

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

**ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
SISTEMAS DE PROCESSOS QUÍMICOS E INFORMÁTICA**

Análise Exergética de um Ciclo em Cascata para Liquefação de Gás Natural

Autora: Liza Cipolato

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Química como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Campinas - São Paulo
Julho de 2008

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

C495a Cipolato, Liza
Análise exergetica de um ciclo em cascata para
liquefação de gás natural / Liza Cipolato.--Campinas, SP:
[s.n.], 2008.

Orientador: José Vicente Hallak D' Angelo
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Gás natural. 2. Exergia. 3. Refrigeração. 4.
Planejamento experimental. 5. Simulação por computador.
I. D' Angelo, José Vicente Hallak. II. Universidade Estadual
de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III.
Título.

Título em Inglês: Exergetic analysis of cascade cycle for natural gás liquefaction

Palavras-chave em Inglês: Natural gas, Exergetic analysis, Refrigeration cycle,
Simulation, Design of experiment

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

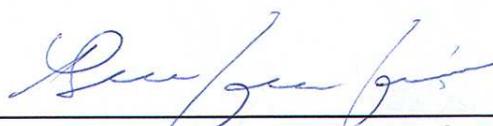
Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Ana Maria Frattini Fileti, Ricardo Belchior Tôres

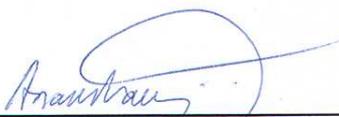
Data da defesa: 25/07/2008

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

**Dissertação de Mestrado defendida por Liza Cipolato e aprovada em
25 de julho de 2008 pela banca examinadora constituída pelos doutores:**



**Prof. Dr. Ricardo Belchior Tôrres
Centro Universitário da FEI**

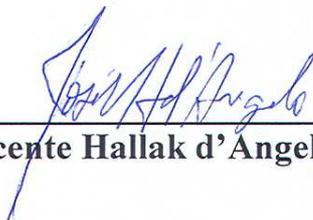


**Prof. Dr Ana Maria Frattini Fileti
FEQ/UNICAMP**



**Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo (orientador)
FEQ/UNICAMP**

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado em Engenharia Química da aluna Liza Cipolato, defendida e aprovada em 25 de julho de 2008.



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo – FEQ/UNICAMP

Á minha tia Palmyra Mietto (em memória),
que há vinte anos atrás me ensinou a escrever.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao constante apoio e compreensão de meus pais, Janete Mietto e Aldo Antônio Cipolato, que sempre me guiaram pelos melhores caminhos e acreditaram nas minhas escolhas.

Em especial, agradeço ao meu orientador e amigo, José Vicente Hallak d'Angelo, pelos ensinamentos, conselhos e, principalmente, pela motivação.

Aos meus queridos amigos, Thaís Manzano Parisotto e Marcelo Silva Cabral, que sempre estiveram por perto e me ajudaram nas horas de dúvida e dificuldade. E também compartilharam muitas risadas, lembrando histórias da turma do Porto e da época de graduação.

Finalmente, gostaria de agradecer a Deus pela saúde, família e fé.

RESUMO

O comércio de gás natural liquefeito apresenta um crescente interesse por parte tanto de países exportadores como dependentes desta fonte energética. Apesar de o transporte por gasoduto ser muito menos suscetível a perdas, ele se torna inviável a longas distâncias ou a demandas variáveis. A liquefação do gás natural também proporciona o armazenamento desta fonte energética numa forma estável e de alto potencial energético, evidenciando o caráter estratégico do processo. Desde a década de 60 a tecnologia para liquefação do gás natural é utilizada, porém, apenas há alguns anos os países iniciaram o comércio desta fonte energética em larga escala e isto acarretará um aumento mundial tanto no número de terminais exportadores (plantas de liquefação) quanto importadores (terminais de regaseificação). O processo de liquefação do gás natural ocorre através de uma sequência de ciclos termodinâmicos de refrigeração, e estes, por sua vez, precisam trabalhar de forma otimizada para reduzir perdas. A análise exergética é uma ferramenta muito útil para avaliar estas perdas e pode ser essencial na instalação de uma nova planta ou melhoria de uma já existente. O presente trabalho realizou uma análise exergética de um ciclo de refrigeração utilizado para a liquefação de gás natural, o qual é do tipo multiestágio em cascata, padrão utilizado atualmente, sendo o mais conhecido e difundido entre as indústrias da área. Primeiramente, o processo foi simulado em *software* comercial *Hysys* (versão 3.2 da Aspen Technology). O resultado obtido da simulação foi validado através de comparação com dados da literatura, mostrando-se adequado. Em seguida, a simulação foi testada em diferentes condições operacionais, seguindo um planejamento fatorial completo, o qual teve como objetivo verificar a influência da variação das pressões de seis pontos específicos do ciclo sobre a variável resposta, que é a taxa de exergia total destruída no processo, visando sua minimização. Os resultados obtidos levaram a uma nova condição de operação para o ciclo de refrigeração com redução de aproximadamente 48% da taxa de exergia destruída com relação aos dados do caso obtido da literatura. Tal resultado evidencia o potencial da metodologia termodinâmica utilizada, demonstrando sua aplicação em estudos de melhoria do desempenho de ciclos de refrigeração para a indústria de liquefação de gás natural.

ABSTRACT

The liquefied natural gas trade shows a growing interest either from countries which are exporters or countries which depend on this kind of energetic source. Although gas pipelines are less susceptible of transportation losses, they become impracticable when distances are too long or when demands are highly variable. The liquefaction of natural gas also enables its storage in a stable way, in which energetic potential is high, expressing the strategic purpose of the process. Since the 1960 decade natural gas liquefying technology is been used, but only a few years ago countries have started the trade of this kind of energetic source on a large scale. Consequently, the number of exporter terminals (liquefaction industries) and importer terminals (regasification plants) will increase worldwide. The natural gas liquefaction process is based on a sequence of refrigeration thermodynamics cycles, which need to work in an optimized way in order to reduce losses. The exergy analysis is a very useful tool to evaluate these losses and can be crucial in a new plant installation or in a current one improvement. This dissertation performed an exergy analysis of a multistage cascade refrigeration cycle applied in natural gas liquefaction. The multistage cascade cycle is currently the standard type, being the most known and diffused among industries. Firstly, the process was simulated in commercial software Hysys (version 3.2 of Aspen Technology). The result obtained from the simulation was validated by comparison with the literature data and showed a very adequate similarity. After that, the simulation was checked in different operational conditions, according to the complete factorial design of experiments. The design of experiments' objective was to verify the pressure influence of six specific points of the cycle over the response variable, which is the rate of total exergy destroyed in the cycle, in order to reach its minimal value. The results showed a new operational condition to the refrigeration cycle, in which the destroyed exergy rate was reduced by approximately 48% in comparison with literature data. This result provides evidence of the high potential of the thermodynamic tool used, showing its application in studies of performance improvements for refrigeration cycles in industries of natural gas liquefaction.

SUMÁRIO

1) INTRODUÇÃO.....	1
1.1) O Gás Natural como Matriz Energética.....	1
1.2) Considerações sobre o Gás Natural no Brasil.....	5
1.3) Justificativa	7
1.4) Objetivos.....	7
2) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1) Tecnologia e Mercados para o Gás Natural Liquefeito	9
2.2) Ciclos de Refrigeração para Liquefação de Gás Natural	12
2.3) Análise Exergética	17
3) METODOLOGIA.....	21
3.1) Sistema e Hipóteses Adotadas	21
3.2) Descrição do Processo	23
3.3) Simulação do Processo	28
3.4) Planejamento Experimental	31
3.5) Aplicação da Análise Exergética	36
4) RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	38
4.1) Comparação da Simulação com Dados da Literatura.....	38
4.2) Testes Preliminares	41
4.3) Resultados do Planejamento Experimental.....	45
5) CONCLUSÕES	64
6) SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	67
7) REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
8) ANEXOS.....	71
8.1) Ensaio do Planejamento Experimental Fatorial 2 ⁴	71
8.2) Telas dos Programas Utilizados.....	83
8.3) Software estatístico <i>Minitab 15</i>	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Reapresentação gráfica dos dados da Tabela 1.3.....	4
Figura 1.2: Investimento brasileiro necessário para o setor energético no período 2005-2030 (Fonte: World Energy Outlook 2006).	6
Figura 2.1: Ciclo de refrigeração típico.....	12
Figura 2.2: Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração em cascata.	15
Figura 2.3: Ciclo de refrigeração em cascata (Kanoglu, 2002).	16
Figura 3.1: Fluxograma do ciclo de refrigeração em cascata.	24
Figura 4.1: Taxa de exergia total destruída no subciclo do metano em função da eficiência do compressor.....	43
Figura 4.2: Taxa de exergia total destruída no subciclo do propano em função da eficiência do compressor.....	43
Figura 4.3: Taxa de exergia total destruída no subciclo do etano em função da eficiência do compressor.....	44
Figura 4.4: Gráficos dos efeitos sobre a taxa de exergia destruída – 65 casos.....	49
Figura 4.5: Gráfico da interação entre variáveis – 65 casos.....	51
Figura 4.6: Gráficos dos efeitos sobre a taxa de exergia destruída – 17 casos.....	54
Figura 4.7: Gráfico da interação entre variáveis – 17 casos.....	55
Figura 4.8: Gráfico de Pareto – 17 casos.....	56
Figura 4.9: Gráfico de Pareto das variáveis significativas.	57
Figura 4.10: Gráficos dos resíduos.....	58
Figura 4.11: Gráfico de linhas de contorno para relação entre as pressões das correntes 7 e 10.	61
Figura 4.12: Gráfico de superfície para relação entre a taxa de exergia destruída e as pressões das correntes 7 e 10.....	61
Figura 4.13: Gráfico de linhas de contorno - intervalo restrito.	62

Figura 8.1: Tela de simulação do ciclo de refrigeração construída no <i>software Hysys</i>	83
Figura 8.2: Tela da planilha eletrônica para cálculo das perdas exergéticas a partir de dados obtidos do <i>software Hysys</i>	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1: Perspectiva de crescimento mundial da demanda de gás natural [bilhão m ³].	1
Tabela 1.2: Localização das atuais reservas mundiais de gás natural.	3
Tabela 1.3: Expectativa de produção de gás natural por país/ região para 2004-2030.	4
Tabela 2.1: Quantidade de terminais exportadores de gás natural liquefeito por região.....	9
Tabela 2.2: Quantidade de terminais importadores de gás natural liquefeito por região.	10
Tabela 2.3: Resumo das vantagens e desvantagens do ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural.	14
Tabela 3.1: Composição do gás natural.....	22
Tabela 3.2: Correntes de cada subciclo de refrigeração.	24
Tabela 3.3: Propriedades das correntes do ciclo de refrigeração de gás natural.	26
Tabela 3.4: Propriedades das correntes do processo, em especial, dados de entrada para a simulação (células sombreadas).	30
Tabela 3.5: Propriedades das correntes de referência.....	31
Tabela 3.6: Limites superior e inferior das variáveis a serem testadas.	33
Tabela 3.7: Matriz do planejamento experimental – 65 casos.	34
Tabela 4.1: Comparação entre dados da literatura e obtidos da simulação.	39
Tabela 4.2: Porcentagem de perda exergética por equipamento para o caso base.	42
Tabela 4.3: Resultados da matriz do planejamento experimental – 65 casos.	46
Tabela 4.4: Resultados da matriz do planejamento experimental – 17 casos.	53
Tabela 4.5: Comparação entre resultados da simulação e valores preditos.....	60
Tabela 4.6: Condição ótima de operação.....	63
Tabela 8.1: Propriedades das correntes da simulação 09 – Caso base.	71
Tabela 8.2: Propriedades das correntes da simulação 01.	72
Tabela 8.3: Propriedades das correntes da simulação 02.	72

Tabela 8.4: Propriedades das correntes da simulação 03.	73
Tabela 8.5: Propriedades das correntes da simulação 04.	74
Tabela 8.6: Propriedades das correntes da simulação 05.	74
Tabela 8.7: Propriedades das correntes da simulação 06.	75
Tabela 8.8: Propriedades das correntes da simulação 07.	76
Tabela 8.9: Propriedades das correntes da simulação 08.	76
Tabela 8.10: Propriedades das correntes da simulação 10.	77
Tabela 8.11: Propriedades das correntes da simulação 11.	78
Tabela 8.12: Propriedades das correntes da simulação 12.	78
Tabela 8.13: Propriedades das correntes da simulação 13.	79
Tabela 8.14: Propriedades das correntes da simulação 14.	80
Tabela 8.15: Propriedades das correntes da simulação 15.	80
Tabela 8.16: Propriedades das correntes da simulação 16.	81
Tabela 8.17: Propriedades das correntes da simulação 17.	82

NOMENCLATURA

ex	Exergia específica (kJ/kg)
Ex_d	Taxa de exergia destruída (kJ/h)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
k	Fatores do planejamento experimental
m	Vazão mássica (kg/h)
n	Níveis do planejamento experimental
P_i	Pressão na corrente i (kPa)
Q	Fluxo de calor (kJ/h)
s	Entropia específica (kJ/kg. °C)
T	Temperatura absoluta (K)
W	Trabalho (kJ/h)

SUBSCRITOS

o	estado de referência
e	valor da variável na entrada do volume de controle
s	valor da variável na saída do volume de controle
VC	volume de controle

1) INTRODUÇÃO

Neste capítulo será apresentada uma visão geral do cenário mundial de gás natural, assim como a participação do Brasil neste mercado. Após este esclarecimento preliminar, serão descritos a justificativa e os objetivos deste trabalho de pesquisa.

1.1) O Gás Natural como Matriz Energética

O gás natural é um combustível chave para os setores de geração de energia elétrica e industrial. Na geração de energia, o gás natural é fortemente utilizado devido à sua alta eficiência e aos seus produtos de combustão serem menos poluentes que o de outras fontes energéticas, como óleo e outros derivados de petróleo. Já o setor industrial foi, em 2004, responsável pelo consumo de 44% do total de gás natural consumido mundialmente e este valor deve ser mantido nas projeções até 2030 (International Energy Outlook, 2007).

A Tabela 1.1 apresenta o volume de gás natural consumido mundialmente em 2002 e a perspectiva de crescimento até 2030.

Tabela 1.1: Perspectiva de crescimento mundial da demanda de gás natural [bilhão m³].

	2002	2010	2020	2030	2002-2030* [%]
América do Norte	759	866	1002	1100	1,3
Europa	491	585	705	807	1,8
Países do Pacífico	130	173	216	246	2,3
Rússia	415	473	552	624	1,5
Outras economias em transição	220	254	311	360	1,8
China	36	59	107	157	5,4
Indonésia	36	53	75	93	3,5
Índia	28	45	78	110	5,0
Outros países da Ásia	109	166	242	313	3,8
Brasil	13	20	38	64	5,8
Outros países da América Latina	89	130	191	272	4,1
África	69	102	171	276	5,1
Oriente Médio	219	290	405	470	2,8
Mundo	2622	3225	4104	4900	2,3

* Crescimento médio anual/ Fonte: World Energy Outlook, 2004

A partir da Tabela 1.1 pode-se observar que tanto para o período atual quanto nas projeções futuras, o maior consumidor de gás natural é a América do Norte, com destaque para os Estados Unidos, que sempre responderam pela maior parcela de consumo mundial de gás natural desde a década de 50. Também nota-se que os países com maior perspectiva de crescimento são Brasil, China, África e Índia. Para China, África e Índia este crescimento está principalmente ligado à substituição de outras fontes energéticas, por exemplo, carvão e óleo, pelo gás natural. O Brasil passa por um crescimento acelerado no consumo de gás natural devido principalmente ao desenvolvimento do setor industrial, que é responsável por 80% do crescimento do consumo, e também devido à política de preços mantida pelo governo, com o objetivo de aumentar o consumo deste combustível (World Energy Outlook, 2006). O governo, entretanto, não conseguirá segurar os preços, que tendem a subir conforme reajustes do mercado financeiro na cesta internacional de óleos combustíveis e renegociações com a Bolívia.

A Tabela 1.2 apresenta a localização das atuais reservas de gás natural no mundo e a Tabela 1.3, a expectativa de crescimento da produção de gás natural. O país com a maior reserva é a Rússia, com 27,2% do volume mundial, o que a possibilita ser o maior produtor, como pode ser observado na Tabela 1.3. Esta relação, reservas disponíveis versus produção, é analisada tanto por país quanto mundialmente. Do ponto de vista mundial, tem-se um valor de 65 anos, que seria o tempo, a partir do ano de 2007, de disponibilidade de gás natural, considerando-se as reservas atuais. Para a América Central e do Sul, este valor é de aproximadamente 52 anos; para a Rússia, de 80 anos e para a África, de 88 anos. O Oriente médio tem a maior relação reservas versus produção: maior que 100 anos (World Energy Outlook, 2007). Esta posição de destaque para o Oriente médio também pode ser observada na Tabela 1.2, através dos países Irã, Catar, Arábia Saudita, Emirados Árabes, Iraque, Egito e Kuwait. Informações sobre a formação e exploração de reservas de gás natural e características de armazenamento podem ser encontradas em Katz e Lee (1990).

Observa-se que o cenário apresentado não considera a reserva brasileira descoberta em novembro de 2007 na região da Bacia de Santos. Estima-se que esta reserva possa colocar o Brasil em uma posição de 8º ou 9º no ranking mundial.

Tabela 1.2: Localização das atuais reservas mundiais de gás natural.

País	Reservas [trilhão m ³]	Porcentagem com relação ao total mundial [%]
Mundo	175,08	100,0
Países Top 20	158,63	90,6
Rússia	47,57	27,2
Irã	27,58	15,8
Catar	25,80	14,7
Arábia Saudita	6,80	3,9
Emirados Árabes	6,06	3,5
Estados Unidos	5,78	3,3
Nigéria	5,15	2,9
Argélia	4,59	2,6
Venezuela	4,30	2,5
Iraque	3,17	1,8
Turcomenistão	2,83	1,6
Cazaquistão	2,83	1,6
Indonésia	2,78	1,6
Noruega	2,32	1,3
China	2,27	1,3
Malásia	2,12	1,2
Uzbequistão	1,84	1,1
Egito	1,67	1,0
Canadá	1,64	0,9
Kuwait	1,56	0,9
Outros Países	16,45	9,4

Fonte: World Energy Outlook 2007

Na Tabela 1.3 pode-se observar que, além da Rússia, Estados Unidos e Oriente Médio ocupam lugar de destaque no cenário mundial de produção de gás natural. Os Estados Unidos ocupam, atualmente, o segundo lugar no ranking de países produtores de gás natural, porém não apresentam um crescimento considerável para o período analisado, como pode ser observado na Figura 1.1 que apresenta os dados mais representativos da Tabela 1.3 de forma gráfica. Com isto, os Estados Unidos devem ser ultrapassados pelo Oriente Médio após 2020, país que apresenta o maior crescimento (22%) com relação ao crescimento total mundial. Na Figura 1.1, pode-se verificar o crescimento constante e destoante de Rússia, Oriente Médio e África. A África apresenta o terceiro maior crescimento para o período analisado (2004-2030), 15%.

Tabela 1.3: Expectativa de produção de gás natural por país/ região para 2004-2030.

Países/ região	Produção em 10^{15} m^3						Crescimento [%]
	2004	2010	2015	2020	2025	2030	
Estados Unidos	538	552	558	592	586	586	3%
Canadá	184	193	181	170	167	170	-1%
México	42	51	57	68	74	85	2%
Japão	3	3	3	3	3	3	0%
Coréia do Sul	0	0	0	0	0	0	0%
Austrália/ Nova Zelândia	42	59	85	105	119	130	5%
Rússia	634	705	776	850	923	997	20%
China	40	71	88	99	113	122	5%
Índia	28	42	48	59	68	71	2%
Oriente Médio	280	391	493	569	617	682	22%
África	150	221	269	314	368	428	15%
Brasil	8	17	20	23	25	28	1%
Outros países	850	988	1082	1147	1237	1322	26%
Total mundial	2801	3293	3659	3998	4301	4624	100%

Fonte: World Energy Outlook 2007

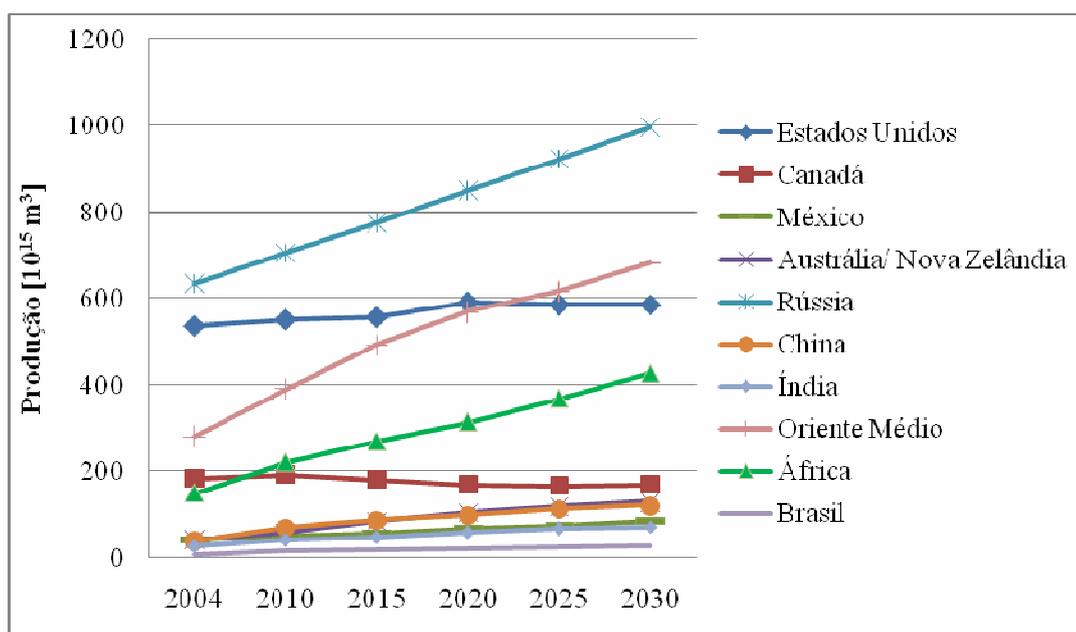


Figura 1.1: Reapresentação gráfica dos dados da Tabela 1.3.

A Rússia apresenta uma extensa rede de tubulações para abastecimento da Europa e prevê construção de novas redes para a China e Coréia do Sul. Porém, a Rússia também pretende atuar no abastecimento das regiões atlânticas, e para isto deverá investir em

terminais de liquefação do gás natural. O Oriente Médio já utiliza a liquefação de gás natural em larga escala tanto para abastecimento da América do Norte, quanto Europa e Ásia.

1.2) Considerações sobre o Gás Natural no Brasil

As reservas comprovadas de gás natural do Brasil apontam um valor de 306 bilhões de metros cúbicos de gás (Radler, 2006), sendo que, se somadas às não comprovadas, atingem um valor de 5500 bilhões de metros cúbicos. Apesar disto, as importações da Bolívia, através do gasoduto Gasbol, inaugurado em 1999, representaram 48% do consumo interno de gás em 2006 (World Energy Outlook 2006). Após a recém descoberta de uma nova reserva petrolífera na região da Bacia de Santos, estes dados devem ser alterados radicalmente, pois estima-se que a nova reserva tenha metade do volume total das reservas anteriormente anunciadas, porém a exploração da nova reserva está prevista somente para 2010 ou 2011, visto que esta encontra-se em águas profundas e a exploração depende de um grande investimento em tecnologia.

