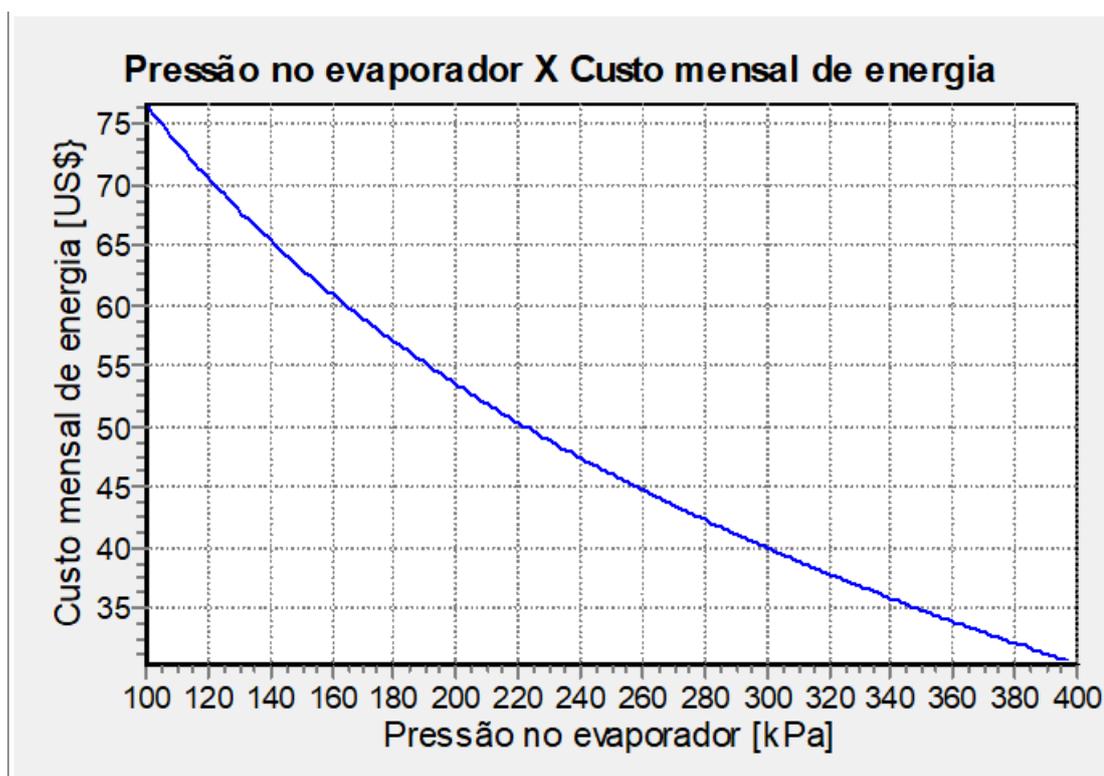


Figura 52 - Pressão do evaporador X Custo mensal

A maior pressão no evaporador oferece uma economia mensal de US\$ 45,00 em relação a menor.

### 7.3.3 PRESSÃO NO CONDENSADOR [kPa] X CUSTO MENSAL [US\$]

Neste estudo vamos analisar a variação da pressão no condensador e seu efeito sobre o custo.