Após a nacionalização do setor energético da Bolívia, em maio de 2006, o Brasil está buscando formas de reduzir a dependência de importação através da exploração das bacias de Santos e do Espírito Santo e da importação do gás natural liquefeito, GNL. Outro ponto importante para análise é o subdimensionamento do gasoduto brasileiro, que abastece principalmente São Paulo e Rio de Janeiro. Para contornar este cenário, a Petrobras, companhia nacional de gás e óleo, planeja investir nos próximos anos no abastecimento da região nordeste, norte e centro-oeste.

Mesmo com a exploração das bacias nacionais de gás, o Brasil ainda dependerá a médio ou longo prazo de importação, que poderá vir da Venezuela por gasoduto ou de outras fontes, na forma de GNL. Para isso, a Petrobras planeja instalar no litoral brasileiro terminais de regaseificação em 2008. Um deles será no Rio de Janeiro com capacidade de 14 milhões de metros cúbicos por dia e um segundo terminal será na costa nordeste, no estado do Ceará, com capacidade de produção de 6 milhões de metros cúbicos por dia. (World Energy Outlook 2006)

Após análise da perspectiva de crescimento do Brasil e, conseqüentemente, do comportamento da demanda energética brasileira num cenário futuro, pela International Energy Agency, apresentou-se no World Energy Outlook 2006 os valores que deveriam ser investidos pelo Brasil em seu setor energético para o período 2005-2030. A quantia chega a 470 bilhões de dólares e a divisão deste valor por setor está apresentada na Figura 1.2.

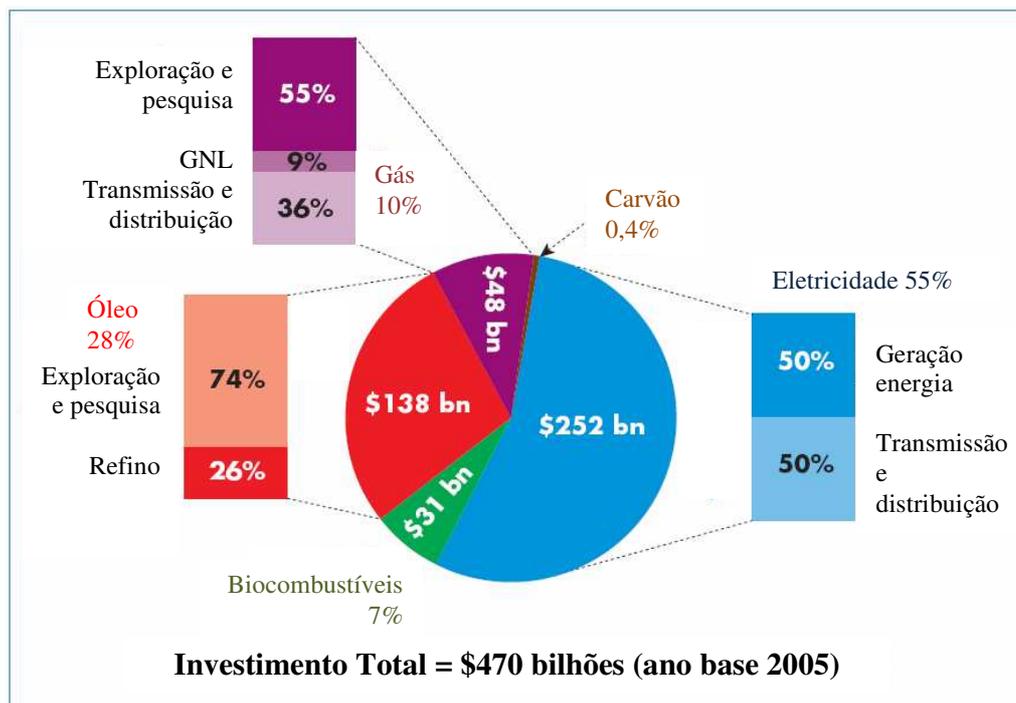


Figura 1.2: Investimento brasileiro necessário para o setor energético no período 2005-2030 (Fonte: World Energy Outlook 2006).

Na Figura 1.2 pode-se observar que o investimento em gás natural liquefeito representa 9% no investimento no setor de gás natural, equivalendo a 4,32 bilhões de dólares. O mercado de GNL ainda é restrito no Brasil, mas a perspectiva é de crescimento, principalmente tendo em vista a grande dependência nacional pelo gás natural.

Em 2006, a Petrobras em consórcio com a White Martins, e investimento de 50 milhões de dólares, formaram a GásLocal, a primeira indústria brasileira de liquefação de gás natural. A planta localiza-se em Paulínia e tem capacidade de liquefazer 380 mil metros cúbicos por dia. O GNL abastecerá diversas cidades do estado de São Paulo, Minas Gerais, Paraná e Goiás.

1.3) Justificativa

Atualmente observa-se uma crescente demanda mundial de gás natural. Isto ocorre, principalmente, por essa matriz energética apresentar alta eficiência na queima e, conseqüentemente, baixa carga de resíduos. Quando a distância entre a fonte fornecedora e o mercado consumidor é pequena, opta-se por transmissão direta (energia elétrica) ou gasodutos (gás natural). Porém, quando as distâncias são consideráveis, é necessário utilizar formas de armazenamento da energia para em seguida, transportá-la. Para o caso do gás natural, utiliza-se a liquefação como forma de armazenagem.

O gás natural apresenta-se na sua forma liquefeita a temperatura de $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a uma pressão que pode variar de 70 a 500 kPa. A condição de baixa temperatura é atingida pelo conjunto de ciclos de refrigeração avaliados neste estudo e proporciona o armazenamento e transporte do gás natural liquefeito. Devido ao alto custo de instalação e operação, a viabilidade deste processo está diretamente relacionada com a sua eficiência e conseqüentemente redução das perdas. Uma forma de redução significativa das perdas do processo de liquefação e que, muitas vezes, é deixada de lado a princípio, é a análise exérgica. Reduzindo as perdas exérgicas, trabalha-se mais próximo da condição de maior aproveitamento energético do sistema, reduzindo custos operacionais.

Desta forma, estudos de melhoria do desempenho de ciclos de refrigeração para a indústria de liquefação de gás natural são vitais para a contínua utilização e distribuição dessa matriz energética por todo o mundo, mesmo em locais/ países que não possuem reservas de gás natural ou não têm disponível uma rede de gasodutos para transporte do gás à condição ambiente de pressão e temperatura.

1.4) Objetivos

Esta dissertação tem como objetivo geral realizar uma análise termodinâmica de um ciclo de refrigeração para liquefação de gás natural do tipo multiestágio em cascata através da segunda lei da termodinâmica (análise exérgica) a fim de propor condições operacionais adequadas que contribuam para reduzir a destruição de exergia no ciclo. Foi

avaliada a influência das pressões em seis pontos distintos do ciclo: após compressor e após válvula de expansão, de cada um dos três subciclos de refrigeração.

Para atingir este objetivo geral, foram traçados os seguintes objetivos específicos:

- Obter dados de ciclos de refrigeração para liquefação de gás natural para serem utilizados em simulações deste processo;
- Realizar simulações utilizando *software* comercial buscando validar os resultados por meio de comparação com os dados obtidos da literatura;
- Obter das simulações realizadas as grandezas termodinâmicas necessárias para realizar a análise exergética;
- Executar a análise exergética do ciclo avaliando a influência da pressão de seis pontos distintos utilizando, para isso, um planejamento experimental fatorial;
- Determinar pela análise da superfície de resposta a condição ótima de operação do ciclo com relação às variáveis testadas.

A fim de esclarecer melhor a justificativa e os objetivos deste trabalho, faz-se no próximo capítulo uma descrição dos trabalhos mais recentes, ligados a liquefação do gás natural.

2) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentado o histórico da tecnologia de liquefação do gás natural, o princípio de funcionamento dos ciclos de refrigeração e uma descrição dos tipos existentes de ciclos para liquefação de gás natural, priorizando o tipo escolhido, que é o ciclo em cascata. Em seguida, faz-se uma revisão dos conceitos para aplicação da análise exergética.

2.1) Tecnologia e Mercados para o Gás Natural Liquefeito

A tecnologia de liquefação de gases, desenvolvida no início do século XX, foi utilizada especificamente para o gás natural na década de 40, com o objetivo de armazenagem desta matriz energética. Com isto, o gás natural liquefeito (GNL) possibilitou tanto o atendimento a uma demanda variável quanto a sua armazenagem a um volume 600 vezes menor, viabilizando o transporte a países que não dispunham de gás natural internamente. Após o primeiro transporte marítimo de GNL com êxito, em 1959, em uma viagem dos Estados Unidos para a Inglaterra, iniciou-se a construção da primeira planta de liquefação contínua de gás natural na Argélia (África) no início da década de 60.

A planta da Argélia abastecia principalmente a Europa, e outras plantas foram construídas para abastecimento do Japão e dos Estados Unidos. As Tabelas 2.1 e 2.2 apresentam a quantidade atual de terminais exportadores e importadores de GNL, respectivamente.

Tabela 2.1: Quantidade de terminais exportadores de gás natural liquefeito por região.

	Atuais	Propostos
África	5	2
Ásia	5	1
Austrália	1	3
Américas	2	1
Europa	-	1

Fonte: Wikipédia (2007).

Tabela 2.2: Quantidade de terminais importadores de gás natural liquefeito por região.

	Atuais	Propostos
Japão	23	-
Coréia	6	-
EUA e Golfo do México	7	12
Inglaterra	1	3
Espanha	5	-
Bélgica	1	-
França	2	1
Grécia	1	-
Itália	1	-
Canadá	-	2
Holanda	-	3
Itália	-	2
Nova Zelândia	-	1

Fonte: Wikipedia (2007).

Com a recente necessidade mundial por redução das perdas energéticas e proteção do meio ambiente para o desenvolvimento de uma sociedade e economia sustentáveis, o gás natural está sendo cada vez mais utilizado como combustível verde (Qiang et al., 2005).

Atualmente, o meio mais fácil e barato para o transporte de gás natural é o gasoduto. Estes sistemas têm em média perdas entre 1 e 2% de gás natural. Porém, em muitos casos torna-se viável a instalação de plantas de liquefação de gás natural na região fonte e terminais de regaseificação no ponto de destino. Apesar de o processo de liquefação e regaseificação ter perdas em torno de 10 a 15%, este sistema torna-se viável para grandes distâncias entre o sítio produtor e o consumidor. Uma das referências bibliográficas apresenta como sugestão a viabilidade do sistema para distâncias a partir de 4000 km (Gasnet, 2007), porém observa-se muitos casos, por exemplo na Europa e Brasil, nos quais optou-se pela instalação do sistema, mesmo para abastecimento a distâncias inferiores. Um outro exemplo é o transporte intercontinental, por águas profundas, no qual a utilização de gasodutos também é inviável.

O mercado consumidor atual está concentrado em três regiões do globo: Extremo Oriente (Japão, Coréia e Formosa), Europa e Estados Unidos. Estes mercados são bem diferentes, o que gera preços diferentes para o mesmo produto.

O Japão é atualmente o maior consumidor de GNL, aproximadamente 50% do volume mundial (Gasnet, 2007). Essa característica deve-se a uma reduzida oferta interna de energia, por questões ambientais e de disponibilidade de espaço físico.

A Coreia ocupa o segundo lugar no ranking de países consumidores de GNL, seguida por Taiwan. A Índia já possui contratos para uma futura importação de GNL e a China deve seguir o mesmo caminho.

A Europa encontra-se em uma posição mais favorável visto que tem a possibilidade de receber gás natural do norte de África e Sibéria através de gasodutos, além de possuir reservas internas consideráveis. Com isto, o GNL é comercializado na Europa a preços mais competitivos que no mercado oriental. Atualmente, menos de um décimo do mercado de gás natural europeu é suprido por GNL. Os países que lideram a comercialização do GNL na Europa são França e Espanha.

Os Estados Unidos, país que iniciou a tecnologia do GNL, eram vistos como promissor mercado na década de 70, porém, têm hoje um consumo de GNL que representa menos de 1% do seu consumo de gás natural. Esta situação deve ser alterada nos próximos anos pois o gás natural disponível internamente está se tornando cada vez mais escasso. Com isto, os Estados Unidos têm 30 terminais de regaseificação na costa americana em estudo e espera-se que o país torne-se um grande importador de GNL, consumindo principalmente de Trinidad & Tobago.

A partir da análise de mercado atual de GNL, observa-se que as três grandes áreas consumidoras possuem características distintas, o que gera preços “ajustados” para cada região. A partir de dados históricos pode-se dizer que o valor de venda do GNL no Extremo Oriente geralmente é superior ao Europeu e este, por sua vez, é superior ao americano. Estes valores oscilam conforme oferta e demanda e variação do preço do petróleo e não têm perspectiva de estabilização, ou mesmo de consolidação em um preço internacional. Desta forma, o GNL não se comporta como “commodity” e apresenta um mercado segmentado em regiões.

2.2) Ciclos de Refrigeração para Liquefação de Gás Natural

O processo de liquefação do gás natural ocorre através de um conjunto de ciclos de refrigeração. O ciclo de refrigeração remove calor da corrente principal, que neste caso é a corrente de gás natural, e utiliza-se, para isso, das propriedades de um fluido refrigerante.

A corrente de gás natural a ser resfriada e, posteriormente, liquefeita é uma mistura de componentes, porém, consiste principalmente de metano (60-98% base molar) com pequenas quantidades de outros hidrocarbonetos combustíveis, além de nitrogênio, dióxido de carbono, hélio e traços de outros gases. O gás natural é armazenado em sua forma liquefeita a pressões da ordem de 70-500 kPa e à temperatura de -150 °C ou inferior.

Um ciclo de refrigeração típico, apresentado na Figura 2.1, é composto por quatro equipamentos básicos: um compressor, dois trocadores de calor e uma turbina. Estes quatro equipamentos determinam quatro processos, pelos quais o fluido refrigerante passa: (1) compressão, (2) rejeição de calor, (3) expansão em uma turbina ou válvula de expansão e (4) aquisição de calor do ambiente. O ciclo de refrigeração ideal é o ciclo de Carnot, para o qual assume-se que nas quatro etapas de um ciclo típico, o processo é reversível, ou seja, não há perdas para o ambiente. Considerando-se esta premissa, tem-se para o ciclo de Carnot, o limite máximo da eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura, ou seja, qualquer ciclo real, operando entre os mesmos níveis, deve apresentar uma eficiência inferior àquela do ciclo de Carnot (Stoecker e Jabardo, 2002).

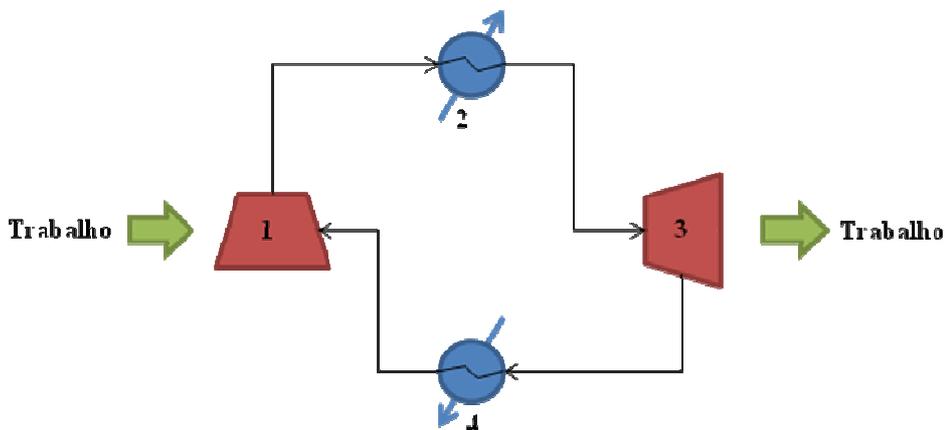


Figura 2.1: Ciclo de refrigeração típico.

Na refrigeração de gás natural existem três configurações de ciclos termodinâmicos mais utilizados: ciclo em cascata, ciclo com mistura de refrigerantes e ciclo de expansão (Finn et al., 1999).

O ciclo em cascata é composto por estágios de refrigeração, sendo que cada estágio utiliza um fluido refrigerante específico. Este ciclo é indicado para plantas de alta capacidade e de produção contínua. Ele requer a menor demanda de energia se comparado aos outros processos e possibilita uma operação flexível, visto que cada circuito pode ser operado separadamente. Outra característica do processo é que as curvas de resfriamento e aquecimento apresentam uma distância maior do que para o caso de ciclo de mistura, com isto, a diferença de temperatura é maior, necessitando uma área de troca térmica menor nos evaporadores. Esta característica também implica em uma eficiência menor de trabalho, necessitando um consumo maior de utilidades. Como desvantagem do ciclo em cascata tem-se um alto custo de instalação e manutenção, devido ao número de ciclos de refrigeração. Cada ciclo tem seu compressor e tanque de estocagem para os fluidos refrigerantes (Finn et al., 1999).

O ciclo com mistura de refrigerantes utiliza apenas um refrigerante, porém, este tem sua composição ajustada de forma a apresentar uma temperatura de evaporação similar à de liquefação do gás natural sendo processado. Desta forma, este ciclo possibilita ajustes no fluido refrigerante, que geralmente é composto de nitrogênio e hidrocarbonetos (C1-C5), conforme ocorre variação na composição do gás natural (Finn et al., 1999). A refrigeração ocorre pela evaporação do fluido a uma pressão baixa constante, e este é depois comprimido até a sua condensação parcial. Desta forma, a refrigeração ocorre numa faixa de temperaturas e não a uma temperatura fixa de um refrigerante puro, como ocorre no ciclo em cascata (Geist, 1985). Usualmente utilizam-se pré-resfriadores antes do ciclo, para melhorar a eficiência. A primeira planta com ciclo de refrigeração com mistura de refrigerantes foi construída na Líbia em 1970 (Geist, 1983).

O ciclo de expansão é indicado para plantas pequenas, que trabalham sazonalmente, ou *offshore* (plantas localizadas fora do continente), visto que dispõem da possibilidade de *startups* e *shutdowns* mais simples (Finn et al., 1999). Apesar dessa vantagem, este ciclo apresenta o maior consumo de energia com relação aos outros dois.

Remelje e Hoadley (2006) realizam um estudo sobre plantas de liquefação de gás natural em pequena escala e avaliam quatro processos indicados para baixas demandas: ciclo de estágio único com mistura de refrigerantes, ciclo de expansão de duplo estágio tendo nitrogênio como fluido refrigerante e dois tipos de ciclo de expansão aberto nos quais o gás natural também é utilizado como refrigerante.

Kikkawa et al. (1997) propõe um novo processo de liquefação de gás natural baseado no ciclo em cascata de forma a melhorar a eficiência térmica do processo, realizando uma comparação entre eles. Este processo consiste em uma seção de pré-resfriamento com mistura de refrigerantes e uma seção de liquefação que utiliza expansão isoentrópica.

O presente trabalho tratará do ciclo de refrigeração em cascata com multiestágios, que foi o primeiro a ser desenvolvido, sendo o mais conhecido e difundido entre as indústrias da área atualmente. As duas primeiras plantas de liquefação de gás natural utilizam este tipo de ciclo, e estão localizadas em Argélia (África) e Alasca (EUA) (Geist, 1985). Apresenta-se na Tabela 2.3 um resumo das vantagens e desvantagens do ciclo de refrigeração em cascata.

Tabela 2.3: Resumo das vantagens e desvantagens do ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural.

	Vantagens	Desvantagens
Ciclo Refrigeração em Cascata	- menor demanda energética	- alto custo de instalação
	- operação flexível	- alto custo de manutenção
	- requer menor área de troca térmica nos evaporadores	- maior complexidade espacial na planta
		- menor eficiência termodinâmica

Na Figura 2.2, apresenta-se um esquema do ciclo de refrigeração em cascata, porém, para maior clareza da figura, somente um estágio por refrigerante está apresentado. Neste ciclo, o gás natural é resfriado, condensado e sub-resfriado em três etapas, utilizando-se como fluidos refrigerantes: propano, etano e metano. A corrente principal, de gás natural, passa por três trocadores de calor, sendo cada um dos trocadores pertencente a uma etapa de refrigeração.

Os três circuitos de refrigeração têm múltiplos estágios de expansão e condensação, sendo cada um deles operado a três níveis de temperatura de evaporação. Após compressão, o propano é condensado com água fria ou ar, o etano é condensado pela evaporação do propano e o metano é condensado pela evaporação do etano. O ciclo em cascata requer a menor demanda de energia, se comparado aos tipos ciclo com mistura de refrigerante e ciclo de expansão. Isto ocorre principalmente devido ao fluxo de refrigerante ser baixo e a flexibilidade da operação do ciclo, visto que cada circuito de refrigerante pode ser controlado independentemente. A desvantagem deste ciclo é o alto custo devido ao número de compressores utilizado e apesar de apresentar baixa necessidade de energia e requerer baixa área de superfície de troca térmica, a configuração mecânica é complexa, devido ao alto número de equipamentos (Finn et al., 1999).

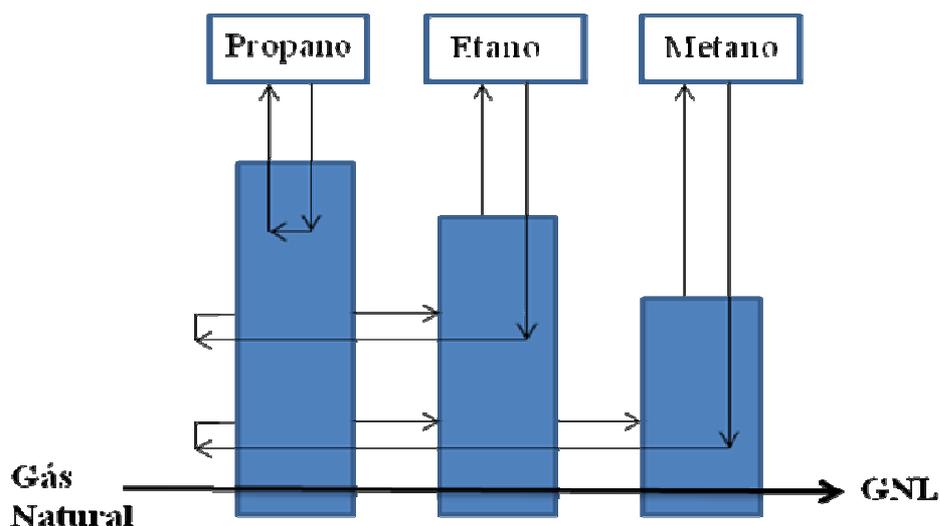


Figura 2.2: Desenho esquemático de um ciclo de refrigeração em cascata.

Apresenta-se na Figura 2.3, o mesmo ciclo em cascata (Figura 2.2), porém de forma mais detalhada. No primeiro subciclo, propano deixa o compressor à alta temperatura e pressão e entra no condensador, onde água fria ou ar é utilizado como refrigerante. O propano condensado passa por uma válvula de expansão, onde sua pressão atinge a pressão de evaporação. O propano evapora conforme ocorre a condensação do etano (2º ciclo), que gera o calor de evaporação ao propano. Com este processo, resfria-se o metano (3º ciclo) e o gás natural (corrente principal). O propano deixa o evaporador e entra no compressor,

completando o primeiro ciclo. O etano condensado expande através da válvula de expansão e evapora, conforme o metano (3º ciclo) se condensa e o gás natural (corrente principal) é resfriado ainda mais. No terceiro ciclo, o metano passa pela válvula de expansão e novamente troca calor com a corrente de gás natural (liquefação), seguindo para o compressor para completar o terceiro ciclo. Finalmente, a pressão do gás natural liquefeito (GNL) é ajustada à pressão de armazenamento através de uma válvula de expansão (Kanoglu, 2002).

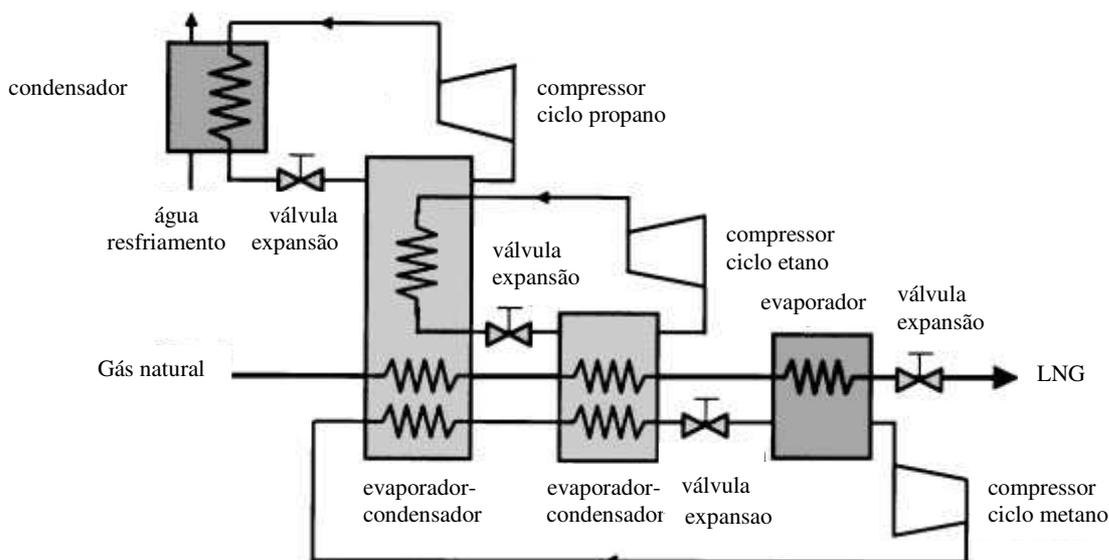


Figura 2.3: Ciclo de refrigeração em cascata (Kanoglu, 2002).

O estudo desta dissertação, que tem por objetivo a realização de uma análise termodinâmica, por meio da segunda lei, de um ciclo de refrigeração para liquefação de gás natural do tipo multiestágio em cascata, escolheu como ciclo base o ciclo apresentado na Figura 2.3, apresentado por Kanoglu (2002).

Kanoglu (2002) realiza a análise exérgica do ciclo em questão, e propõe um valor para o trabalho mínimo requerido pelos compressores dos três ciclos em conjunto, relacionando-o de forma direta às propriedades do gás natural.

Como contribuição e continuidade do estudo desse tipo de ciclo de refrigeração para liquefação do gás natural, o presente trabalho propõe-se a realizar um estudo da influência de alterações em seis pressões operacionais do ciclo, tendo como variável resposta a taxa de exergia total destruída nos três subciclos. As pressões de análise são as

pressões na saída do compressor e após a válvula de expansão para cada um dos três subciclos. O ciclo da Figura 2.3 será simulado em *software* comercial e a partir de um planejamento experimental, a influência de cada variável (pressões) será analisada.

A liquefação do gás natural é utilizada para o seu transporte e armazenamento, mas, para utilização, o gás natural precisa ser regaseificado. Muitas plantas de regaseificação localizam-se próximas ao mar para utilização da água no processo como fonte de calor. Os artigos da literatura que tratam deste processo e do seu aproveitamento energético são Hisazumi et al. (1998), Shi e Che (2007), Jo et al. (2007) e Deng et al. (2004).

No próximo item será apresentada uma descrição dos trabalhos que tratam de exergia para contextualização e esclarecimento do tema.

2.3) Análise Exergética

A análise exergética mede o nível de disponibilidade, ou o potencial de uso, de um sistema, sendo uma forma de medida da aproximação do sistema estudado com a idealidade. Este método utiliza princípios da conservação da massa e da energia, unindo-os à segunda lei da termodinâmica e é utilizado para melhorar a eficiência de processos, visto que localiza e quantifica as perdas por equipamento para futura atuação (Rosen e Dincer, 2001).

Segundo Moran e Shapiro (2002), exergia é o maior trabalho teórico possível de ser obtido quando um determinado sistema interage com o ambiente, até que eles atinjam o equilíbrio. Também, pode ser interpretada como o módulo do valor teórico mínimo de trabalho que deverá ser fornecido para levar o sistema do estado de equilíbrio com o ambiente, também chamado de estado morto, até um determinado estado especificado.

A exergia total de um sistema é composta de quatro componentes: física, cinética, potencial e química. A exergia física corresponde ao máximo trabalho teórico para um sistema sair de seu estado inicial e atingir um estado de equilíbrio mecânico e térmico com o ambiente, sendo este com condições especificadas. As componentes cinética e potencial estão relacionadas ao movimento do sistema e, quando este encontra-se parado com relação

ao ambiente, pode-se excluir estas duas componentes da equação, igualando-as a zero. A exergia química é considerada para casos em que o sistema de trabalho não se encontra em equilíbrio químico com o ambiente (Bejan et al., 1996). No presente trabalho a exergia será avaliada somente do ponto de vista físico, visto que o sistema em estudo encontra-se em equilíbrio químico com o ambiente e não apresenta movimento com relação ao ambiente.

A exergia, diferentemente da energia, não é conservada em processos reais (irreversíveis). Ela pode ser destruída durante um determinado processo, sendo essa destruição (dissipação ou perda) associada às irreversibilidades presentes no processo. O melhor aproveitamento dos recursos energéticos é atingido com a redução da exergia destruída ou das perdas exergéticas (Moran e Shapiro, 2002). Algumas referências importantes que explicam os princípios básicos da metodologia de análise exergética são: Szargut et al. (1988), Kotas (1995) e Bejan, et al. (1996)

Especificamente sobre análise exergética aplicada a ciclos de refrigeração envolvendo gás natural, são encontrados diversos trabalhos na literatura, sendo alguns dos mais recentes os de: Yumrutas et al. (2002), Qiang et al. (2005) e Mehrpooya et al. (2006).

Apresentam-se em seguida as equações para cálculo do balanço exergético de um sistema especificado. A equação geral do balanço de exergia para volumes de controle, operando em regime permanente, é dada pela Equação 1 (Moran e Shapiro, 2002).

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s - \dot{E}x_d = 0 \quad (1)$$

na qual o primeiro termo representa a taxa de exergia transferida devido à transferência de calor, o segundo termo a taxa de exergia transferida devido à transferência de trabalho, os seguintes dois termos representam a taxa de exergia de fluxo das correntes de entrada (e) e saída (s) do volume de controle com suas respectivas vazões mássicas e, finalmente, o último termo representa a taxa de exergia que é destruída no processo.

Neste trabalho todos os volumes de controle foram considerados adiabáticos, portanto, a Equação 1 pode ser reescrita na forma como está apresentada na Equação 2.

$$-\dot{W}_{VC} + \sum_s \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0 (s_s - s_0)] - \sum_s \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0 (s_s - s_0)] - \dot{E}x_d = 0 \quad (2)$$

sendo h a entalpia específica, s a entropia específica (avaliadas à T e P de cada corrente do processo), h_0 e s_0 a entalpia e entropia específicas no estado de referência e W_{VC} a taxa de trabalho envolvida no volume de controle considerado.

A exergia destruída por equipamento (volume de controle) é obtida por meio da Equação 2, contabilizando-se assim as perdas individuais e totais. Neste trabalho o estado de referência para cálculo da exergia destruída foi adotado como $T_0 = 298,15$ K e $P_0 = 101,3$ kPa, condição comumente adotada (Bejan, et al., 1996).

Nos compressores a destruição de exergia se deve às irreversibilidades do equipamento, como fricção, perda de calor e outros efeitos dissipativos. As válvulas de expansão são consideradas isoentálpicas e não exercem ou recebem trabalho sobre o/ do ambiente. Os evaporadores e condensadores são essencialmente trocadores de calor e a exergia destruída pode ser calculada pela diferença entre a carga exergética que entra e a que sai do trocador de calor. Para os dois evaporadores-condensadores do sistema, que possuem, respectivamente, 3 e 4 correntes de troca térmica, deve-se considerar todas as correntes de entrada e saída para o cálculo da exergia destruída. A taxa de exergia total destruída é obtida da soma das taxas das exergias destruídas em cada equipamento (volume de controle) dos ciclos, conforme apresentado na Equação 3.

$$\dot{E}x_{total} = \sum \dot{E}x_{compressor} + \sum \dot{E}x_{válvula} + \sum \dot{E}x_{condensador} + \sum \dot{E}x_{evaporador} \quad (3)$$

Kanoglu (2002) utilizou a análise exergética num ciclo de refrigeração multiestágio em cascata para liquefação de gás natural para obtenção das perdas exergéticas por equipamento do ciclo e conseqüentemente da perda total de exergia do ciclo. Kanoglu (2002) também desenvolveu equações para o mínimo trabalho requerido no ciclo e para o coeficiente de performance e concluiu que o mínimo trabalho é dependente somente das propriedades do gás natural e cresce com a diminuição da temperatura requerida de liquefação, assim como o coeficiente de performance decresce com a diminuição da temperatura requerida de liquefação. Como isto, Kanoglu (2002) salienta que o gás natural não deve ser liquefeito a uma temperatura inferior à requerida para evitar o aumento do

trabalho mínimo necessário para o ciclo. Para os três subciclos de refrigeração, Kanoglu (2002) observa que as maiores perdas de exergia estavam nos compressores.

Mehrpooya et al. (2006) segue a mesma metodologia utilizada por Kanoglu (2002) para realização de uma análise exérgica, aplicada a um ciclo de refrigeração que utiliza propano como fluido refrigerante. Em seu artigo, Mehrpooya et al. (2006) utiliza o *software Hysys* para simulação do processo e conclui que as maiores perdas exérgicas ocorrem nos condensadores e evaporadores do ciclo.

Após uma revisão dos principais trabalhos da literatura sobre ciclo de refrigeração para liquefação de gás natural, apresenta-se no próximo capítulo a metodologia para a realização da análise exérgica do ciclo em questão.

3) METODOLOGIA

Neste capítulo apresentam-se as características do processo escolhido, as hipóteses adotadas para a simulação, a descrição detalhada do ciclo de refrigeração em cascata, as etapas da simulação do ciclo, o planejamento experimental proposto para posterior análise dos resultados e a metodologia para cálculo da taxa de exergia total destruída do ciclo, que é a variável objetivo deste estudo.

3.1) Sistema e Hipóteses Adotadas

Este trabalho de pesquisa, conforme mencionado anteriormente, tem por objetivo analisar termodinamicamente um ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural, buscando como resultado a melhoria do desempenho do ciclo, observada através da redução das perdas exergéticas. Para a simulação do processo adotaram-se como hipóteses:

- Operação em regime permanente;
- Equipamentos adiabáticos, ou seja, os equipamentos não sofrem trocas de calor com o exterior;
- Variações de energias cinética e potencial nos volumes de controle (componentes do ciclo) foram desprezadas;
- Refrigerantes utilizados no ciclo continham 100% de pureza;
- Modelo termodinâmico adotado nas simulações foi a equação de estado de Peng-Robinson.

Dentre diversos trabalhos da literatura que apresentaram o ciclo em cascata de liquefação do gás natural, optou-se por seguir a metodologia apresentada no artigo de Kanoglu (2002) para a análise exergética, visto que a análise realizada pelo autor era similar a que se pretendia utilizar no presente trabalho. O artigo de Kanoglu (2002), porém, não apresentou as condições operacionais do ciclo de refrigeração. Desta forma, utilizou-se

como referência os dados disponíveis no artigo de Filstead (1965), que, por sua vez, não realizou uma análise exérgica do processo em seu artigo, porém, forneceu dados operacionais reais de uma planta em operação na Argélia, que na época era a maior do mundo. Desta forma, foi necessário recorrer a dois artigos distintos, os quais tratavam do mesmo tipo de ciclo (multiestágio em cascata), para construção e validação dos dados do presente trabalho.

A partir do fluxograma de Kanoglu (2002) e dos dados de Filstead (1965), construiu-se a simulação por meio da ferramenta *Hysys* (versão 3.2 da Aspen Technology). Esta ferramenta foi utilizada tanto para a predição das propriedades termodinâmicas das substâncias utilizadas, quanto para a simulação do processo.

A composição do gás natural pode variar muito visto que é proveniente do petróleo, que, por sua vez, também apresenta grande variação de composição. Porém, o gás natural é composto prioritariamente de metano, 60-98% (base molar), com pequenas quantidades de outros hidrocarbonetos. Outros gases que também podem compor o gás natural, porém em quantidades mínimas, são: nitrogênio, oxigênio, dióxido de carbono, hélio.

Os artigos de Kanoglu (2002) e de Filstead (1965) não disponibilizaram a composição do gás natural que utilizaram em suas pesquisas. Portanto, utilizou-se como referência a composição do gás natural utilizado na planta de liquefação da GásLocal, localizada em Paulínia. Estes dados de composição do gás natural utilizado neste trabalho estão apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Composição do gás natural.

Componente	% molar
CH ₄	90,7
C ₂ H ₆	6,8
C ₃ H ₈	1,3
C ₄ H ₁₀	0,3
N ₂	0,7
O ₂	0,2

Fonte: GásLocal, 2007

Observa-se que a corrente de gás natural que alimenta o processo, proveniente de gasoduto, precisa ser primeiramente purificada para retirada de inertes, gases ácidos, água e outros componentes que poderão tornar-se sólidos à temperatura de liquefação do gás natural, como por exemplo, hidrocarbonetos pesados e aromáticos. Processos clássicos para purificação do gás natural podem ser encontrados na referência Chiu, C. (1978).

Os três subciclos de refrigeração que compõem o ciclo de refrigeração em cascata utilizam, respectivamente, metano, etano e propano como fluido de refrigeração. No desenvolvimento de seu trabalho Kanoglu (2002) considerou estes três fluidos como sendo puros. Desta mesma forma, o presente trabalho também faz esta consideração. Apesar do custo dos fluidos refrigerantes ser maior quanto maior for a sua pureza, optou-se por seguir a metodologia de Kanoglu (2002) e, após a obtenção das análises pretendidas, realizar, em trabalhos futuros, pesquisas com fluidos refrigerantes de composição diferente.

Após a apresentação do sistema e das hipóteses adotadas, realiza-se a seguir uma descrição detalhada do ciclo de refrigeração adotado para a liquefação do gás natural.

3.2) Descrição do Processo

Conforme já mencionado anteriormente, utilizou-se o fluxograma apresentado por Kanoglu (2002), Figura 2.3, como base para a construção da simulação do ciclo de refrigeração para a liquefação de gás natural, a ser estudado neste trabalho. Apresenta-se na Figura 3.1 o fluxograma utilizado neste trabalho.

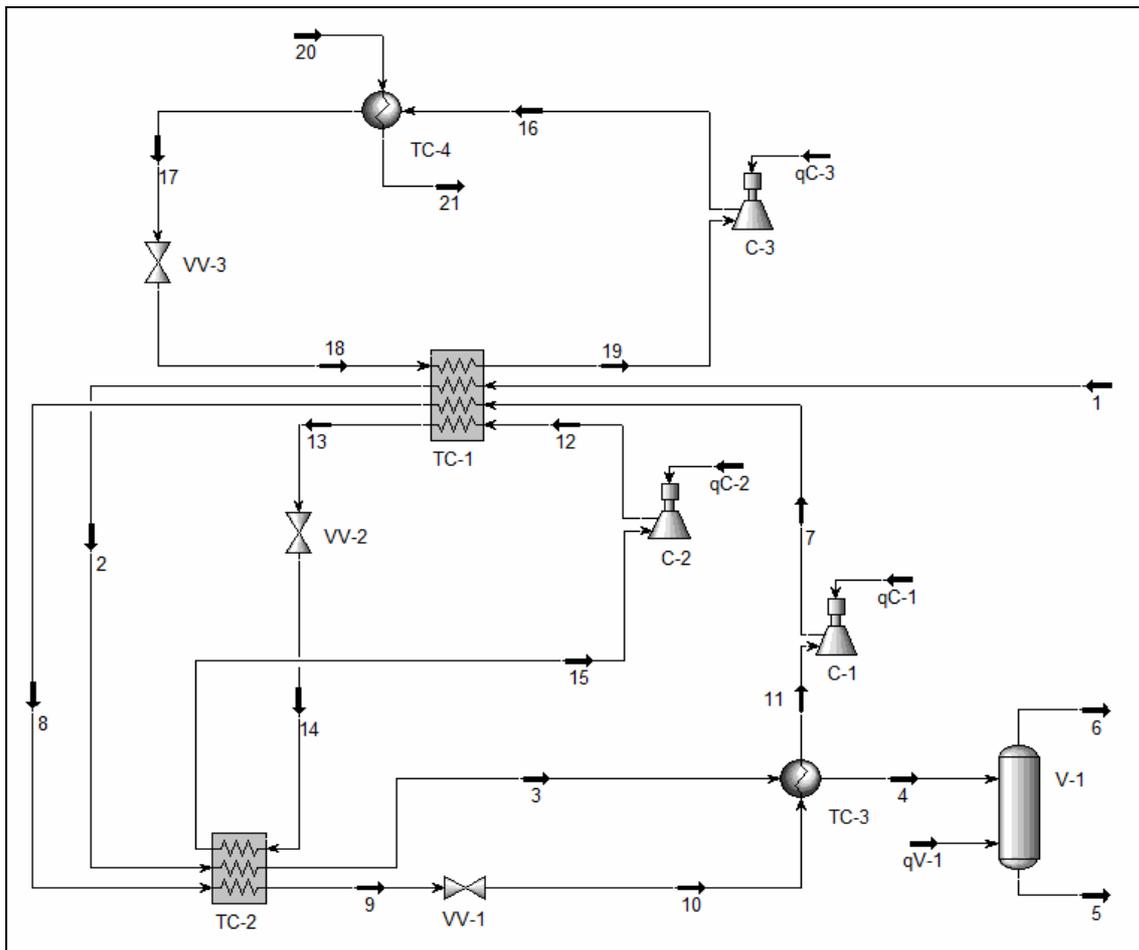


Figura 3.1: Fluxograma do ciclo de refrigeração em cascata.

O fluxograma da Figura 3.1 é composto de 3 subciclos de refrigeração: o subciclo do metano, que utiliza metano como fluido de refrigeração; o subciclo do etano, que utiliza etano como fluido de refrigeração; e o subciclo do propano, que utiliza propano como fluido de refrigeração. As correntes de cada subciclo estão apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Correntes de cada subciclo de refrigeração.

	Correntes
Subciclo do metano	7, 8, 9, 10 e 11
Subciclo do etano	12, 13, 14 e 15
Subciclo do propano	16, 17, 18 e 19

Observa-se que a corrente de gás natural, proveniente do gasoduto que alimenta a planta de liquefação, passa por um preparo antes de entrar no ciclo de refrigeração. Este preparo trata-se da remoção principalmente de inertes, gases ácidos e água, além de ajustes na pressão e temperatura. No gasoduto a corrente geralmente encontra-se a 3200 kPa e 35 °C e para entrar no ciclo da refrigeração, a pressão e temperatura são ajustadas para valores próximos de 4000 kPa e zero grau Celsius (Kanoglu, 2002; Filstead, 1965).

A corrente principal de gás natural (corrente 1), cuja composição está apresentada na Tabela 3.1 e encontra-se na forma de gás à pressão de 3943,80 kPa e à temperatura de -1,11 °C, passa por um trocador de calor múltiplo (TC-1) no qual troca calor com as correntes dos três fluidos refrigerantes (metano, etano e propano), resfriando-se.

Ao sair do trocador de calor TC-1, a corrente de gás natural, que ainda se encontra no estado gasoso (aproximadamente -35,00 °C), recebe o nome de corrente 2, e segue para o trocador de calor múltiplo TC-2, no qual troca calor com correntes de metano e etano. Ao sair do trocador de calor TC-2, a corrente de gás natural recebe o nome de corrente 3 e encontra-se à temperatura de -80,00 °C, estando parte no estado líquido e parte na forma de gás.

A corrente 3 passa ainda por mais um trocador de calor (TC-3), no qual troca calor apenas com a corrente de metano. Ao deixar o trocador de calor TC-3, a corrente de gás natural recebe o nome de corrente 4 e encontra-se à temperatura de -100,00 °C, estando completamente no estado líquido. Esta corrente passa por um vaso *flash* (V-1), onde sofre expansão e resfriamento para atingir as condições de armazenamento: 137,90 kPa e -159,00 °C. A corrente 6 é utilizada para eliminação de frações de vapor que estejam presentes no processo.

Observa-se que Kanoglu (2001) realiza estudos nos quais substituía a válvula de expansão da corrente principal de gás natural (corrente 4) por uma turbina criogênica para recuperação energética do processo e apresenta as diferenças observadas para as propriedades das correntes para os dois casos. O presente trabalho optou por utilizar um vaso de expansão (V-1) em substituição à válvula de expansão, conforme Filstead (1965), para que as frações gasosas, caso presentes, fossem eliminadas.

Estão apresentadas na Tabela 3.3 as propriedades das correntes do ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural, conforme correspondência da Figura 3.1.

Tabela 3.3: Propriedades das correntes do ciclo de refrigeração de gás natural.

Corrente	Composição	Estado físico	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
1	Gás natural	Gás	-1,11	3943,80
2	Gás natural	Gás	-35,00	3861,07
3	Gás natural	Gás/ Líquido	-80,00	3736,96
4	Gás natural	Líquido	-100,00	3516,96
5	Gás natural	Líquido	-159,00	137,90
6	Gás natural	Gás	-159,00	137,90
7	Metano	Gás	121,38	3337,06
8	Metano	Gás	-26,11	3077,06
9	Metano	Gás	-80,00	2979,06
10	Metano	Gás	-115,84	170,00
11	Metano	Gás	-110,00	160,00
12	Etano	Gás	118,89	2068,90
13	Etano	Líquido	-40,00	1999,95
14	Etano	Gás/ Líquido	-87,18	110,00
15	Etano	Gás	-60,00	103,11
16	Propano	Gás	70,92	1344,00
17	Propano	Líquido	37,79	1310,00
18	Propano	Gás/ Líquido	-40,30	110,00
19	Propano	Gás	-40,30	110,00
20	Água	Líquido	15,00	101,32
21	Água	Líquido	30,00	101,31

As correntes de 7 até 11 fazem parte do subciclo de refrigeração do metano e estão descritas a seguir. A corrente 7 passa pelo trocador de calor TC-1, no qual é resfriada até a temperatura de -26,11 °C através da troca de calor com a corrente principal de gás natural e

com as correntes de etano e propano dos outros dois subciclos. Ao deixar o trocador de calor TC-1, a corrente de metano recebe o nome de corrente 8 e segue para o trocador de calor TC-2, no qual será resfriada à temperatura de $-80,00\text{ }^{\circ}\text{C}$ através da troca de calor com as correntes de gás natural e etano. Ao sair do trocador de calor TC-2, esta corrente recebe o nome de corrente 9 e passa por uma válvula de expansão (VV-1). Após a válvula VV-1, apresentando pressão de 170,00 kPa, a corrente de metano recebe o nome de corrente 10 e seguirá para o trocador de calor TC-3, no qual recebe calor da corrente principal de gás natural. Após o trocador de calor TC-3, a corrente de metano recebe o nome de corrente 11 e passa pelo compressor C-1, que proporcionará um aumento na pressão da corrente de metano. Após sair do compressor C-1, a corrente de metano, que apresenta pressão de 3337,06 kPa, recebe o nome de corrente 7, fechando o subciclo de refrigeração do metano.