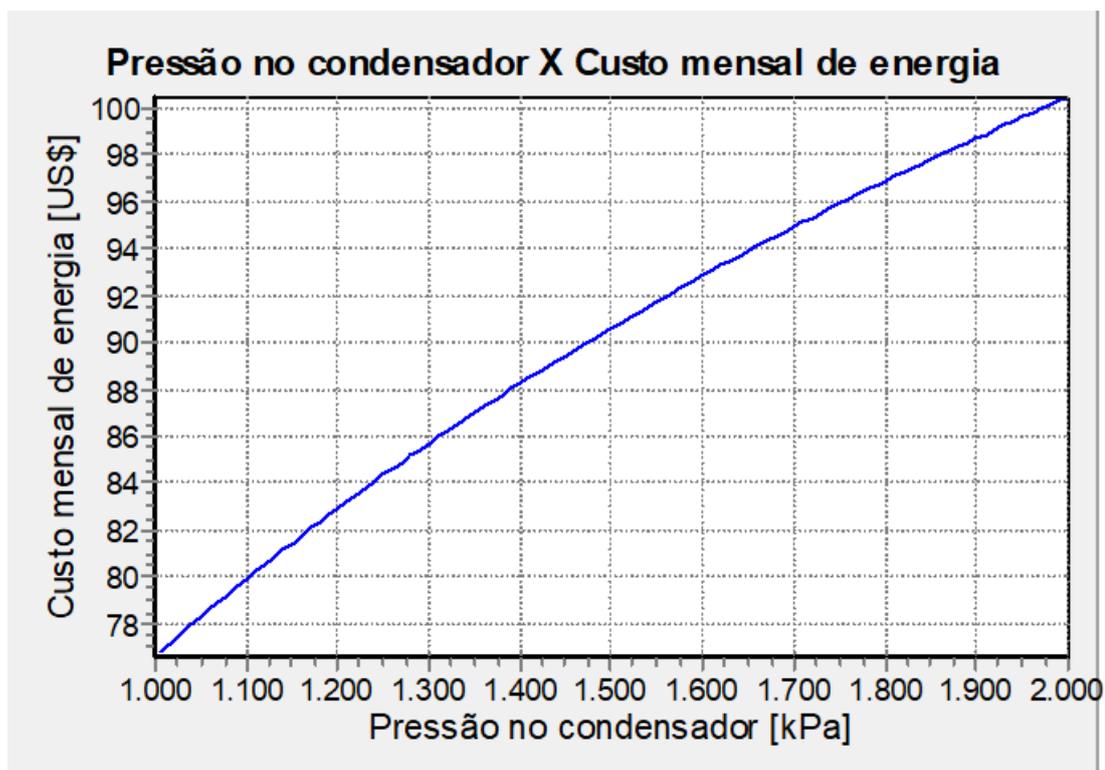


Figura 53 - Pressão do condensador X Custo mensal

Conforme a pressão no condensador aumenta, o valor varia entre US\$ 76,00 e US\$ 100,00, dando uma diferença de custo mensal de US\$ 24,00.

### 7.3.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X CUSTO MENSAL [US\$] (PRESSÕES 400 kPa NO EVAPORADOR E 1000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo vamos avaliar a variação da eficiência isentrópica e seus efeitos sobre o custo mensal de energia para as pressões nas quais o sistema tende a apresentar melhor comportamento.

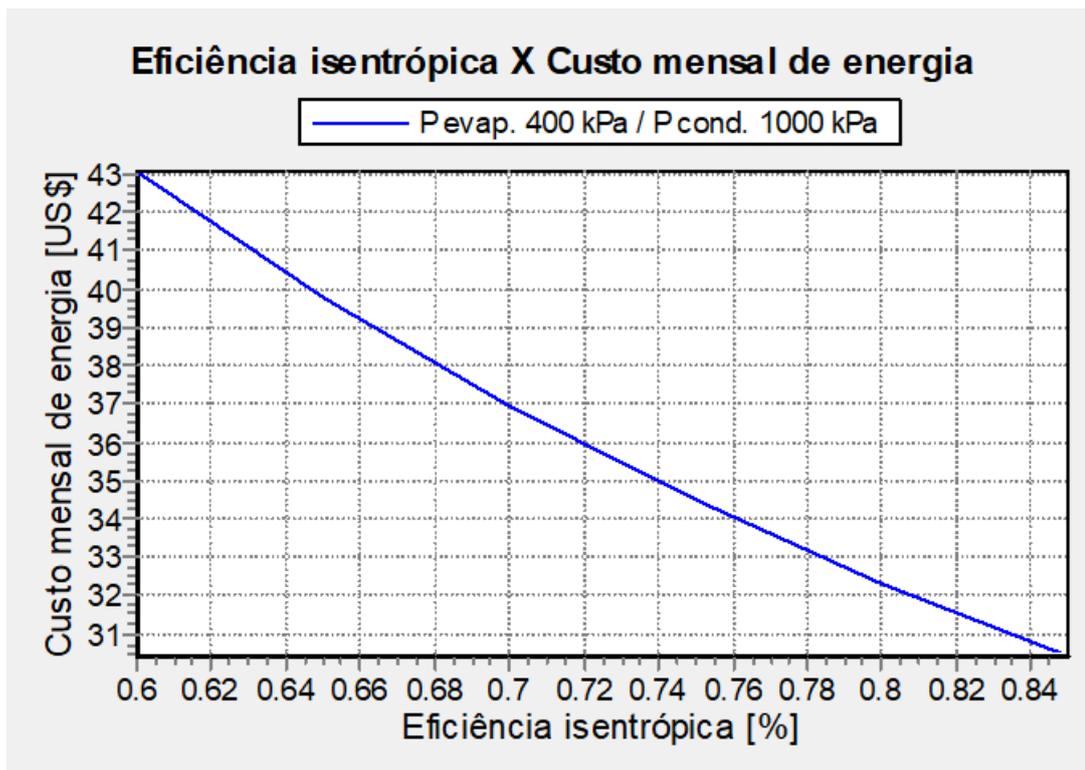


Figura 54 - Eficiência isentrópica X Custo mensal (pressões em que o sistema tende a ser mais eficiente).

É possível observar que entre o pior e melhor compressor a diferença de custo mensal de energia é de US\$ 13,00.