O subciclo do etano é composto das correntes de 12 até 15 que passam pelos seguintes processos: a corrente 12 passa pelo trocador de calor TC-1, no qual é resfriada e liquefeita. Ao deixar o trocador TC-1, a corrente de etano recebe o nome de corrente 13 e apresenta temperatura de $-40,00\text{ }^{\circ}\text{C}$. A corrente 13 segue para a válvula de expansão VV-2, na qual tem sua pressão reduzida para 110 kPa. Após a válvula VV-2, a corrente de etano apresenta-se parte na forma líquida e parte na forma de gás e recebe o nome de corrente 14. A corrente 14 segue para o trocador de calor TC-2, no qual é aquecida e totalmente vaporizada, através da troca de calor com as correntes de gás natural e de metano. Após o trocador de calor TC-2, a corrente de etano recebe o nome de corrente 15, que segue para o compressor C-2. O compressor C-2 aumenta a pressão da corrente de etano de 103,11 kPa para 2068,90 kPa. A corrente de saída do compressor C-2 é a corrente 12, encerrando o subciclo do etano.

O último subciclo que compõe o ciclo de refrigeração em cascata é o subciclo do propano, que é composto pelas correntes 16 até 19. A corrente 16 (propano) passa pelo trocador de calor TC-4, no qual troca calor com a corrente 20, de água de resfriamento. Após o trocador TC-4, a corrente de propano recebe o nome de corrente 17 e segue para a válvula de expansão VV-3, na qual tem sua pressão diminuída para 110,00 kPa. Ao deixar a válvula VV-3, a corrente de propano recebe o nome de corrente 18, que segue para o trocador de calor TC-1. No trocador de calor TC-1, a corrente de propano troca apenas

calor latente, sendo totalmente vaporizada. Após o trocador de calor TC-1, a corrente de propano recebe o nome de corrente 19 e esta segue para o compressor C-3. O compressor C-3 aumentará a pressão da corrente de propano de 110,00 kPa para 1344,00 kPa. Ao deixar o compressor C-3, a corrente de propano recebe o nome de corrente 16, fechando o subciclo do propano.

As correntes 20 e 21 são correntes de água e são utilizadas apenas no resfriamento da corrente 16 do ciclo do propano. Assumiu-se a temperatura de 15,00 °C e pressão de 101,32 kPa para a corrente de entrada (corrente 20) e a temperatura de 30,00 °C e pressão de 101,31 kPa para a corrente de saída (corrente 21), considerando-se uma perda de carga de 10 Pa para o trocador TC-4. Os valores foram escolhidos de forma a se trabalhar com pressão atmosférica e com temperaturas comumente utilizadas nas indústrias para correntes de resfriamento.

Observa-se que os dados complementares como vazões, entalpias, entropias das correntes apresentadas na Figura 3.1 estão apresentados em anexo ao trabalho de dissertação.

3.3) Simulação do Processo

A simulação de processos é construída por modelos matemáticos, baseados nas equações de leis da conservação e relações de propriedades físicas e de operações unitárias. Estes modelos geralmente envolvem três tipos de equações: equações que expressam as leis físicas da conservação (massa, energia e momento), equações que caracterizam o fenômeno, por exemplo, equilíbrio de fases, e as relações entre variáveis, como por exemplo, definição de entalpias em termos de temperatura, pressão e composição (Oh e Moon, 1998). Desta forma, a simulação depende da resolução de equações mistas, sistemas integral, diferencial parcial e algébrico, que na maioria das vezes são não lineares. A complexidade aumenta quando a descrição matemática deve também representar uma descontinuidade intrínseca do meio físico, como por exemplo, alterações termodinâmicas (mudança de fases).

Como já dito anteriormente, O ciclo de refrigeração em cascata foi simulado utilizando o *software Hysys* (versão 3.2 da Aspen Technology) a partir dos dados apresentados por Kanoglu (2002) e Filstead (1965). Como foi necessário utilizar dados dos dois artigos para construção da simulação, após a obtenção de dados coerentes e a finalização da simulação, realizou-se uma comparação dos dados obtidos com os dados de Filstead (1965) para validação da simulação construída. Esta comparação será apresentada posteriormente, no item 4.1.

O simulador foi utilizado como ferramenta para a predição das propriedades termodinâmicas das substâncias utilizadas no processo. Sendo o pacote termodinâmico escolhido para a obtenção destas propriedades a equação de estado de Peng-Robinson, a qual é bastante adequada para os componentes envolvidos no processo (Radhakrishnan, 2008), visto que tanto o gás natural quanto os fluidos refrigerantes, são hidrocarbonetos ou mistura de gases apolares. A tela principal da simulação realizada, utilizando o *software Hysys*, está apresentada na Figura 3.1.

Apresentam-se novamente as propriedades das correntes do processo na Tabela 3.4, porém, explicitam-se as variáveis utilizadas como dados de entrada para a simulação (células sombreadas) e as variáveis obtidas como resposta do programa no qual foi realizada a simulação (*Hysys*).

Como o objetivo principal do trabalho é a análise exergética do ciclo para estudo de melhoria e conseqüente redução das perdas exergéticas, optou-se por fixar a vazão mássica da corrente de entrada de gás natural no ciclo em base unitária, 1 kg/h. Desta forma, todas as outras vazões do ciclo não foram definidas previamente e foram calculadas como resposta da simulação, sempre com base na vazão de entrada de gás natural, como pode ser observado pelos dados de vazão apresentados na Tabela 3.4. Observa-se que as eficiências dos compressores do ciclo, C-1, C-2 e C-3, foram consideradas 75%, sendo este um valor padrão considerado. Outras eficiências foram testadas para avaliar a magnitude da sua influência na variável resposta, exergia total destruída do ciclo. Esta análise será apresentada no item 4.2.

Tabela 3.4: Propriedades das correntes do processo, em especial, dados de entrada para a simulação (células sombreadas).

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Fração de Vapor
1	-1,11	3943,80	1,00	1,00
2	-35,00	3861,07	1,00	1,00
3	-80,00	3736,96	1,00	0,66
4	-100,00	3516,96	1,00	0,00
5	-159,00	137,90	1,00	0,00
6	-159,00	137,90	0,00	1,00
7	121,38	3337,06	18,42	1,00
8	-26,11	3077,06	18,42	1,00
9	-80,00	2979,06	18,42	1,00
10	-115,84	170,00	18,42	1,00
11	-110,00	160,00	18,42	1,00
12	118,89	2068,90	7,13	1,00
13	-40,00	1999,95	7,13	0,00
14	-87,18	110,00	7,13	0,25
15	-60,00	103,11	7,13	1,00
16	70,92	1344,00	52,94	1,00
17	37,79	1310,00	52,94	0,00
18	-40,30	110,00	52,94	0,47
19	-40,30	110,00	52,94	1,00
20	15,00	101,32	310,88	0,00
21	30,00	101,31	310,88	0,00

As correntes de referência, sendo uma para cada material utilizado no processo (metano, etano, propano, gás natural e água), não constam na tabela, porém, foram estipuladas à temperatura de 25 °C e à pressão de 101,32 kPa. Os valores das propriedades destas correntes de referência serão utilizados para os cálculos da exergia destruída por equipamento e, conseqüentemente, da exergia total destruída no ciclo. Estes valores são apresentados na Tabela 3.5. Observa-se que estes valores são diferentes dos geralmente encontrados em tabelas termodinâmicas da literatura, isto acontece pois o *software Hysys*

utiliza um sistema de referência diferenciado do usual. Este fato, porém, não influencia na resposta final pois a taxa de exergia será calculada com base na variação das grandezas termodinâmicas e não em seus valores absolutos.

Tabela 3.5: Propriedades das correntes de referência.

Corrente de referência	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão mássica (kg/h)	Entalpia mássica (kJ/kg)	Entropia mássica (kJ/kg.°C)
Propano	25,00	101,32	1,00	-2358,51	3,67
Etano	25,00	101,32	1,00	-2820,00	6,49
Metano	25,00	101,32	1,00	-4669,87	11,44
Gás natural	25,00	101,32	1,00	-4285,92	10,61
Água	25,00	101,32	18,02	-15842,64	2,98

Após a construção do ciclo de refrigeração em cascata em simulador comercial *Hysys*, foi possível a realização de testes para verificação da influência de cada variável estudada na variável resposta. A fim de se obter uma análise confiável, os testes foram realizados conforme um planejamento experimental, tópico que será abordado no próximo item.

3.4) Planejamento Experimental

Conforme mencionado anteriormente, para se avaliar a influência das variáveis investigadas na variável resposta, construiu-se um planejamento experimental, que proporciona um resultado confiável, realizando-se um número mínimo de experimentos.

A metodologia do planejamento fatorial, associada à análise de superfície de resposta, é uma ferramenta fundamentada na teoria estatística, que fornece informações seguras sobre o processo, minimizando o empirismo que envolve técnicas de tentativa e erro (Rodrigues e Iemma, 2005).

Dentre os planejamentos experimentais existentes, optou-se pelo planejamento fatorial completo, que proporciona tanto um estudo da influência das variáveis importantes sobre a variável resposta, bem como as suas possíveis interações.

Num planejamento fatorial completo, primeiramente, define-se os níveis em que cada fator será estudado, isto é, os valores dos fatores. Depois, os experimentos são

executados para todas as possíveis combinações dos níveis dos fatores. Se houver n_1 níveis do fator 1, n_2 níveis do fator 2, ..., e n_k níveis do fator k , o planejamento terá, no mínimo, $n_1 \times n_2 \times \dots \times n_k$ experimentos. Para estudar o efeito de qualquer fator sobre a resposta é preciso fazê-lo variar e observar o resultado dessa variação. Isso implica na realização de ensaios em pelo menos dois níveis desse fator. Portanto, havendo k fatores, ou seja, k variáveis controladas pelo experimentador, o planejamento de dois níveis requer a realização de $2 \times 2 \times \dots \times 2 = 2^k$ ensaios diferentes (Barros Neto, et al., 1995).

Neste estudo será avaliada a influência da variação das pressões em dois pontos distintos de cada um dos três subciclos de refrigeração. Os pontos de alteração da pressão são: após compressor e após válvula de expansão, visto que, historicamente, os processos de expansão e compressão registram as maiores influências nas perdas exergéticas. Sendo 2 pontos por cada subciclo (total de 3 subciclos), tem-se 6 variáveis de estudo.

Cada variável de estudo será analisada em dois níveis, estipulados em 10% acima e 10% abaixo dos valores considerados para o caso base. Escolheu-se a variação de 10%, visto que está se considerando variações em uma planta em operação, como a reportada por Filstead (1965), e 10% está dentro de uma faixa aceitável de modificação, não representando grande impacto à estabilidade geral da planta quando se trabalhar com uma das variáveis em seu extremo superior e uma outra variável em seu extremo inferior, o que corresponde a uma alteração maior que 10% no processo como um todo.

Desta forma, tem-se um planejamento fatorial 2^6 , sendo 6 variáveis para teste e 2 níveis para cada, o que proporciona um número total de 64 ensaios. Destes 64 casos, propostos pelo planejamento, também se soma o caso base, resultando em 65 ensaios no total. O caso base é definido pelo caso no qual se utilizam as condições de operação mais próximas possíveis dos artigos de referência, neste caso Filstead (1965).

Na Tabela 3.6 apresentam-se as variáveis a serem testadas, ou seja, as pressões das respectivas correntes de teste e os limites superior e inferior da variável de teste (variação de 10%). Observa-se que os valores dos limites superior e inferior das pressões foram arredondados, para cima ou para baixo, dependendo do caso, para facilidade na realização dos ensaios.

Tabela 3.6: Limites superior e inferior das variáveis a serem testadas.

Corrente	Descrição	Ciclo	Caso base P (kPa)	Inferior P (kPa)	Superior P (kPa)
7	após compressor C-1	Metano	3337,1	3003	3671
10	após válvula de expansão VV-1	Metano	170,0	153	187
12	após compressor C-2	Etano	2068,9	1862	2276
14	após válvula de expansão VV-2	Etano	110,0	99	121
16	após compressor C-3	Propano	1344,0	1210	1478
18	após válvula de expansão VV-3	Propano	110,0	99	121

A partir das variáveis apresentadas na Tabela 3.6, construiu-se a matriz de ensaios propostos, que está apresentada na Tabela 3.7. Esta matriz foi construída com a ajuda do *software* estatístico *Minitab 15*. Observa-se que o *software* propõe uma ordem randômica para realização dos experimentos, de forma a minimizar possíveis influências entre ensaios realizados na ordem padrão. A linha sombreada da Tabela 3.7 corresponde ao caso base, construído a partir de dados da literatura, Kanoglu (2002) e Filstead (1965).

Tabela 3.7: Matriz do planejamento experimental – 65 casos.

Ordem padrão	Ordem randômica	Corrente/ Pressão (kPa)					
		7	10	12	14	16	18
16	1	3671	187	2276	121	1210	99
49	2	3003	153	1862	99	1478	121
59	3	3003	187	1862	121	1478	121
51	4	3003	187	1862	99	1478	121
3	5	3003	187	1862	99	1210	99
13	6	3003	153	2276	121	1210	99
12	7	3671	187	1862	121	1210	99
11	8	3003	187	1862	121	1210	99
43	9	3003	187	1862	121	1210	121
4	10	3671	187	1862	99	1210	99
32	11	3671	187	2276	121	1478	99
58	12	3671	153	1862	121	1478	121
27	13	3003	187	1862	121	1478	99
57	14	3003	153	1862	121	1478	121
64	15	3671	187	2276	121	1478	121
26	16	3671	153	1862	121	1478	99
47	17	3003	187	2276	121	1210	121
24	18	3671	187	2276	99	1478	99
65	19	3337	170	2069	110	1344	110
54	20	3671	153	2276	99	1478	121
28	21	3671	187	1862	121	1478	99
33	22	3003	153	1862	99	1210	121
10	23	3671	153	1862	121	1210	99
56	24	3671	187	2276	99	1478	121
5	25	3003	153	2276	99	1210	99
7	26	3003	187	2276	99	1210	99
41	27	3003	153	1862	121	1210	121
53	28	3003	153	2276	99	1478	121
20	29	3671	187	1862	99	1478	99
38	30	3671	153	2276	99	1210	121
6	31	3671	153	2276	99	1210	99
46	32	3671	153	2276	121	1210	121
60	33	3671	187	1862	121	1478	121
19	34	3003	187	1862	99	1478	99
39	35	3003	187	2276	99	1210	121
45	36	3003	153	2276	121	1210	121
61	37	3003	153	2276	121	1478	121

Tabela 3.7: Matriz do planejamento experimental – 65 casos (continuação).

Ordem padrão	Ordem randômica	Corrente/ Pressão (kPa)					
		7	10	12	14	16	18
34	38	3671	153	1862	99	1210	121
63	39	3003	187	2276	121	1478	121
15	40	3003	187	2276	121	1210	99
52	41	3671	187	1862	99	1478	121
42	42	3671	153	1862	121	1210	121
44	43	3671	187	1862	121	1210	121
36	44	3671	187	1862	99	1210	121
35	45	3003	187	1862	99	1210	121
50	46	3671	153	1862	99	1478	121
18	47	3671	153	1862	99	1478	99
25	48	3003	153	1862	121	1478	99
9	49	3003	153	1862	121	1210	99
37	50	3003	153	2276	99	1210	121
23	51	3003	187	2276	99	1478	99
21	52	3003	153	2276	99	1478	99
14	53	3671	153	2276	121	1210	99
22	54	3671	153	2276	99	1478	99
48	55	3671	187	2276	121	1210	121
31	56	3003	187	2276	121	1478	99
17	57	3003	153	1862	99	1478	99
1	58	3003	153	1862	99	1210	99
29	59	3003	153	2276	121	1478	99
40	60	3671	187	2276	99	1210	121
2	61	3671	153	1862	99	1210	99
55	62	3003	187	2276	99	1478	121
8	63	3671	187	2276	99	1210	99
30	64	3671	153	2276	121	1478	99
62	65	3671	153	2276	121	1478	121

Após a apresentação do planejamento experimental a ser seguido para a realização dos ensaios, o próximo item abordará como será feita a análise exergética, que avaliará a taxa de exergia destruída para cada ensaio, que é a variável de resposta do planejamento.

3.5) Aplicação da Análise Exergética

Conforme apresentado no item 2.3, a análise exergética é importante para quantificar a taxa de exergia destruída por equipamento e, conseqüentemente, a taxa de exergia destruída total do ciclo. As perdas exergéticas, ou destruição da exergia, está associada às irreversibilidades presentes e quanto menor forem estas perdas, melhor será o aproveitamento dos recursos energéticos do processo.

A Equação 2, apresentada no item 2.3, representa o balanço exergético para um determinado volume de controle. A partir desta equação, calcula-se a taxa de exergia destruída para cada equipamento presente no ciclo de refrigeração estudado neste trabalho. Em seguida, essas perdas serão somadas para quantificar a destruição total da exergia no ciclo, conforme a Equação 3.

Para os compressores presentes no ciclo de refrigeração, haverá destruição de exergia devido às irreversibilidades do equipamento, como fricção e efeitos dissipativos. A Equação 2 pode ser aplicada diretamente, sendo o trabalho efetuado pelo compressor referente ao termo de transferência de trabalho. A equação utilizada para cálculo da taxa de exergia destruída em compressores está apresentada na Equação 4.

$$\dot{E}x_d = -\dot{W}_{comp.} + \sum_e \dot{m}_e [(h_e - h_0) - T_0(s_e - s_0)] - \sum_s \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)] \quad (4)$$

Os evaporadores e condensadores são essencialmente trocadores de calor e a taxa de exergia destruída pode ser calculada pela diferença entre a carga exergética que entra e que sai do trocador de calor. O mesmo acontece para as válvulas de expansão, que não exercem ou recebem trabalho sobre o meio, sendo, desta forma, isoentálpicas. Com isto, o balanço exergético exclui o termo referente à transferência de trabalho, conforme apresentado na Equação 5.

$$\dot{E}x_d = \sum_e \dot{m}_e [(h_e - h_0) - T_0(s_e - s_0)] - \sum_s \dot{m}_s [(h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)] \quad (5)$$

Para os dois evaporadores-condensadores do sistema, TC-1 e TC-2, que possuem, respectivamente, 4 e 3 correntes de troca térmica, devem-se considerar todas as correntes para o cálculo da taxa de exergia destruída.

A partir das equações apresentadas neste item e com os dados da simulação realizada, construiu-se uma planilha eletrônica para calcular de forma automática a taxa de exergia destruída para cada novo ensaio da simulação, conforme planejamento experimental. A tela do arquivo desta planilha utilizada para realização dos cálculos está apresentada em anexo, Figura 8.2.

Após a descrição detalhada do processo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural, apresentação do planejamento experimental e da metodologia para cálculo da exergia destruída, serão mostrados, no próximo capítulo, os resultados obtidos e discussões dos resultados para os ensaios realizados.

4) RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos para a simulação do ciclo de refrigeração de gás natural, comparando-os com os dados disponíveis na literatura, os testes preliminares realizados e, por fim, os resultados do planejamento experimental fatorial, assim como uma nova proposta de planejamento experimental, para o qual se fixaram duas variáveis que geravam piora no resultado geral e repetiu-se o planejamento, sendo, desta vez, um fatorial 2^4 , ou seja, 16 ensaios.

4.1) Comparação da Simulação com Dados da Literatura

Antes de iniciar os testes propostos pelo planejamento experimental, realizou-se uma avaliação da reprodução dos valores de pressão e temperatura disponíveis nos artigos de referência (Kanoglu, 2002 e Filstead, 1965) e os resultados obtidos na simulação em *Hysys*. Esta comparação é necessária para validar a simulação construída e garantir a confiabilidade dos resultados. A comparação está apresentada na Tabela 4.1.

As correntes apresentadas na Tabela 4.1 correspondem às correntes descritas no item 3.2, Figura 3.1. Observa-se que nem todos dados encontravam-se disponíveis na literatura, como é o caso dos dados das correntes 6, 8, 10, 14 e 18. Essas correntes aparecem na Tabela 4.1, porém, somente com o dado obtido por meio do simulador *Hysys*.

A partir dos dados apresentados na tabela 4.1, pode-se observar que os dados de pressão da simulação apresentaram grande compatibilidade com os dados obtidos da literatura (Kanoglu, 2002 e Filstead, 1965), sendo a maior diferença percentual de 7% para a corrente 15. O segundo maior valor de diferença percentual foi de 5%. Essas diferenças estão, principalmente, relacionadas à diferença de composição do gás natural utilizada, nas simulações deste trabalho e nos artigos da literatura. Visto que nenhum dos artigos disponibilizou qual a composição utilizada, escolheu-se como referência a composição utilizada na planta de liquefação da GásLocal, conforme descrito no item 3.1.

Tabela 4.1: Comparação entre dados da literatura e obtidos da simulação.

Corrente	Pressão (kPa)			Temperatura [K]		
	Simulação	Artigo	Diferença (%)	Simulação	Artigo	Diferença (%)
1	3944	3945	0%	272,04	272,04	0%
2	3861	3910	-1%	238,15	238,15	0%
3	3737	3738	0%	193,15	176,48	9%
4	3517	3655	-4%	173,15	122,04	42%
5	138	138	0%	114,15	111,48	2%
6	138	-	-	114,15	-	-
7	3337	3338	0%	394,53	323,15	22%
8	3077	-	-	247,04	-	-
9	2979	2979	0%	193,15	177,04	9%
10	170	-	-	157,31	-	-
11	160	152	5%	163,15	172,04	-5%
12	2069	2110	-2%	392,04	338,15	16%
13	2000	2000	0%	233,15	244,26	-5%
14	110	-	-	185,97	-	-
15	103	110	-7%	213,15	172,04	24%
16	1344	1345	0%	344,07	342,04	1%
17	1310	1310	0%	310,94	310,93	0%
18	110	-	-	232,85	-	-
19	110	110	0%	232,85	235,37	-1%

Com relação aos dados de temperatura, quatro correntes apresentaram divergência superior a 10%, sendo estas as correntes 4, 7, 12 e 15. As diferenças observadas nestas correntes também são, principalmente, devido à diferença de composição do gás natural utilizada, ou seja, como a composição do gás natural utilizada nos artigos da literatura estavam indisponíveis, assumiu-se os valores apresentados pelo gás natural na planta de liquefação da GásLocal, que muito provavelmente divergem dos utilizados na literatura. De qualquer forma, explica-se a seguir a razão de se manter o valor de temperatura obtido e os limites apresentados pelo sistema.