### 7.3.5 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA [%] X CUSTO MENSAL [US\$] (PRESSÕES 100 kPa NO EVAPORADOR E 2000 kPa NO CONDENSADOR)

Neste estudo vamos avaliar o custo mensal de energia quando variamos a eficiência isentrópica.

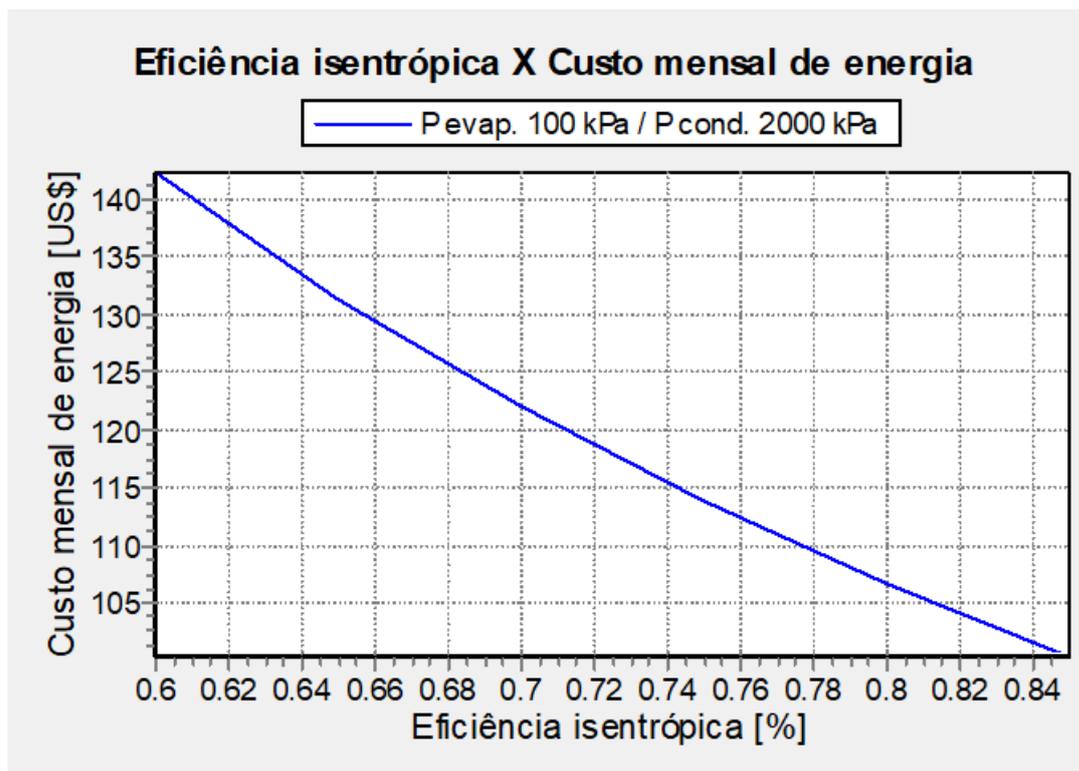


Figura 55 - Eficiência isentrópica X Custo mensal (pressões em que o sistema tende a ser menos eficiente).

Observamos que nesta condição o custo mensal pode chegar a US\$ 42,00 para o caso do pior compressor.

## 8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho mostrou de forma simples e didática um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor utilizando os conceitos de primeira e segunda lei da termodinâmica e fazendo estudo da propriedade de exergia.

Foi mostrado o *software* *Interactive Thermodynamics* (IT), para realização de estudos paramétricos afim de avaliar o comportamento do ciclo sob diferentes condições.

Com o uso do programa foi realizada análise exergética do problema de referência bem como mostrada suas principais características.

As principais contribuições do presente trabalho foram a implementação de um código para um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, além de mostrar e enfatizar a importância de uma análise exergética para estudos termodinâmicos, fazendo uma breve análise de custo e mostrando como alguns parâmetros do ciclo são capazes de aumentar ou diminuir os custos com energia elétrica.

Fica claro a necessidade de estudo da segunda lei da termodinâmica para uma análise mais precisa de um equipamento, bem como a facilidade que um aporte computacional trás para os profissionais de engenharia.

Com o estudo “Pressão do evaporador X Destruição da exergia no evaporador”, percebe-se uma limitante de projeto. Não é viável operar o sistema a pressões no evaporador acima de 176 kPa, pois teria destruição da exergia negativa, o que é fisicamente impossível, pois viola a segunda lei da termodinâmica. Além disso, na pressão de 179 kPa a temperatura do fluido refrigerante no evaporador passa a ser maior que a temperatura do ambiente a ser refrigerado, o que causa a inversão do fluxo de calor. Isso limita o máximo de pressão no evaporador que o sistema é capaz de operar, em 176 kPa.