A corrente 4 apresentou a maior diferença percentual na comparação entre os dados da literatura e da simulação, 42%. Esta corrente é de gás natural, já liquefeito, que sai do trocador de calor TC-3 e segue para o vaso de *flash* V-1. Esta grande diferença faz-se necessária, pois uma diminuição na temperatura da corrente 4 no simulador, para aproximar

seu valor do teórico, gera um cruzamento de temperatura no trocador de calor TC-3, ou seja, o trocador de calor passa a operar de forma incoerente, não respeitando a diferença de temperatura requerida entre as correntes que trocam calor. Para o processo em geral, não há problema a temperatura da corrente 4 estar acima do valor da referência, contanto que a temperatura da corrente 5, que é a corrente final do gás natural liquefeito, seja a necessária, ou seja, tenha um valor de no mínimo $-159\text{ }^{\circ}\text{C}$, ou $114,15\text{ K}$.

A segunda maior divergência de temperatura foi a apresentada pela corrente 15, que foi de 24%. A corrente 15 faz parte do ciclo do etano e deixa o trocador de calor TC-2, que, neste ciclo, faz o papel do evaporador, e segue para o compressor C-2. Neste caso, o dado de temperatura apresentado pelo artigo também é inferior ao obtido por meio da simulação. Essa diferença de $41,11\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ou Kelvin) deve ser mantida, pois uma temperatura inferior a $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$, ou $213,15\text{ K}$, geram mudança de fase do etano e, conseqüentemente, entrada de líquido no compressor C-2. Além de ocasionar a entrada de líquido em C-2, também ocorre cruzamento de temperatura em TC-1, ou seja, o trocador não respeita os limites mínimos de diferença de temperatura entre as correntes.

A corrente 7 também apresenta divergência alta entre os dados da literatura e os da simulação, sendo esta de 22%. A corrente 7 faz parte do ciclo do metano, ela sai do compressor C-1 e segue para o trocador de calor TC-1, que, neste ciclo, faz o papel do condensador. A diferença de temperatura, de $71,38\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ou Kelvin), ocorre pois para o caso da simulação em *Hysys* trabalha-se com substância pura, ou seja a corrente 7 é composta totalmente por metano, sem considerar impurezas ou misturas de gases, o que muito provavelmente não ocorre no processo exemplificado no artigo de Filstead (1965), que corresponde a uma planta em operação em Arzew, localizada na Argélia. Visto que a pressão da corrente 7, obtida através da simulação, é praticamente igual a especificada pela literatura, pode-se considerar que o metano utilizado na planta que gerou os dados do artigo não era puro.

O mesmo acontece para a corrente 12, que apresentou uma divergência de 16% entre os valores de temperatura obtidos por meio da literatura e por meio da simulação em *Hysys*. A corrente 12 faz parte do ciclo do etano, ela deixa o compressor C-2 e segue para o trocador de calor TC-1, que funciona como condensador para este ciclo. O valor de

temperatura obtido através do simulador é superior ao disponível na literatura, sendo uma diferença de 53,89 °C (ou Kelvin). Para este caso também pode-se considerar que os dados do artigo foram gerados a partir de uma planta que não utilizava etano puro em sua operação pois a divergência na pressão é baixa, da ordem de 2%.

Os outros casos apresentam divergências inferiores a 10% com relação às diferenças de temperatura observadas entre os dados obtidos como resultados da simulação e os dados disponíveis na literatura.

Após a comparação dos dados entre simulação e literatura, pode-se concluir que a simulação está validada para a realização do planejamento experimental. Primeiramente, porém, serão realizados alguns testes preliminares para avaliar a análise de sensibilidade do sistema. Estes testes serão apresentados no próximo item.

4.2) Testes Preliminares

Antes de iniciar o planejamento experimental proposto neste trabalho, foram realizados alguns testes preliminares na simulação do ciclo de refrigeração em cascata. Estes testes tinham como objetivo avaliar o comportamento da variável de resposta do sistema, que é a exergia total destruída no ciclo, perante alterações na eficiência do compressor para cada um dos três subciclos que compõem o ciclo em cascata. Observa-se que somente os testes principais serão apresentados neste item, outros testes preliminares realizados foram publicados em Cipolato e d'Angelo (2008).

Mesmo estando claro que um aumento na eficiência do compressor geraria uma redução na exergia destruída do ciclo, escolheu-se esta variável para análise porque o objetivo era avaliar a magnitude da influência da eficiência do compressor na variável resposta, além de avaliar qual compressor do ciclo apresentaria maior influência na taxa de exergia destruída total do ciclo.

A eficiência de todos os compressores do caso base estudado foi de 75%. Considerando este valor, foram realizados testes com eficiências de 65%, 70%, 80% e 85% para os três compressores presentes no ciclo de refrigeração, C-1, C-2 e C-3.

Apresentam-se na Tabela 4.2 os valores percentuais para as perdas exergéticas por equipamento do ciclo de refrigeração para o caso base. Observa-se que as maiores perdas (linhas sombreadas) estão na válvula de expansão do subciclo do metano, VV-1, no trocador de calor TC-1 e na válvula de expansão do subciclo do propano, VV-3. A válvula VV-1 apresenta grande perda exergética devido a alta queda de pressão que ela proporciona ao sistema, a corrente de metano passa de 2979 kPa para 170 kPa. Assim como a válvula VV-3, que suporta uma queda de pressão de 1310 kPa (corrente 17) para 110 kPa (corrente 18) no subciclo do propano. O trocador de calor TC-1 apresenta uma operação delicada pois trabalha com quatro correntes de troca térmica, o que faz com que este equipamento apresente uma perda exergética mais alta. Em quarto lugar, aparecem os compressores dos ciclos do metano e do propano. Compressores de calor comumente apresentam alta taxa de exergia destruída.

Tabela 4.2: Porcentagem de perda exergética por equipamento para o caso base.

Equipamento	Descrição	Ciclo	Perda exergética (kJ/h)	Perda exergética (%)
C-1	Compressor	Metano	1.845,75	9,5
C-2	Compressor	Etano	417,10	2,1
C-3	Compressor	Propano	1.850,53	9,5
VV-1	Válvula expansão	Metano	7.246,80	37,2
VV-2	Válvula expansão	Etano	189,67	1,0
VV-3	Válvula expansão	Propano	2.072,25	10,6
TC-1	Trocador de calor	-	3.646,63	18,7
TC-2	Trocador de calor	-	749,67	3,8
TC-3	Trocador de calor	Metano	231,12	1,2
TC-4	Trocador de calor	Propano	1.244,08	6,4
TOTAL			19.493,60	100,0

Apresenta-se na Figura 4.1 a distribuição da exergia destruída em função da variação da eficiência do compressor do ciclo do metano. Nesta Figura são mostrados apenas os equipamentos que apresentaram exergia destruída diferente da obtida para o caso base. Um aumento de 75% para 85% na eficiência do compressor gera uma redução de 9% na taxa de exergia total destruída.

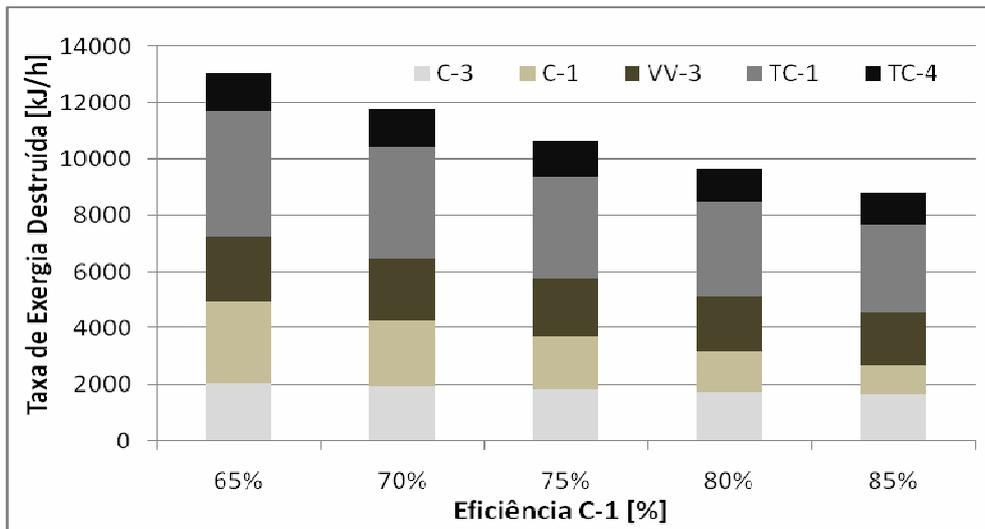


Figura 4.1: Taxa de exergia total destruída no subciclo do metano em função da eficiência do compressor.

Na Figura 4.2, também apresenta-se o comportamento da taxa de exergia destruída, porém, com relação à variação da eficiência do compressor do ciclo do propano. Um aumento de 75% para 85% nesta eficiência gera uma redução de 5% na exergia total destruída, sendo que os equipamentos responsáveis por esta redução são somente o compressor do subciclo do propano, C-3, e o trocador de calor TC-4.

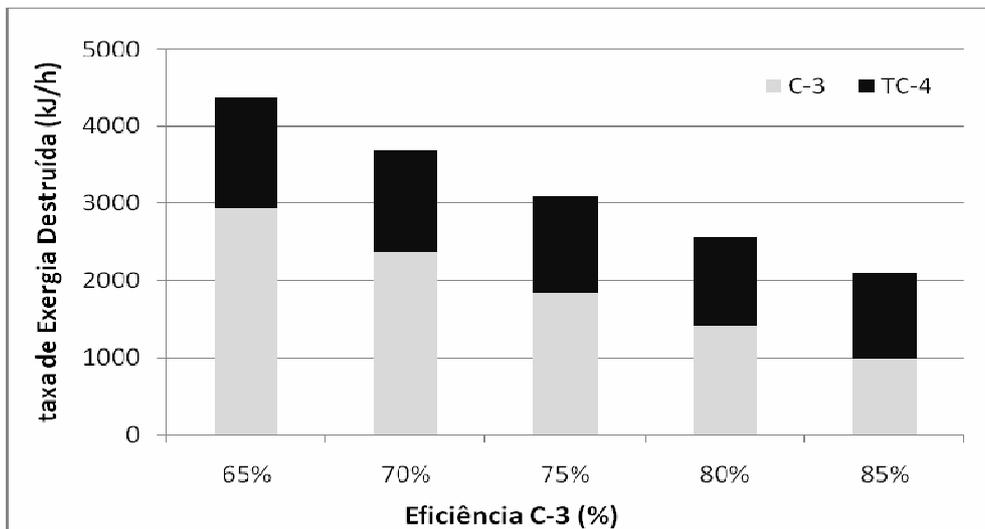


Figura 4.2: Taxa de exergia total destruída no subciclo do propano em função da eficiência do compressor.

Na Figura 4.3, apresenta-se o comportamento da taxa de exergia destruída para variações na eficiência do compressor do ciclo do etano. Um aumento de 75% para 85% nesta eficiência gera uma redução de 2% na taxa de exergia total destruída.

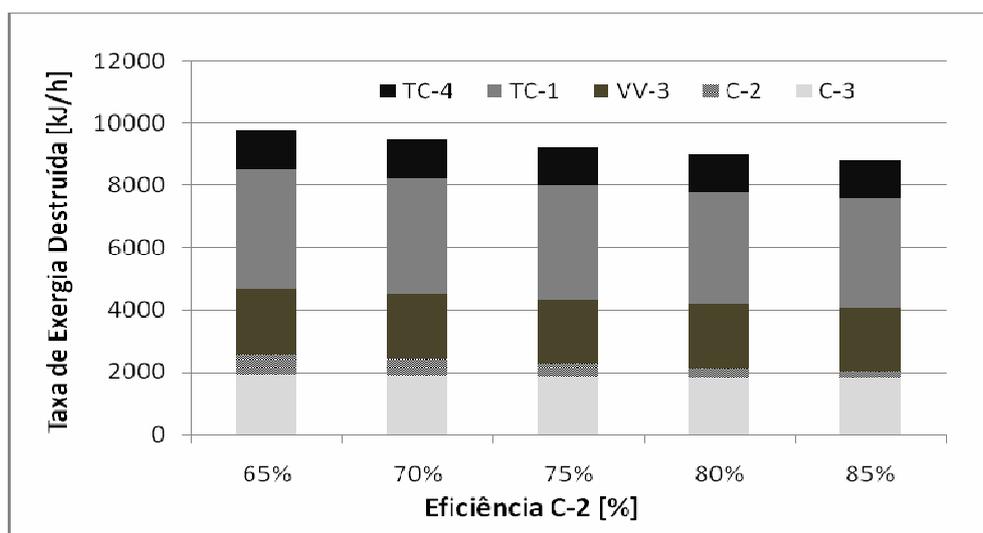


Figura 4.3: Taxa de exergia total destruída no subciclo do etano em função da eficiência do compressor.

Observa-se que as variáveis testadas não apresentaram grandes ganhos exergéticos, porém, a partir dos resultados obtidos, tem-se a magnitude da influência de cada variável analisada, ou seja, tem-se a sensibilidade destas variáveis para então buscar novas variáveis que proporcionem maior redução na exergia destruída.

A partir dos resultados obtidos para a faixa analisada da eficiência do compressor, de 65% a 85%, pode-se observar uma queda na taxa de exergia total destruída, conforme ocorre um aumento na eficiência dos compressores, sendo esta em maior magnitude para a alteração no compressor do subciclo do metano.

Esta redução somente é possível para processos industriais em fase de projeto e deve ser acompanhada de uma análise econômica para verificação dos reais ganhos, como por exemplo, a análise pelo método de Lozano e Valero (1993). Para processos industriais já implementados a margem de otimização do mesmo normalmente não é muito grande, principalmente para o caso da variável eficiência do compressor.

Observa-se que na análise realizada não se considerou a influência da inter-relação das variáveis, ou seja, a alteração de cada variável foi avaliada individualmente. Para o planejamento experimental, a ser apresentado no item 4.3, as variáveis escolhidas para análise, que são pressão após compressor e pressão após válvula de expansão, serão analisadas em conjunto, ou seja, dentro da faixa de limites proposta, as 6 variáveis estão suscetíveis à alteração.

4.3) Resultados do Planejamento Experimental

Sendo o objetivo do presente trabalho, realizar uma análise exergética de um ciclo de refrigeração para liquefação de gás natural do tipo multiestágio em cascata, construiu-se um planejamento experimental fatorial 2^6 , conforme apresentado no item 3.4. Neste planejamento, avalia-se a influência de seis pressões do ciclo na taxa de exergia destruída total, tendo como objetivo a redução desta. As seis pressões para análise estão localizadas após os compressores e após as válvulas de expansão, sendo dois pontos de pressão para cada um dos três subciclos de refrigeração.

A partir do planejamento experimental construído no item 3.4, realizaram-se os 65 ensaios propostos, conforme Tabela 3.7. Porém, constatou-se que para o valor do extremo inferior da corrente 16, obtém-se cruzamento de temperatura no trocador de calor TC-4. Desta mesma forma, para o valor do extremo superior da corrente 18, ocorre cruzamento de temperatura no trocador de calor TC-1. O cruzamento de temperatura acontece quando a diferença de temperatura mínima entre as correntes que trocam calor não é respeitada, ou seja, o trocador passa a não proporcionar a troca de calor requerida para o processo. Mesmo assim, o planejamento foi seguido e todos os casos foram simulados para posterior análise. Desta forma, não excluem-se a priori do planejamento possíveis casos de influência entre variáveis, nos quais a pressão de operação poderia sugerir cruzamento de temperatura em algum dos trocadores, porém, esta não ocorre. Os erros apresentados estão principalmente relacionados às diferenças de composições do gás natural e dos fluidos refrigerantes entre o processo simulado e os dados da literatura, visto que o simulador apresenta grande rigorosidade matemática.

Na Tabela 4.3 apresentam-se os resultados obtidos para o planejamento experimental. Para os casos que não apresentaram erro, calculou-se a taxa de exergia destruída total do ciclo através da metodologia descrita no item 3.5, porém, para os casos nos quais algum trocador apresentou incoerência, explicita-se na coluna de resultados em qual trocador de calor constatou-se o problema. Apresentam-se em sombreado claro os casos sem incoerências e em sombreado escuro, o caso base.

Tabela 4.3: Resultados da matriz do planejamento experimental – 65 casos.

Ordem padrão	Ordem randômica	Corrente/ Pressão (kPa)						Taxa de exergia destruída (kJ/h)
		7	10	12	14	16	18	
16	1	3671	187	2276	121	1210	99	Erro TC-4
49	2	3003	153	1862	99	1478	121	Erro TC-1
59	3	3003	187	1862	121	1478	121	Erro TC-1
51	4	3003	187	1862	99	1478	121	Erro TC-1
3	5	3003	187	1862	99	1210	99	Erro TC-4
13	6	3003	153	2276	121	1210	99	Erro TC-4
12	7	3671	187	1862	121	1210	99	Erro TC-4
11	8	3003	187	1862	121	1210	99	Erro TC-4
43	9	3003	187	1862	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
4	10	3671	187	1862	99	1210	99	Erro TC-4
32	11	3671	187	2276	121	1478	99	10.702
58	12	3671	153	1862	121	1478	121	Erro TC-1
27	13	3003	187	1862	121	1478	99	256.410
57	14	3003	153	1862	121	1478	121	Erro TC-1
64	15	3671	187	2276	121	1478	121	Erro TC-1
26	16	3671	153	1862	121	1478	99	11.016
47	17	3003	187	2276	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
24	18	3671	187	2276	99	1478	99	10909
65	19	3337	170	2069	110	1344	110	19.494
54	20	3671	153	2276	99	1478	121	Erro TC-1
28	21	3671	187	1862	121	1478	99	10.530
33	22	3003	153	1862	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
10	23	3671	153	1862	121	1210	99	Erro TC-4
56	24	3671	187	2276	99	1478	121	Erro TC-1
5	25	3003	153	2276	99	1210	99	Erro TC-4
7	26	3003	187	2276	99	1210	99	Erro TC-4
41	27	3003	153	1862	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
53	28	3003	153	2276	99	1478	121	Erro TC-1

Tabela 4.3: Resultados da matriz do planejamento experimental – 65 casos (continuação).

Ordem padrão	Ordem randômica	Corrente/ Pressão (kPa)						Taxa de exergia destruída (kJ/h)
		7	10	12	14	16	18	
20	29	3671	187	1862	99	1478	99	10.732
38	30	3671	153	2276	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
6	31	3671	153	2276	99	1210	99	Erro TC-4
46	32	3671	153	2276	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
60	33	3671	187	1862	121	1478	121	Erro TC-1
19	34	3003	187	1862	99	1478	99	260.856
39	35	3003	187	2276	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
45	36	3003	153	2276	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
61	37	3003	153	2276	121	1478	121	Erro TC-1
34	38	3671	153	1862	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
63	39	3003	187	2276	121	1478	121	Erro TC-1
15	40	3003	187	2276	121	1210	99	Erro TC-4
52	41	3671	187	1862	99	1478	121	Erro TC-1
42	42	3671	153	1862	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
44	43	3671	187	1862	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
36	44	3671	187	1862	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
35	45	3003	187	1862	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
50	46	3671	153	1862	99	1478	121	Erro TC-1
18	47	3671	153	1862	99	1478	99	11.210
25	48	3003	153	1862	121	1478	99	135.397
9	49	3003	153	1862	121	1210	99	Erro TC-4
37	50	3003	153	2276	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
23	51	3003	187	2276	99	1478	99	264.802
21	52	3003	153	2276	99	1478	99	139.475
14	53	3671	153	2276	121	1210	99	Erro TC-4
22	54	3671	153	2276	99	1478	99	11.383
48	55	3671	187	2276	121	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
31	56	3003	187	2276	121	1478	99	260.210
17	57	3003	153	1862	99	1478	99	137.558
1	58	3003	153	1862	99	1210	99	Erro TC-4
29	59	3003	153	2276	121	1478	99	137.244
40	60	3671	187	2276	99	1210	121	Erro TC-1 e TC-4
2	61	3671	153	1862	99	1210	99	Erro TC-4
55	62	3003	187	2276	99	1478	121	Erro TC-1
8	63	3671	187	2276	99	1210	99	Erro TC-4
30	64	3671	153	2276	121	1478	99	11.182
62	65	3671	153	2276	121	1478	121	Erro TC-1

Observa-se nos resultados para a taxa de exergia destruída da Tabela 4.3 uma grande variação, e aparecem tanto valores muito mais altos que o resultado obtido para o caso base, quanto valores menores que o do caso base, indicando que o processo não está trabalhando em seu ponto ótimo e a melhoria é possível. Também pode-se constatar, conforme já citado, que o extremo inferior de pressão da corrente 16 gera problemas no trocador de calor TC-4 e o extremo superior de pressão da corrente 18 gera problemas em TC-1. Quando tem-se os dois casos juntos, ou seja, pressão de 1210 kPa para a corrente 16 e pressão de 121 kPa para a corrente 18, os erros se sobrepõem e o problema acontece nos dois trocadores de calor.

Os dados obtidos através do simulador para o planejamento experimental foram inseridos no *software* estatístico *Minitab 15* para análise da influência de cada variável estudada sobre o valor da taxa de exergia destruída. Para assegurar um planejamento experimental confiável, os casos que apresentaram erro não foram excluídos, eles foram considerados como valor “zero” para a taxa de exergia destruída.

Apresentam-se na Figura 4.4 os gráficos dos efeitos individuais de cada variável analisada sobre a variável resposta, que é a taxa de exergia destruída total do ciclo. As variáveis analisadas foram as pressões das correntes 7, 10, 12, 14, 16 e 18. Primeiramente, estes efeitos são medidos isolados para cada variável, conforme Figura 4.4, obtida através do *software*. A partir do gráfico referente à corrente 7, primeiro gráfico da Figura 4.4, pode-se observar que alterações na pressão desta corrente geram grande influência na variável resposta. Isto é perceptível devido à grande inclinação da reta que liga os pontos extremos. Este gráfico também deixa claro que o ponto extremo superior da faixa de pressão analisada gera a menor exergia total para o ciclo, considerando-se isoladamente a influência da pressão da corrente 7. Desta forma, deve-se trabalhar, a princípio, com pressão mais alta para esta corrente. O ponto central representa o caso base.

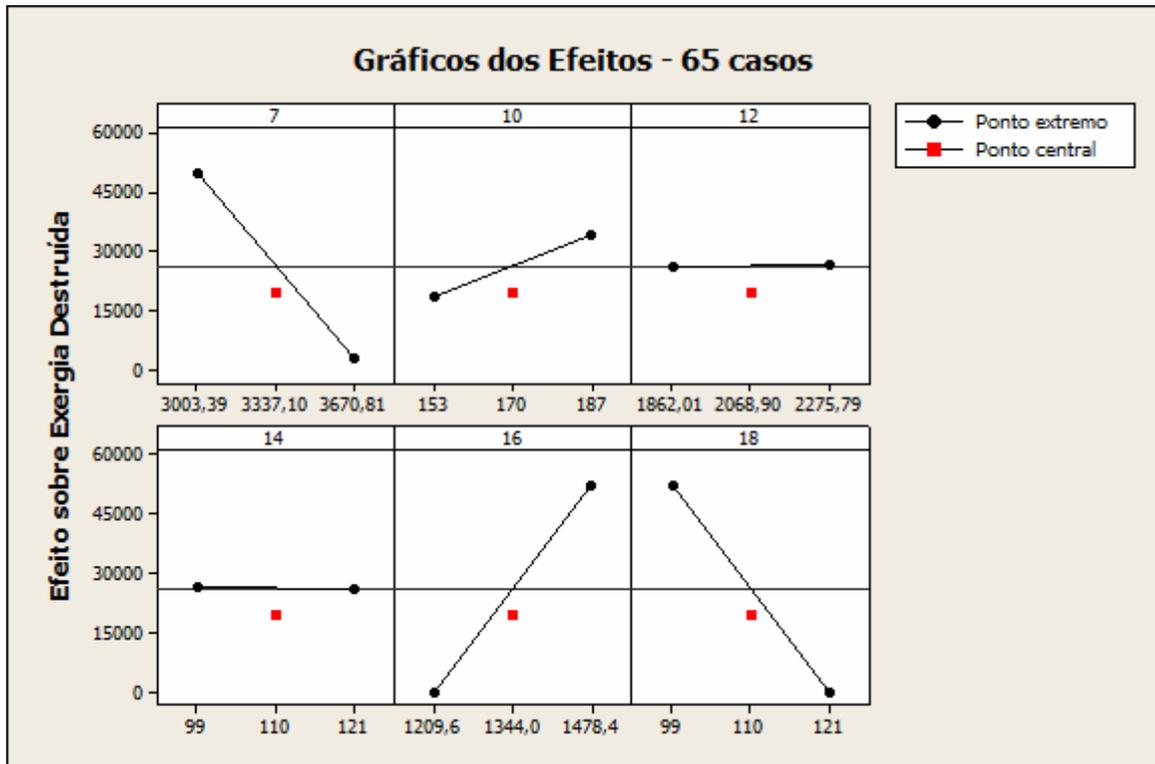


Figura 4.4: Gráficos dos efeitos sobre a taxa de exergia destruída – 65 casos.

O segundo gráfico presente na Figura 4.4, correspondente a corrente 10, mostra que a pressão da corrente 10 também influencia diretamente na variável resposta, porém com menor intensidade que a pressão da corrente 7, visto que a inclinação da reta que liga os pontos extremos é menor que a apresentada no gráfico da corrente 7. O terceiro e quarto gráficos, referentes às pressões nas correntes 10 e 14, apresentam a reta que liga os pontos extremos da faixa de análise praticamente na horizontal. Isto significa que estas duas variáveis não são significativas, quando analisadas de forma independente, no resultado.

O quinto gráfico, referente à corrente 16, apresenta grande inclinação da reta que liga os pontos extremos, porém, neste caso, não podemos considerar o ponto extremo inferior, que foi considerado nulo devido ao erro obtido no trocador de calor TC-4. Apesar de não ser possível a análise no intervalo que vai do valor de pressão do ponto extremo inferior até o valor do ponto central, deve-se avaliar o comportamento da reta na faixa: ponto central até ponto extremo superior. Neste intervalo, observa-se que a exergia

destruída aumenta bastante com relação ao valor obtido para o ponto central. Desta forma, na corrente 16, deve-se operar no ponto central.

De forma parecida com o que apresentou o quinto gráfico, observa-se no sexto gráfico, referente à corrente 18. Somente deve-se considerar a faixa que vai do valor de pressão do extremo inferior até o valor do ponto central, visto que para o restante da faixa (ponto central até extremo superior) o trocador de calor TC-1 apresentou operação inadequada. Também observa-se que o valor da taxa de exergia destruída obtido para o ponto central é menor que o valor obtido para o extremo inferior. Desta forma, deve-se trabalhar com a pressão da corrente 18 no valor de operação do ponto central.

Após a análise individual dos efeitos das seis variáveis de entrada, construiu-se o gráfico da interação entre as variáveis, que mostra a influência em conjunto das seis variáveis, analisadas duas a duas. Este gráfico está apresentado na Figura 4.5.

O gráfico da interação entre as variáveis mostra a influência que duas variáveis em conjunto podem gerar na variável de resposta, ou seja, uma variável quando analisada independentemente pode não ser estatisticamente significativa para a resposta, porém, quando em contato com uma alteração em outra variável, pode tornar-se representativa.

A Figura 4.5 mostra que as únicas variáveis cujas interações geram influência direta na resposta são as pressões das correntes 7 e 10. Isto é evidente pois o quadro referente ao cruzamento de 7 com 10 apresenta as retas referentes ao extremo superior e ao extremo inferior separadas e cada uma com uma inclinação diferente. As duas colunas referentes aos cruzamentos das correntes 12 e 14 com as demais, apresentam gráficos com as retas dos limites superior e inferior praticamente na horizontal, mostrando que essas duas variáveis não apresentam interação com outra variável, que gere influência na variável resposta.

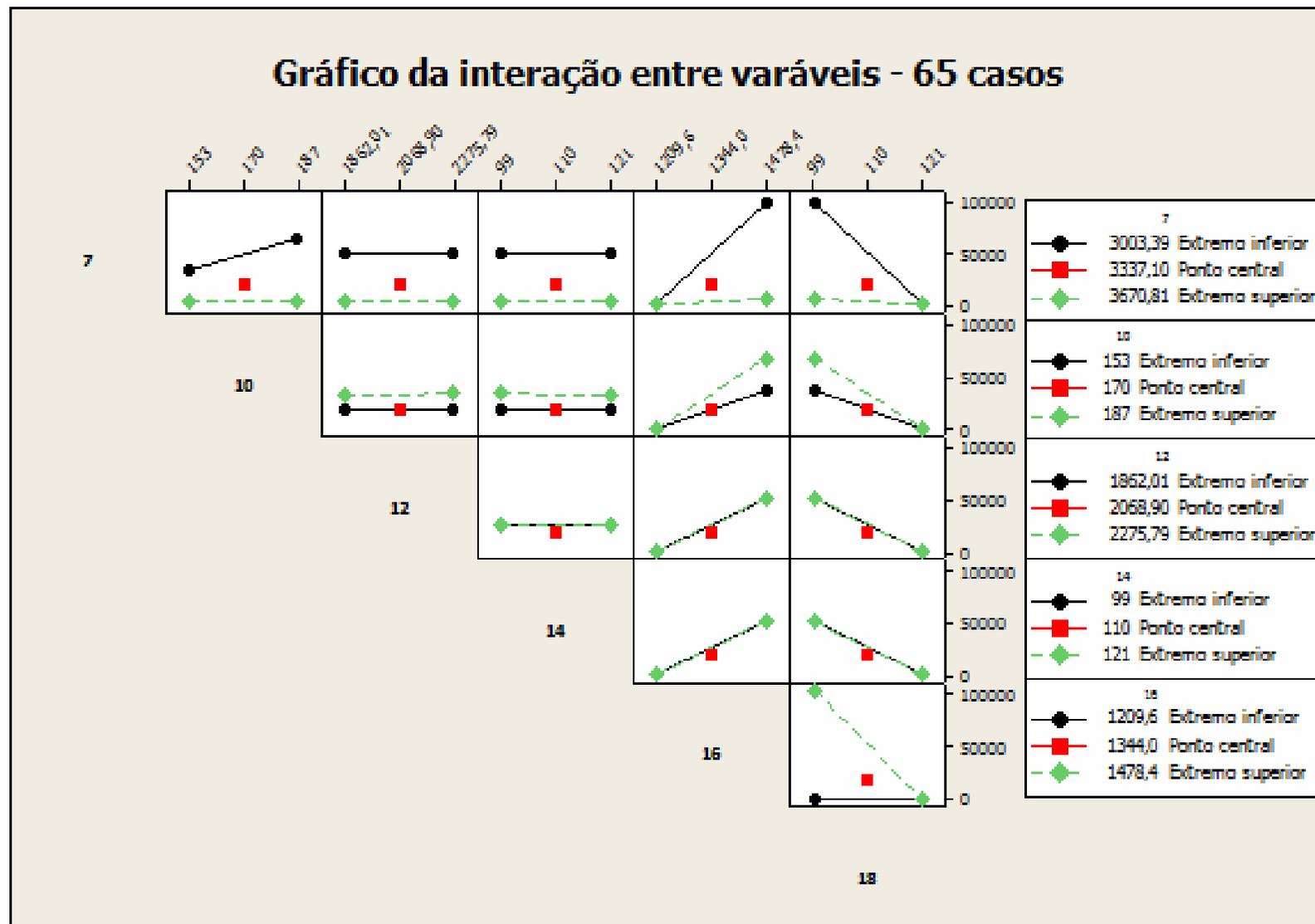


Figura 4.5: Gráfico da interação entre variáveis – 65 casos.

Os gráficos referentes às interações das correntes 16 e 18 (Figura 4.5) com as demais correntes devem ser analisados com cautela devido à inconsistência operacional quando estas correntes trabalham em seus extremos inferior e superior, respectivamente. Neste conjunto de gráficos pode-se observar que somente para as correntes 7 e 10 houve uma diferença de inclinação para as retas que representam os pontos do extremo inferior e extremo superior. As variantes das correntes 7 e 10, porém, já foram identificadas como variantes significativas a partir da Figura 4.4, e a partir da Figura 4.5 identifica-se a interação da variável pressão da corrente 7 com a variável pressão da corrente 10 como significativa. Também observa-se que as pressões das correntes 16 e 18, quando analisadas independentemente, apresentaram melhores resultados para a exergia destruída com os valores do ponto central.

A partir das análises das Figuras 4.4 e 4.5 pode-se concluir que as variáveis estatisticamente significativas são as pressões das correntes 7 e 10, assim como a interação entre elas. As pressões das correntes 12 e 14 não influenciam de forma significativa no resultado e as pressões das correntes 16 e 18, devido à limitação ocorrida na operação da planta, devem trabalhar em seu ponto central. Devido aos problemas encontrados nos trocadores TC-1 e TC-4 por causa das variações das correntes 16 e 18, decidiu-se, antes de seguir com as análises estatísticas, fixar as pressões das correntes 16 e 18 no valor de referência do ponto central e construir um novo planejamento experimental fatorial, sendo este um planejamento 2^4 .

Neste novo planejamento experimental, espera-se obter como resultado para as variáveis significativas o mesmo resultado obtido para o planejamento 2^6 . Ele será refeito apenas para fixar as pressões das corrente 16 e 18 no ponto central e garantir que estas variáveis não influenciem na resposta.

O planejamento 2^4 está apresentado na Tabela 4.4 e, sendo este um fatorial 2^4 , deve-se realizar 16 ensaios e mais o caso base, resultando em 17 ensaios. Da mesma forma como realizado o planejamento 2^6 , deixou-se o *software* estatístico sugerir uma ordem randômica para realização dos ensaios, evitando, desta forma, a possibilidade de resultados pré-gerados, que seguiram uma ordem padrão. Os 16 casos foram simulados novamente e os resultados obtidos estão apresentados na última coluna da Tabela 4.4. A linha

selecionada em sombreado claro representa o caso base e, em sombreado escuro, salienta-se o caso de menor taxa de exergia destruída obtida.

Os resultados apresentados na Tabela 4.4 foram inseridos no *software* estatístico *Minitab 15* para construção da análise. Observa-se que o menor ponto obtido para a taxa de exergia destruída foi de 10.096 kJ/h para a simulação de ordem padrão 12. Para este caso, utilizou-se pressão de 3671 kPa (limite superior) para a corrente 7, 187 kPa (limite superior) para a corrente 10, 1862 kPa para a corrente 12 (limite inferior) e 121 kPa para a corrente 14 (limite superior). Antes de se realizar a análise estatística não é possível garantir que este seja o caso ótimo para o intervalo analisado, mas pode-se dizer que o processo analisado é passível de otimização.

Tabela 4.4: Resultados da matriz do planejamento experimental – 17 casos.

Ordem padrão	Ordem randômica	Corrente/ Pressão (kPa)				Taxa de exergia destruída (kJ/h)
		7	10	12	14	
7	1	3003	187	2276	99	254.631
1	2	3003	153	1862	99	132.262
9	3	3003	153	1862	121	130.182
14	4	3671	153	2276	121	10.723
2	5	3671	153	1862	99	10.750
16	6	3671	187	2276	121	10.262
8	7	3671	187	2276	99	10.461
13	8	3003	153	2276	121	131.957
17	9	3337	170	2069	110	19.494
6	10	3671	153	2276	99	10.916
15	11	3003	187	2276	121	250.215
10	12	3671	153	1862	121	10.563
11	13	3003	187	1862	121	246.560
4	14	3671	187	1862	99	10.290
12	15	3671	187	1862	121	10.096
3	16	3003	187	1862	99	250.836
5	17	3003	153	2276	99	134.099

Apresentam-se na Figura 4.6 os gráficos dos efeitos individuais para cada variável analisada. Conforme esperado, os gráficos da Figura 4.6 são muito semelhantes aos da Figura 4.4. Desta forma, as variáveis analisadas isoladamente que influenciam diretamente na resposta são as pressões das correntes 7 e 10, sendo a influência da corrente 7 de maior

intensidade visto que a inclinação da reta apresentada pelo gráfico referente a corrente 7 é maior. As pressões das correntes 12 e 14 não são estatisticamente significativas, quando avaliadas individualmente, o que é constatado devido aos gráficos que fazem referência às correntes 12 e 14, apresentarem retas praticamente horizontais.

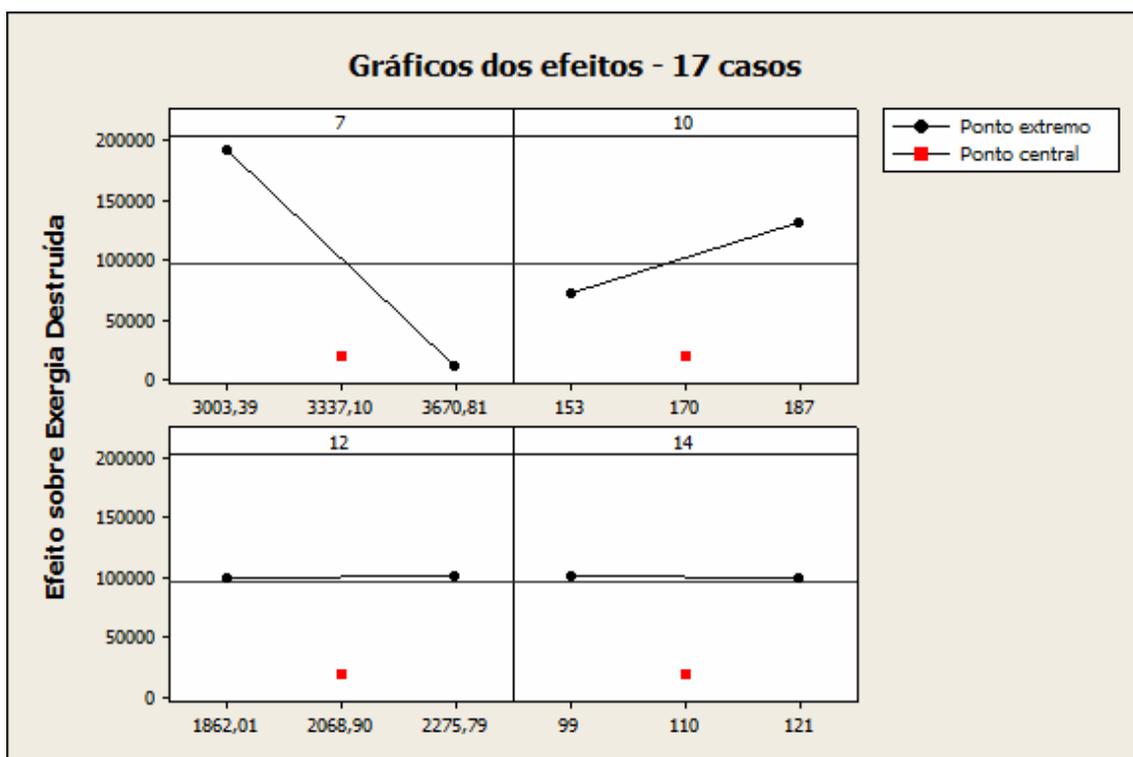


Figura 4.6: Gráficos dos efeitos sobre a taxa de exergia destruída – 17 casos.

Após a análise da influência individual das variáveis na taxa de exergia destruída total (variável de resposta), construiu-se o gráfico da interação entre as variáveis, apresentado na Figura 4.7.

O gráfico da Figura 4.7 confirma que as pressões das correntes 7 e 10 apresentam influência conjunta na variável de resposta, o que pode ser observado pela distância e inclinação das retas que representam os pontos do extremo inferior e os pontos do extremo superior no gráfico referente ao cruzamento das linhas 7 e 10. As pressões das correntes 12 e 14 não têm interação nem entre si, nem com as correntes 7 ou 10 pois, para estes

cruzamentos, as restas referentes aos pontos extremos apresentam-se com a mesma inclinação, ou seja, ambas estão na horizontal.

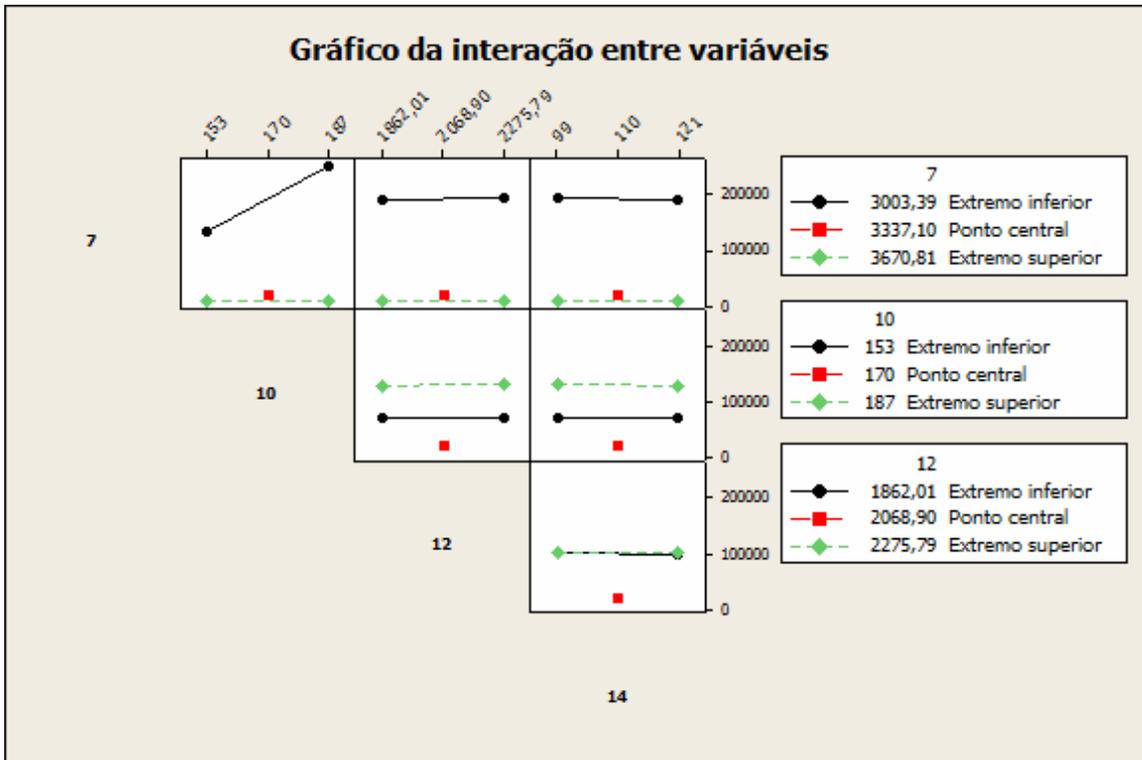


Figura 4.7: Gráfico da interação entre variáveis – 17 casos.

A partir dos gráficos das Figuras 4.6 e 4.7 pode-se concluir que as variáveis estatisticamente significativas na exergia total destruída no ciclo de refrigeração em cascata são as pressões das correntes 7 e 10, avaliadas isoladamente, e a interação entre essas duas variáveis. Esse resultado já era esperado e confirma o resultado obtido no planejamento anterior, 2⁶.

A corrente 7 é a corrente após o compressor C-1, ou seja, a pressão após o compressor do ciclo do metano influencia diretamente na variável de resposta. O mesmo acontece para a pressão da corrente 10, que está localizada após a válvula de expansão do ciclo do metano, porém em menor intensidade. Desta forma, pode-se concluir que as duas pressões analisadas do ciclo do metano são estatisticamente significativas. Para confirmar esta análise, construiu-se o gráfico de Pareto, que está apresentado na Figura 4.8.

O gráfico de Pareto mostra a significância dos efeitos individuais e combinados das variáveis. Os efeitos estatisticamente significativos, na obtenção da menor taxa de exergia destruída para o processo, estão à direita da reta vertical do limite de confiança de 95%. O valor de $p = 0,05$, que representa o teste de probabilidade, explicita um intervalo de confiança de 95%.

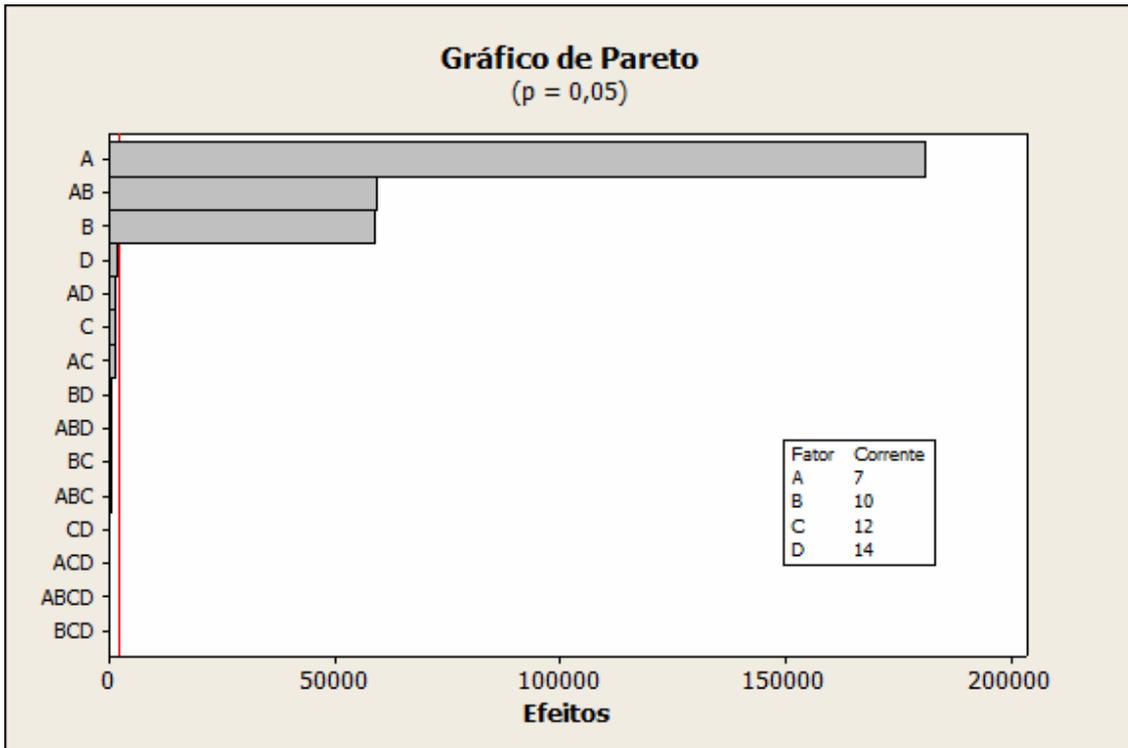


Figura 4.8: Gráfico de Pareto – 17 casos.