Com os estudos realizados observa-se que conforme a pressão no evaporador aumenta, a destruição total da exergia diminui. Além disso, para pressões menores no condensador, a destruição da exergia é menor, porém sem considerar a limitante citada anteriormente.

Obtendo os estudos foi possível observar que com o aumento da eficiência isentrópica do compressor, a destruição da exergia diminui, essa avaliação é tem

caráter intuitivo, pois à medida que o compressor se torna mais eficiente, ele destrói menos exergia.

## **9 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS**

### **9.1 ANÁLISE DE CUSTO MAIS APROFUNDADA**

Para trabalhos futuros fica o interesse de aplicar uma análise aprofundada a respeito dos custos, sejam eles tanto em questão de consumo de energia como em aquisição de equipamentos melhores para o sistema, assim como uma análise de viabilidade da aquisição de equipamentos de custo mais elevados.

### **9.2 ANÁLISE EXERGOAMBIENTAL DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

A análise exergoambiental está alinhada com os interesses atuais de desenvolvimento sustentável. Esse estudo pode revelar objetivamente o quanto que o quilowatt produzido em energia elétrica polui ou agride o ambiente através de suas usinas, bem como o quanto a diminuição da destruição da exergia é capaz de diminuir a agressão ao meio ambiente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALJUNDI, I. H. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. Applied Thermal Engineering, v. 29, p. 324-328, 2009.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; ANTONOPOULOS, Kimon A. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. Applied Thermal Engineering, 2016.

BEZERRA, Paula; DA SILVA, Fábio; CRUZ, Talita; MISTRY, Malcolm; VASQUEZ-ARROYO, Eveline; MAGALAR, Leticia; DE CIAN, Enrica; LUCENA, André F.P.; SHAEFFER, Roberto. Impacts of a warmer world on space cooling demand in Brazilian households. Energy & Building., v. 234, Março 2021.

ÇENGEL Y. A., B. M. A. Termodinâmica. [S.l.]: Bookman, 2013.

ÇENGEL Yunus A; BOLES, Michael A. Termodinâmica, 7 ed., São Paulo: AMGH, 2011.

DAUGAARD, D. Interactive thermodynamics v 3.0, to accompany Fundamentals of engineering thermodynamics [by] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, 2008.

DEPAULA, G.; MENDELSON, R. Development and the Impact of Climate Change on Energy Demand: Evidence from Brazil. Climate Change Economics., v. 1, n. 3, p. 187-208, 2010.

DINCER, I.; ÇENGEL, Y. A. Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering. Entropy: International and Interdisciplinary Journal of Entropy and Information Studies., n. 3, p. 116-149, Setembro 2001.

DINÇER, Ibrahim; ROSEN, Marc A. Rosen.; AHMADI Pouria. Optimization of Energy Systems. Nova Jersey: John Wiley & Sons, 2017.

<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/fontes-de-energia>. 2023

<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/fontes-de-energia#:~:text=S%C3%A3o%20exemplos%20de%20fontes%20renov%C3%A1veis,das%20mar%C3%A9s%20e%20das%20ondas>. (2023)

<https://pubs.acs.org/doi/full/10.1021/acs.iecr.2c01427>

<https://software.com.br/p/refprop>. (2023)

JOYBARI M. M. et al. Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n.p. 1233-1242, fevereiro de 2013.

MENDES, MOCHIZUKI, PIRANI, VENTURINI. *Análise Exergética de um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor*. São Luis (MA), 2012.

MORAN, M. J. et al. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 8ª. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2018.

MORAN, M. J.; TSATSARONIS, G. Exergy-aided cost minimization. *Energy Conversion and Management*, v. 38, p. 1535-1542, Novembro 1997.

NASCIMENTO. *Análise Termodinâmica de Ciclos de Refrigeração Empregados em Ultrafreezers*. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Espírito Santos, 2022.

SANTOS. *Análise da Eficiência Exergética de um Sistema de Refrigeração VRF com Diferentes Tipos de Refrigerantes*. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. 2018.

STOECKER, W.F.; JABARDO. J. M. S. *Refrigeração Industrial: 2ª edição*. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 2002.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. 6. ed. New York: Hemisphere, 1988.

TSATSARONIS, G.; BEJAN, A.; MORAN, M. J. *Thermal design and optimization*. 1ª. ed. New York: Wiley, 1996.

TSATSARONIS, G.; PISA, J. Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems — application to the CGAM problem. *Energy*, v. 19, n. 3, p. 287-321, Março 1994.

WARK, K. *Advanced Thermodynamics for Engineers*. Singapore: McGraw-Hill, 1995.

YATAGANBABA, A.; KILICARSLAN, A.; KURTBAS, I. Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapor compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 60, n.p. 26-37, agosto de 2015.