Conforme apresentado na Figura 4.8, somente as variáveis A, B e a interação de A com B são estatisticamente significativas, ou seja, somente as alterações nas pressões das correntes 7 e 10 e a inter-relação entre essas correntes geram influência significativa na variável de resposta, a taxa de exergia destruída total do ciclo. Observa-se que a variável que mais influencia na resposta é a pressão da corrente 7, seguida pela influência da inter-relação entre as correntes 7 e 10 e, em terceiro lugar, pela pressão da corrente 10, conforme ordem apresentada no gráfico de Pareto.

Para a construção do gráfico da Figura 4.9 excluiu-se do gráfico de Pareto as variáveis estatisticamente não significativas. Desta forma, apresentam-se somente as variáveis A, AB e B nesta figura. A partir da Figura 4.9, pode-se observar que a influência da A é muito maior que a influência tanto de B, quanto de AB, e a influência de AB é ligeiramente maior que a influência que B. Desta forma, a variável que tem maior influência na variável resposta é a pressão da corrente 7.

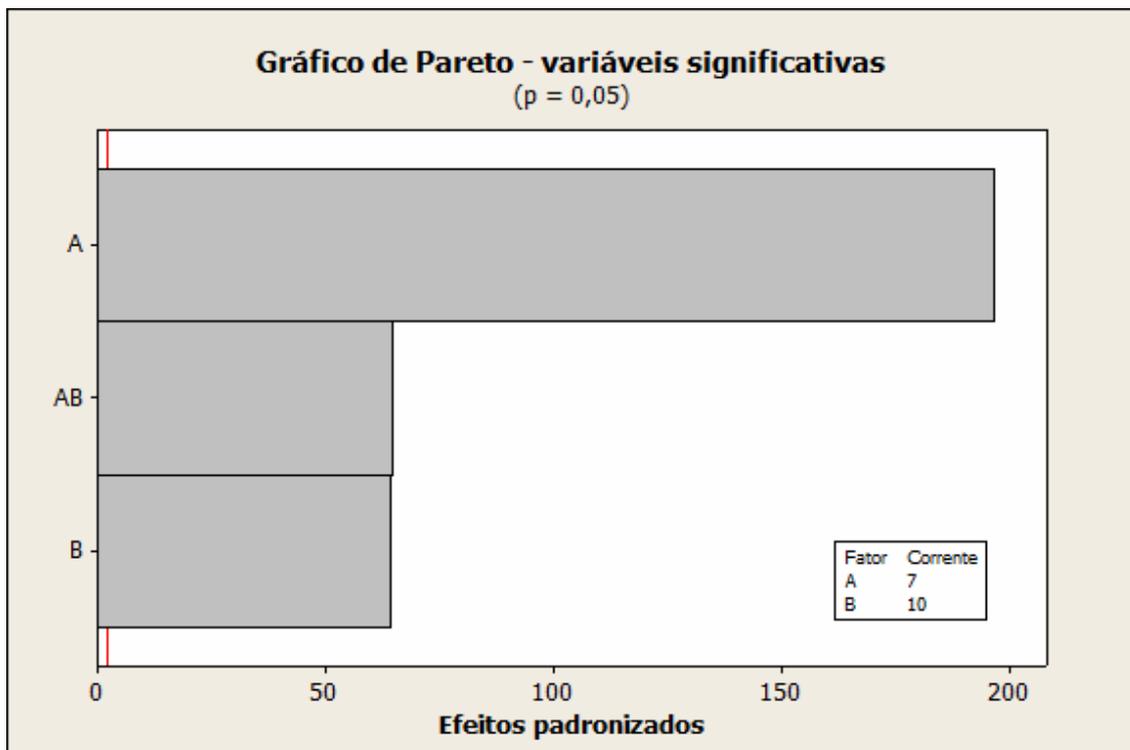


Figura 4.9: Gráfico de Pareto das variáveis significativas.

Seguindo a análise estatística, apresentam-se na Figura 4.10 os gráficos referentes às análises dos resíduos. Resíduos são as diferenças entre o real valor da exergia destruída, obtida através da simulação, e o valor predito pela equação da regressão linear.

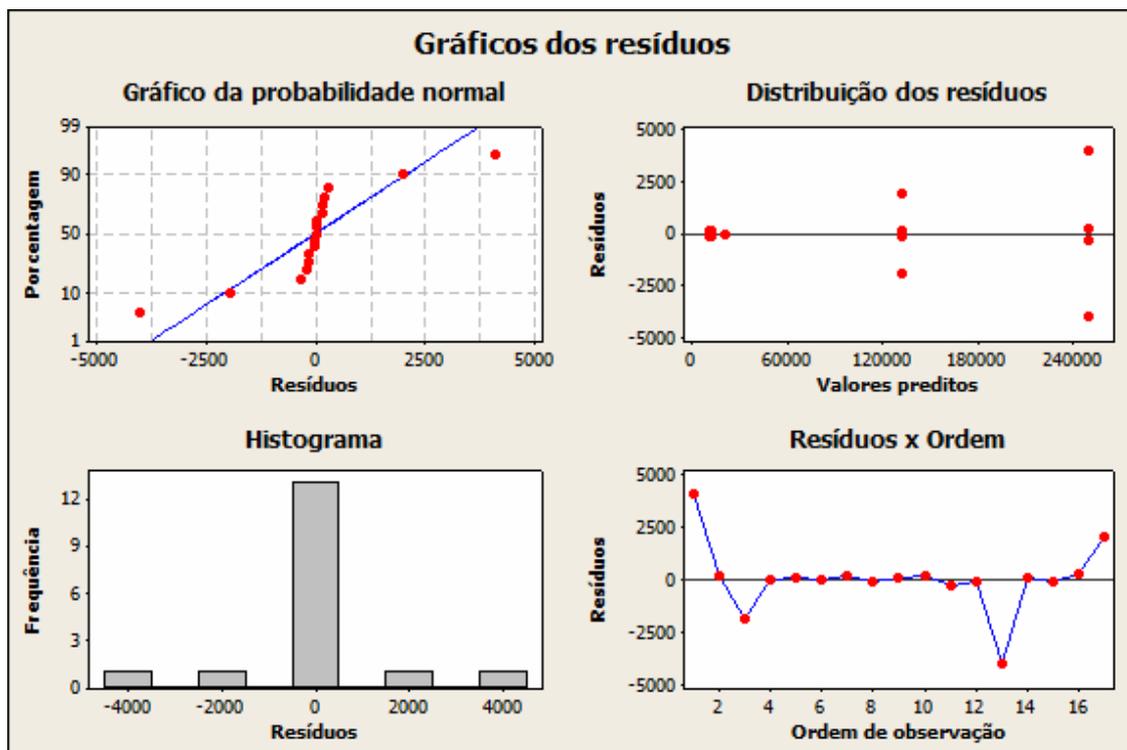


Figura 4.10: Gráficos dos resíduos.

O primeiro gráfico apresentado na Figura 4.10 é o gráfico da probabilidade normal e indica o quanto o modelo proposto pode ser representado por uma equação normal. Quanto maior a proximidade e maior o número de pontos em cima da linha, melhor o modelo pode ser representado por uma distribuição normal. Neste estudo, este gráfico nos indica que o modelo para predição da exergia destruída para o intervalo estudado não pode ser representado por uma distribuição normal, o que também pode ser observado pelo histograma, presente também na Figura 4.10. O histograma apresenta uma concentração alta dos resíduos no zero, o que é importante para garantir um ajuste bom para a equação, ou seja, um R^2 alto.

O gráfico de distribuição dos resíduos apresenta pontos com comportamento aleatório, porém com maior faixa no eixo y e para valores altos no eixo x. Isto indica que o modelo representa adequadamente o sistema de análise, porém, tem maior variabilidade para valores altos da taxa de exergia destruída.

O gráfico de resíduos versus ordem (Figura 4.10) apresenta a maior parte do resíduo perto do zero, conforme já mostrado pelo histograma e confirma um ajuste (R^2) bom para a equação. Apenas 4 pontos apresentam resíduo longe do zero, ou seja, fora do eixo zero horizontal.

Após a análise dos gráficos da Figura 4.10, conclui-se que a equação gerada pelo *software* estatístico *Minitab 15* pode ser utilizada para predição do modelo, estando as variáveis de entrada dentro dos intervalos especificados no início do planejamento. A tela completa de resposta fornecida pelo *software* está apresentada no item 8.3 (Anexos). A equação de predição para o modelo, fornecida pelo *software*, está apresentada na Equação 6 e tem 99,95% de confiabilidade, R^2 da equação preditiva.

$$\dot{E}x_d = -2262230 + 619,765 \cdot P_7 + 19219,6 \cdot P_{10} - 5,23948 \cdot P_7 P_{10} \quad (6)$$

Na Equação 6, P_7 é a pressão na corrente 7 e P_{10} é a pressão na corrente 10. Observa-se que esta equação é válida somente para a faixa de testes especificada, ou seja, ela representa bem o modelo somente para as variáveis P_7 e P_{10} dentro da faixa de estudo.

Apresenta-se na Tabela 4.5 uma comparação entre os valores para a exergia destruída obtidos através da simulação e os preditos pela equação 6. Pode-se observar através da coluna de diferença que a equação ajusta-se muito bem ao modelo, apresentando diferenças a ordem de 1% a 2%. Não está apresentado na Tabela 4.5 o valor calculado para o ponto central, ou caso base, visto que a Equação 6 não representa este valor.

Tabela 4.5: Comparação entre resultados da simulação e valores preditos

Ordem padrão	Ordem randômica	Exergia destruída (kJ/h)		Diferença
		Simulação	Calculado	
7	1	254.631	250.561	-2%
1	2	132.262	132.126	0%
9	3	130.182	132.126	1%
14	4	10.723	10.739	0%
2	5	10.750	10.739	0%
16	6	10.262	10.278	0%
8	7	10.461	10.278	-2%
13	8	131.957	132.126	0%
17	9	19.494	-	-
6	10	10.916	10.739	-2%
15	11	250.215	250.561	0%
10	12	10.563	10.739	2%
11	13	246.560	250.561	2%
4	14	10.290	10.278	0%
12	15	10.096	10.278	2%
3	16	250.836	250.561	0%
5	17	134.099	132.126	-1%

Para concluir a análise estatística construiu-se os gráficos de linhas de contorno e de superfície para a relação entre as variáveis das correntes 7 e 10, que são as variáveis estatisticamente significativas. Estes gráficos estão apresentados nas Figuras 4.11 e 4.12, respectivamente.

Através do gráfico da Figura 4.11 pode-se observar que a pressão da corrente 7 é a variável de maior influência sobre a taxa de exergia destruída e, para valores altos de pressão, obtém-se a menor exergia destruída. A influência da pressão da corrente 10 na taxa de exergia destruída é menor, e observa-se que baixos valores de exergia destruída podem ser obtidos para toda a faixa de valores de pressão para a corrente 10. Esta mesma análise é realizada através do gráfico da Figura 4.12, no qual representam-se as pressões das correntes 7 e 10 nos eixos x e y e, na vertical, o valor da variável de resposta, taxa de exergia destruída (eixo z).

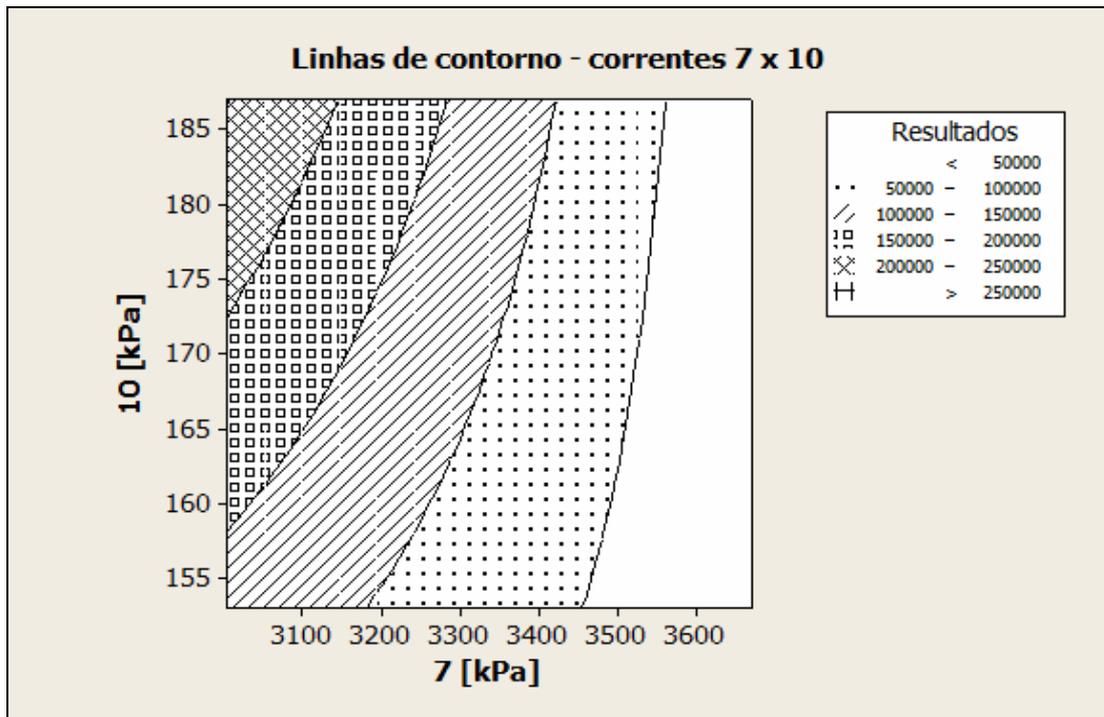


Figura 4.11: Gráfico de linhas de contorno para relação entre as pressões das correntes 7 e 10.

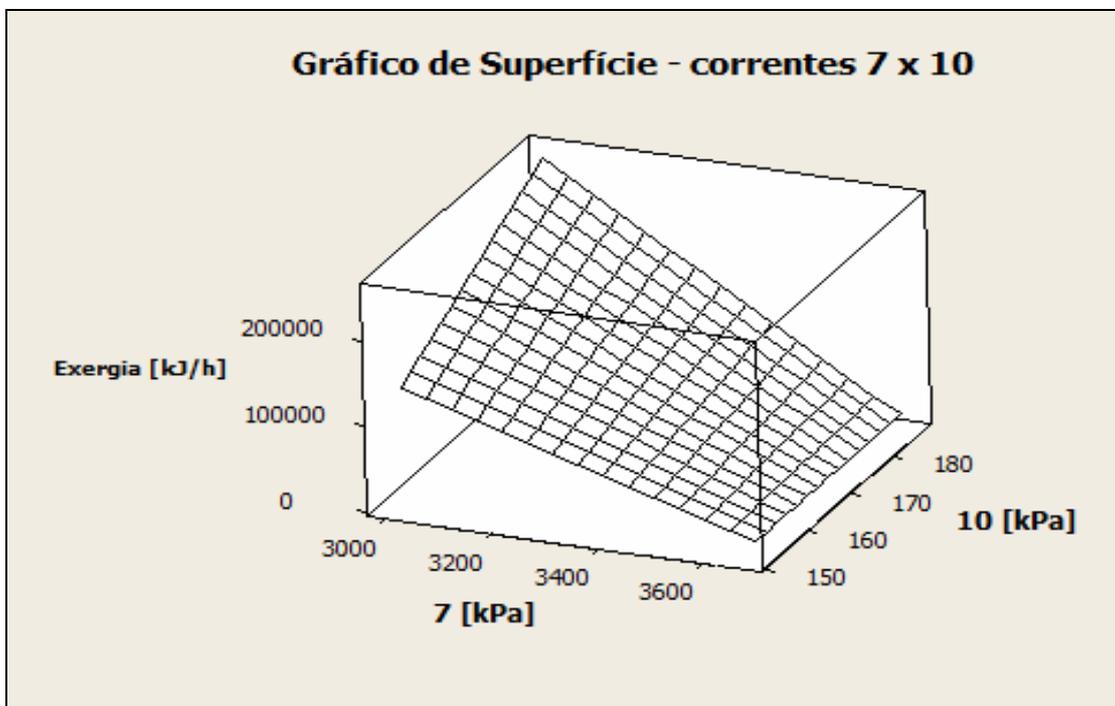


Figura 4.12: Gráfico de superfície para relação entre a taxa de exergia destruída e as pressões das correntes 7 e 10.

A partir da Figura 4.12, fica claro que menores valores de exergia destruída são obtidos com altos valores de pressão para a corrente 7. Porém, não está claro com qual pressão a corrente 10 deve operar pois o gráfico comporta-se quase que horizontalmente para valores próximos do limite superior de pressão para a corrente 7. Caso se trabalhasse com baixo valor de pressão (limite inferior) para a corrente 7, deve-se optar por uma pressão baixa (limite inferior) para a corrente 10. Mas esta não é a condição ótima de operação. Desta forma, gerou-se um novo gráfico de linhas de contorno, com a mesma representação da Figura 4.11, porém, com intervalos mais restritos. Este gráfico está apresentado na Figura 4.13.

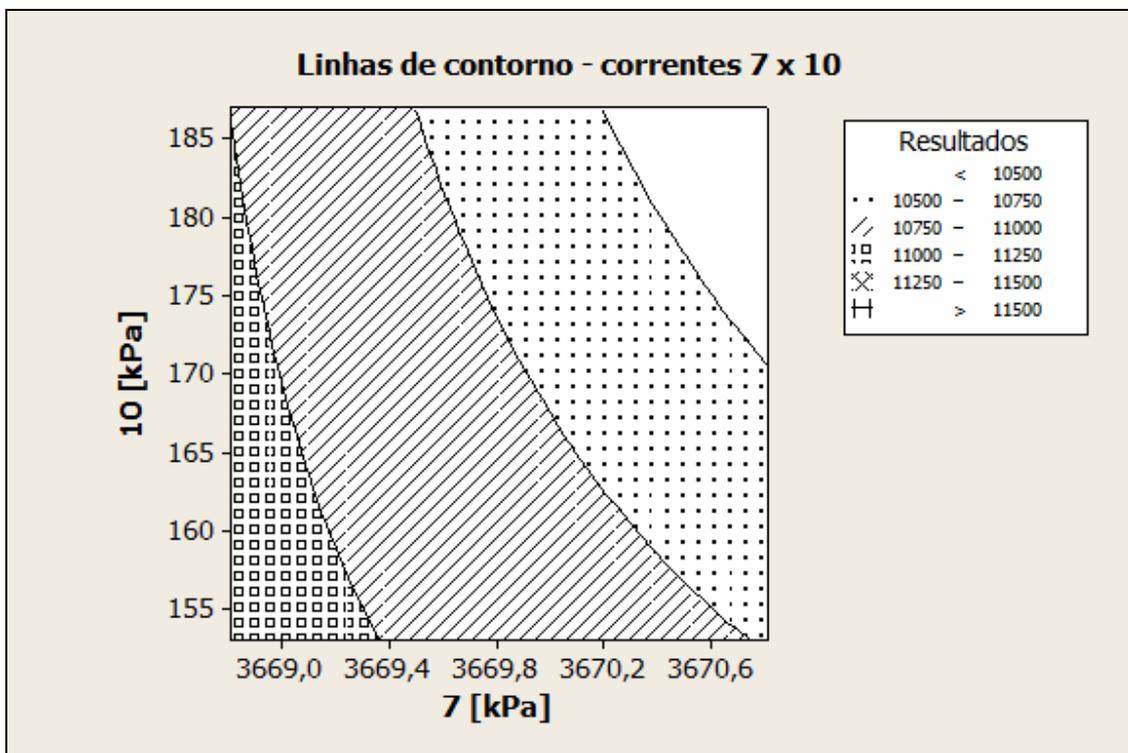


Figura 4.13: Gráfico de linhas de contorno - intervalo restrito.

A Figura 4.13 mostra que para valores altos de pressão na corrente 7 (limite superior), os menores valores para a taxa de exergia destruída são obtidos também para valores altos de pressão na corrente 10, o que é observado pela área branca do gráfico.

Após as análises realizadas e sabendo-se que o gráfico da Figura 4.12 não tem descontinuidades, utilizou-se a ferramenta de otimização do *software Minitab 15* para obter

o ponto de operação que resultasse na menor exergia destruída para o sistema. O resultado da otimização está apresentado na Tabela 4.6

Tabela 4.6: Condição ótima de operação.

Corrente	Pressão (kPa)
7	3671
10	187
12	1862
14	121
Mínima taxa de exergia destruída (kJ/h)	10.096

Desta forma, pressão de 3671 kPa para a corrente 7, pressão de 187 kPa para a corrente 10, pressão de 1862 kPa para a corrente 12 e pressão de 121 kPa para a corrente 14, resultam na menor exergia total destruída, sendo esta de 10.096 kJ/h. Esta mesma informação foi obtida para o caso da ordem padrão 12 da Tabela 4.3, confirmando a suspeita.

Observa-se que ao analisar a influência das variáveis isoladamente, a princípio, acredita-se que a variável pressão da corrente 10 deve operar em seu valor mínimo, conforme gráfico da Figura 4.6, porém, quando as variáveis são analisadas em conjunto, verifica-se que a influência da interação entre as pressões das corrente 7 e 10 é ligeiramente maior que a influência da pressão da corrente 10 isolada, conforme gráfico de Pareto da Figura 4.9. Com isto, a influência da pressão da corrente 10 isolada é anulada pela influência da interação das pressões das corrente 7 e 10 e como resultante tem-se um ponto ótimo formado pelos pontos extremos superiores das pressões das correntes 7 e 10.

Este é um exemplo que exhibe a importância do planejamento experimental e seu valor perante a busca pela condição ótima de operação de um processo e a avaliação dos efeitos ou impactos que os fatores exercem na resposta desejada.

Após a realização do planejamento experimental, descobriu-se a condição ótima de operação e obteve-se uma redução da exergia total destruída de 48,21% com relação ao caso base, inicialmente estudado e construído a partir de dados da literatura.

5) CONCLUSÕES

Este trabalho realizou uma análise exérgica de um ciclo de refrigeração em cascata para liquefação de gás natural. Visto que esta tecnologia está em crescente demanda, tanto mundialmente quanto no Brasil, deve-se dar especial atenção aos trabalhos neste campo.

Nesta dissertação construíram-se simulações, utilizando o *software* comercial *Hysys*, buscando representar da melhor forma possível um processo de liquefação de gás natural. As simulações foram validadas comparando-se os resultados com dados da literatura para, em seguida, avaliar a influência da pressão em seis pontos distintos do ciclo sobre a taxa de exergia total destruída, conforme um planejamento experimental fatorial. Ao final do planejamento realizou-se uma análise gráfica por linhas de contorno e superfície de resposta para buscar a condição ótima de operação do ciclo com relação às variáveis testadas. As conclusões deste trabalho foram:

- Sendo o ciclo composto por três subciclos, e a corrente principal de gás natural, a simulação torna-se bastante sensível a qualquer alteração em alguma propriedade das correntes. Desta forma, ajustes nas propriedades acarretam efeito em cascata sobre as demais, dificultando a obtenção de uma simulação fechada e coerente;
- O equipamento do ciclo que apresentou a maior perda exérgica foi a válvula VV-1 devido à alta queda de pressão que ela proporciona ao sistema. Para o caso base, a corrente de metano passa de 2979 kPa para 170 kPa após a válvula VV-1;
- Dentre os seis pontos de pressão avaliados, após os compressores e após as válvulas de expansão de cada um dos três subciclos de refrigeração, a pressão que apresentou maior influência na variável resposta (taxa de exergia total destruída no ciclo) foi a pressão da corrente 7, localizada após compressor C-1 do ciclo do metano;
- A segunda variável em termos de importância, estatisticamente representativa, foi a influência da interação entre as pressões das correntes 7 e 10. A corrente 10 está localizada após válvula de expansão VV-1, também do ciclo do metano;

- A terceira variável representativa foi a pressão da corrente 10. Desta forma, as três variáveis significativas para o cálculo da exergia total destruída no ciclo são do subciclo do metano, o que mostra que alterações nas pressões deste subciclo acarretam grande alteração nas perdas exergéticas do sistema;
- O aumento da pressão da corrente 10, quando avaliada isoladamente, apresenta influência negativa sobre a taxa de exergia total destruída no ciclo. Porém, quando esta variável é avaliada em conjunto com as outras variáveis do ciclo, observa-se que a condição ótima de operação é o extremo superior de pressão para a corrente 10. Isto acontece pois a influência da pressão da corrente 10 tem praticamente a mesma magnitude da influência conjunta das pressões das correntes 7 e 10;
- O ponto ótimo de operação para o ciclo de refrigeração para liquefação de gás natural avaliado, dentro dos intervalos de pressão propostos, é: pressão de 3671 kPa para a corrente 7, pressão de 187 kPa para a corrente 10, pressão de 1862 kPa para a corrente 12, pressão de 121 kPa para a corrente 14, pressão de 1344 kPa para a corrente 16 e pressão de 110 kPa para a corrente 18. Estas condições resultam na menor taxa de exergia total destruída obtida, sendo esta de 10.096 kJ/h;
- A construção do planejamento experimental para a análise do processo foi bastante útil, mostrando de forma clara as influências de cada variável escolhida sobre a variável resposta. Análises estatísticas devem ser cada vez mais utilizadas em processos de engenharia química, pois garantem a correta avaliação e, conseqüente atuação sobre o sistema, buscando sempre a otimização do processo dentro dos limites preestabelecidos;
- O simulador comercial utilizado, *Hysys* e o pacote termodinâmico escolhido, mostraram-se ferramentas adequadas para realizar a simulação pretendida e obter os dados de grandezas termodinâmicas necessárias ao balanço de exergia, uma vez que foi obtida boa reprodutibilidade dos dados disponíveis na literatura;
- Uma visão mais completa da influência das variáveis testadas pode ser feita por meio de uma análise do custo exergético, aplicando-se os conceitos de termoeconomia e um método de otimização para minimização dos custos;

- Embora a temperatura seja uma variável que influencie mais fortemente nos valores da entalpia e da entropia, as simulações são muito mais sensíveis à sua variação e dada a característica do ciclo em cascata, alterações nessas variáveis ocasionam problemas nas simulações mais frequentemente que as alterações de pressões. Por isso, neste trabalho optou-se por não analisar a influência da temperatura.

6) SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Após a apresentação das conclusões desta dissertação, relatam-se a seguir algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Buscar contato com a empresa brasileira de liquefação de gás natural GásLocal, localizada em Paulínia, para possível obtenção de dados reais de uma planta em operação e posterior comparação com dados obtidos da literatura para desenvolvimento de novas simulações;
- Realizar testes nos subciclos de refrigeração, que compõem o ciclo total, com outros refrigerantes ou misturas dos já utilizados, levando-se em consideração tanto o caráter custo quanto o seu impacto à camada de ozônio, ODP (*Ozone Depletion Potential*) e GWP (*Global Warming Potential*);
- Investigar o coeficiente de desempenho (COP) total do ciclo por meio de análise energética;
- Testar novas configurações, sendo estas, por exemplo, troca da válvula de expansão por turbina para possível recuperação de energia no ciclo;
- Testar outras faixas de variação para as pressões selecionadas como variáveis de entrada da simulação e apresentadas no planejamento experimental, por exemplo, 5% ou 15%, para analisar a influência na variável resposta, a taxa de exergia destruída;
- Uma vez obtidos dados mais confiáveis de ciclos de refrigeração em cascata, que permitam gerar simulações com boa reprodutibilidade, sugere-se testar a influência das temperaturas de algumas correntes, para avaliar a variação na taxa da exergia total destruída.

7) REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BARROS NETO, B., SCARMINIO, I. S., BRUNS, R. E. *Planejamento e otimização de experimentos*. Campinas: Editora da Unicamp, 1995.
2. BEJAN, A., TSATSARONIS, G., MORAN, M. *Thermal design and optimization*. New York: John Wiley, 1996.
3. CHIU, C. Evaluate separation for LNG plants. *Hydrocarbon Processing*, v.57, n.9, p.266-272, Sept. 1978.
4. CIPOLATO, L, d'ANGELO, J. V. H. Avaliação do desempenho de ciclos de refrigeração em cascata para liquefação do gás natural. *XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Química*, 2008.
5. DENG, S., JIN, H., CAI, R, LIN, R. Novel cogeneration power system with liquefied natural gas (LNG) cryogenic exergy utilization. *Energy*, v.29, n. 4, p.497-512, Mar. 2004.
6. FILSTEAD, C. G. Camel lng plant: world's largest. *Hydrocarbon Processing*, v.44, n.7, p.135-138, July 1965.
7. FINN, A. J., JOHNSON, G. L., TOMLINSON, T. R. Gas processing developments: a special report - developments in natural gas liquefaction. *Hydrocarbon Processing*, v.78, n.4, p.47-60, 1999.
8. GÁSLOCAL. Disponível em: <<http://www.gaslocal.com.br/>>. Acesso em: nov. 2007.
9. GASNET. Disponível em: <http://www.gasnet.com.br/gasnet_br/gnl/gnl1.asp>. Acesso em: 2 nov. 2007.
10. GEIST, J. M. The role of LNG in energy supply. *International Journal of Refrigeration*, v.6, n.5 e 6, p.283-297, Sept./Oct 1983.
11. GEIST, J. M. Refrigeration cycles for future base-load LNG plants need a close look. *Oil & Gas Journal*, v.83, n.5, p.56-60, Feb. 1985.
12. HISAZUMI, Y., YAMASAKI, Y., SUGIYAMA, S. Proposal for a high efficiency LNG power-generation system utilizing waste heat from the combined cycle. *Applied Energy*, v.60, n.3, p.169-182, July 1998.
13. INTERNATIONAL ENERGY OUTLOOK 2007, Capítulo 4. Report #:DOE/EIA-0484 (2007). Data publicação: maio 2007.

14. JO, Y. K., KIM, J. K., LEE, S. G., KANG, Y. T. Development of type 2 solution transportation absorption system for utilizing LNG cold energy. *International Journal of Refrigeration*, v.30, n.6, p.978-985, Sept. 2007.
15. KATZ, D. L., LEE, R. L. *Natural gas engineering – production and storage*. United States: McGraw-Hill publishing Company, 1990.
16. KANOGLU, M. Cryogenic turbine efficiencies. *Exergy, An International Journal*, v.1, n.3, p.202-208, 2001.
17. KANOGLU, M. Exergy analysis of multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction. *International Journal of Energy Research*, v.26, p.763-774, 2002.
18. KIKKAWA, Y., NAKAMURA, M., SUGIYAMA, S. Development of liquefaction process for natural gas. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v.30, n.4, p.625-630, 1997.
19. KOTAS, T. J. *The exergy method of thermal plant analysis*. London: Butterworths, 1995.
20. LOZANO M. A., VALERO A. Theory of exergetic cost. *Energy*, v.18, n.9, p. 939-960, Sept. 1993.
21. MEHRPOOYA, M., JARRAHIAN, A., PISHVAIE, M. R. Simulation and exergy-method analysis of an industrial refrigeration cycle used in NGL recovery units. *International Journal of Energy Research*, v.30, p.1336-1351, 2006.
22. MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 4ª edição, Rio de Janeiro: LTC Editora, 2002.
23. OH, M., MOON, I., Framework of dynamic simulation for complex chemical processes. *Korean Journal of Chemical Engineering*, v.15, n.3, p.231-242, 1998.
24. QIANG, W., YANZHONG, L., XI, C. Exergy analysis of liquefied natural gas cold energy recovering cycles. *International Journal of Energy Research*, v. 29, n.1, p. 65-78, Jan. 2005.
25. RADHAKRISHNAN, V.R., HISHAM, N. A., MUTALIB, M. I. A., DAHARI, M., MELLON, N. B., ABDULLAH, M. A., MENGAT, J. Calculation of mass of gas using equation of state for natural gas vehicle equipment metering system. *International Association for Natural Gas Vehicles*, May 2008. Disponível em: <<http://www.iangv.org/tools-resources/reports.html?func=startdown&id=47>>. Acesso em: 1 jul. 2008.

26. RADLER, M. Oil production, reserves increase slightly in 2006. *Oil & Gas Journal*, Dec. 18, 2006.
27. REMELJEJ, C. W., HOADLEY, A. F. A. An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas (LNG) liquefaction processes. *Energy*, v.31, n.12, p.2005-2019, Sept. 2006.
28. RODRIGUES, M. I., IEMMA, A. F. *Planejamento de experimentos e otimização de processos*. Campinas: Casa do Pão Editora, 2005.
29. ROSEN, M. A., DINCER, I. Exergy as a confluence of energy, environment and sustainable development. *Exergy, An International Journal*, v.1, n.1, p.3-13, 2001.
30. SHI, X., CHE, D. Thermodynamic analysis of an LNG fuelled combined cycle power plant with waste heat recovery and utilization system. *International Journal of Energy Research*, v.31, p.975-998, 2007.
31. STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. *Refrigeração Industrial*. São Paulo: Edgar Blücher, 2002.
32. SZARGUT, J., MORRIS, D. R., STEWARD, F. R. *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.
33. WIKIPEDIA, <http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_LNG_terminals>. Acesso em: 02 nov. 2007.
34. WORLD ENERGY OUTLOOK 2004, International Energy Agency, France: OECD/IEA, 2004. Disponível em: <<http://www.worldenergyoutlook.org/>>. Acesso em: 02 nov. 2007.
35. WORLD ENERGY OUTLOOK 2006, International Energy Agency, France: OECD/IEA, 2006. Disponível em: <<http://www.worldenergyoutlook.org/>>. Acesso em: 02 nov. 2007.
36. WORLD ENERGY OUTLOOK 2007, International Energy Agency, France: OECD/IEA, 2007. Disponível em: <<http://www.worldenergyoutlook.org/>>. Acesso em: 02 nov. 2007.
37. YUMRUTAŞ, R., KUNDUZ, M., KANOGLU, M. Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. *Exergy, An International Journal*, v.2, n4, 266-272, 2002.

8) ANEXOS

8.1) Ensaios do Planejamento Experimental Fatorial 2^4

Todos os casos dos ensaios realizados a partir do planejamento fatorial 2^4 , que resultou em 16 ensaios e o caso base, serão apresentados nas Tabelas 8.1 até 8.17. A ordem de apresentação será, primeiramente, o caso base e, depois, seguirá a ordem randômica estipulada pela Tabela 4.4.

Tabela 8.1: Propriedades das correntes da simulação 09 – Caso base.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,38	3337,06	18,42	-4462,85	10,25
8	-26,11	3077,06	18,42	-4829,31	9,12
9	-80,00	2979,06	18,42	-4972,63	8,48
10	-115,84	170,00	18,42	-4972,63	9,80
11	-110,00	160,00	18,42	-4960,10	9,91
12	118,89	2068,90	7,13	-2662,98	6,14
13	-40,00	1999,95	7,13	-3361,07	3,68
14	-87,18	110,00	7,13	-3361,07	3,77
15	-60,00	103,11	7,13	-2957,60	5,95
16	70,92	1344,00	52,94	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	52,94	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	52,94	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	52,94	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	310,88	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	310,88	-15821,07	3,05

Tabela 8.2: Propriedades das correntes da simulação 01.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	102,03	3003,00	264,49	-4510,73	10,17
8	-26,11	2743,00	264,49	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	264,49	-4961,44	8,59
10	-110,28	187,00	264,49	-4961,44	9,82
11	-110,00	177,00	264,49	-4960,57	9,86
12	131,90	2276,00	90,78	-2635,97	6,19
13	-40,00	2207,05	90,78	-3361,05	3,68
14	-89,16	99,00	90,78	-3361,05	3,78
15	-60,00	92,11	90,78	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	666,40	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	666,40	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	666,40	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	666,40	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	3913,30	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	3913,30	-15821,07	3,05

Tabela 8.3: Propriedades das correntes da simulação 02.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,78	3003,00	127,61	-4459,59	10,31
8	-26,11	2743,00	127,61	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	127,61	-4961,44	8,59
10	-110,73	153,00	127,61	-4961,44	9,92
11	-110,00	143,00	127,61	-4959,63	9,97
12	118,85	1862,00	44,10	-2660,27	6,18
13	-40,00	1793,05	44,10	-3361,09	3,69

Tabela 8.3: Propriedades das correntes da simulação 02 (continuação).

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
14	-89,16	99,00	44,10	-3361,09	3,78
15	-60,00	92,11	44,10	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	347,15	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	347,15	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	347,15	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	347,15	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	2038,58	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	2038,58	-15821,07	3,05

Tabela 8.4: Propriedades das correntes da simulação 03.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,78	3003,00	127,61	-4459,59	10,31
8	-26,11	2743,00	127,61	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	127,61	-4961,44	8,59
10	-110,73	153,00	127,61	-4961,44	9,92
11	-110,00	143,00	127,61	-4959,63	9,97
12	105,98	1862,00	44,17	-2688,87	6,10
13	-40,00	1793,05	44,17	-3361,09	3,69
14	-85,35	121,00	44,17	-3361,09	3,77
15	-60,00	114,11	44,17	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	341,72	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	341,72	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	341,72	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	341,72	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	2006,67	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	2006,67	-15821,07	3,05

Tabela 8.5: Propriedades das correntes da simulação 04.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	141,23	3671,00	9,12	-4412,23	10,32
8	-26,11	3411,00	9,12	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,12	-4984,95	8,38
10	-121,95	153,00	9,12	-4984,95	9,77
11	-110,00	143,00	9,12	-4959,63	9,97
12	119,03	2276,00	3,98	-2665,50	6,11
13	-40,00	2207,05	3,98	-3361,05	3,68
14	-85,35	121,00	3,98	-3361,05	3,77
15	-60,00	114,11	3,98	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	30,06	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	30,06	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	30,06	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	30,06	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	176,50	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	176,50	-15821,07	3,05

Tabela 8.6: Propriedades das correntes da simulação 05.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	141,23	3671,00	9,12	-4412,23	10,32
8	-26,11	3411,00	9,12	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,12	-4984,95	8,38
10	-121,95	153,00	9,12	-4984,95	9,77
11	-110,00	143,00	9,12	-4959,63	9,97
12	118,85	1862,00	3,97	-2660,27	6,18
13	-40,00	1793,05	3,97	-3361,09	3,69

Tabela 8.6: Propriedades das correntes da simulação 05 (continuação).

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
14	-89,16	99,00	3,97	-3361,09	3,78
15	-60,00	92,11	3,97	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	30,13	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	30,13	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	30,13	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	30,13	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	176,92	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	176,92	-15821,07	3,05

Tabela 8.7: Propriedades das correntes da simulação 06.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,09	3671,00	9,47	-4465,80	10,19
8	-26,11	3411,00	9,47	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,47	-4984,95	8,38
10	-121,45	187,00	9,47	-4984,95	9,67
11	-110,00	177,00	9,47	-4960,57	9,86
12	119,03	2276,00	4,11	-2665,50	6,11
13	-40,00	2207,05	4,11	-3361,05	3,68
14	-85,35	121,00	4,11	-3361,05	3,77
15	-60,00	114,11	4,11	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	28,85	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	28,85	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	28,85	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	28,85	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	169,44	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	169,44	-15821,07	3,05

Tabela 8.8: Propriedades das correntes da simulação 07.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,09	3671,00	9,47	-4465,80	10,19
8	-26,11	3411,00	9,47	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,47	-4984,95	8,38
10	-121,45	187,00	9,47	-4984,95	9,67
11	-110,00	177,00	9,47	-4960,57	9,86
12	131,90	2276,00	4,10	-2635,97	6,19
13	-40,00	2207,05	4,10	-3361,05	3,68
14	-89,16	99,00	4,10	-3361,05	3,78
15	-60,00	92,11	4,10	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	29,37	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	29,37	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	29,37	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	29,37	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	172,49	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	172,49	-15821,07	3,05

Tabela 8.9: Propriedades das correntes da simulação 08.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,78	3003,00	127,61	-4459,59	10,31
8	-26,11	2743,00	127,61	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	127,61	-4961,44	8,59
10	-110,73	153,00	127,61	-4961,44	9,92
11	-110,00	143,00	127,61	-4959,63	9,97
12	119,03	2276,00	44,18	-2665,50	6,11
13	-40,00	2207,05	44,18	-3361,05	3,68

Tabela 8.9: Propriedades das correntes da simulação 08 (continuação).

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
14	-85,35	121,00	44,18	-3361,05	3,77
15	-60,00	114,11	44,18	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	346,35	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	346,35	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	346,35	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	346,35	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	2033,88	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	2033,88	-15821,07	3,05

Tabela 8.10: Propriedades das correntes da simulação 10.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	141,23	3671,00	9,12	-4412,23	10,32
8	-26,11	3411,00	9,12	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,12	-4984,95	8,38
10	-121,95	153,00	9,12	-4984,95	9,77
11	-110,00	143,00	9,12	-4959,63	9,97
12	131,90	2276,00	3,97	-2635,97	6,19
13	-40,00	2207,05	3,97	-3361,05	3,68
14	-89,16	99,00	3,97	-3361,05	3,78
15	-60,00	92,11	3,97	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	30,56	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	30,56	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	30,56	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	30,56	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	179,47	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	179,47	-15821,07	3,05

Tabela 8.11: Propriedades das correntes da simulação 11.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	102,03	3003,00	264,49	-4510,73	10,17
8	-26,11	2743,00	264,49	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	264,49	-4961,44	8,59
10	-110,28	187,00	264,49	-4961,44	9,82
11	-110,00	177,00	264,49	-4960,57	9,86
12	119,03	2276,00	90,93	-2665,50	6,11
13	-40,00	2207,05	90,93	-3361,05	3,68
14	-85,35	121,00	90,93	-3361,05	3,77
15	-60,00	114,11	90,93	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	654,87	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	654,87	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	654,87	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	654,87	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	3845,64	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	3845,64	-15821,07	3,05

Tabela 8.12: Propriedades das correntes da simulação 12.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	141,23	3671,00	9,12	-4412,23	10,32
8	-26,11	3411,00	9,12	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,12	-4984,95	8,38
10	-121,95	153,00	9,12	-4984,95	9,77
11	-110,00	143,00	9,12	-4959,63	9,97
12	105,98	1862,00	3,98	-2688,87	6,10
13	-40,00	1793,05	3,98	-3361,09	3,69

Tabela 8.12: Propriedades das correntes da simulação 12 (continuação).

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
14	-85,35	121,00	3,98	-3361,09	3,77
15	-60,00	114,11	3,98	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	29,64	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	29,64	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	29,64	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	29,64	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	174,06	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	174,06	-15821,07	3,05

Tabela 8.13: Propriedades das correntes da simulação 13.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	102,03	3003,00	264,49	-4510,73	10,17
8	-26,11	2743,00	264,49	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	264,49	-4961,44	8,59
10	-110,28	187,00	264,49	-4961,44	9,82
11	-110,00	177,00	264,49	-4960,57	9,86
12	105,98	1862,00	90,92	-2688,87	6,10
13	-40,00	1793,05	90,92	-3361,09	3,69
14	-85,35	121,00	90,92	-3361,09	3,77
15	-60,00	114,11	90,92	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	645,34	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	645,34	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	645,34	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	645,34	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	3789,64	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	3789,64	-15821,07	3,05

Tabela 8.14: Propriedades das correntes da simulação 14.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,09	3671,00	9,47	-4465,80	10,19
8	-26,11	3411,00	9,47	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,47	-4984,95	8,38
10	-121,45	187,00	9,47	-4984,95	9,67
11	-110,00	177,00	9,47	-4960,57	9,86
12	118,85	1862,00	4,10	-2660,27	6,18
13	-40,00	1793,05	4,10	-3361,09	3,69
14	-89,16	99,00	4,10	-3361,09	3,78
15	-60,00	92,11	4,10	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	28,93	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	28,93	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	28,93	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	28,93	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	169,87	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	169,87	-15821,07	3,05

Tabela 8.15: Propriedades das correntes da simulação 15.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,09	3671,00	9,47	-4465,80	10,19
8	-26,11	3411,00	9,47	-4834,94	9,06
9	-80,00	3313,00	9,47	-4984,95	8,38
10	-121,45	187,00	9,47	-4984,95	9,67
11	-110,00	177,00	9,47	-4960,57	9,86
12	105,98	1862,00	4,11	-2688,87	6,10
13	-40,00	1793,05	4,11	-3361,09	3,69

Tabela 8.15: Propriedades das correntes da simulação 15 (continuação).

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
14	-85,35	121,00	4,11	-3361,09	3,77
15	-60,00	114,11	4,11	-2957,95	5,92
16	70,92	1344,00	28,42	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	28,42	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	28,42	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	28,42	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	166,91	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	166,91	-15821,07	3,05

Tabela 8.16: Propriedades das correntes da simulação 16.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	102,03	3003,00	264,49	-4510,73	10,17
8	-26,11	2743,00	264,49	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	264,49	-4961,44	8,59
10	-110,28	187,00	264,49	-4961,44	9,82
11	-110,00	177,00	264,49	-4960,57	9,86
12	118,85	1862,00	90,77	-2660,27	6,18
13	-40,00	1793,05	90,77	-3361,09	3,69
14	-89,16	99,00	90,77	-3361,09	3,78
15	-60,00	92,11	90,77	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	656,50	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	656,50	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	656,50	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	656,50	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	3855,16	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	3855,16	-15821,07	3,05

Tabela 8.17: Propriedades das correntes da simulação 17.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão Mássica (kg/h)	Entalpia Mássica (kJ/kg)	Entropia Mássica (kJ/kg.°C)
1	-1,11	3943,80	1,00	-4396,74	8,55
2	-35,00	3861,07	1,00	-4482,22	8,22
3	-80,00	3736,96	1,00	-4717,46	7,10
4	-100,00	3516,96	1,00	-4948,40	5,87
5	-159,00	137,90	1,00	-5161,44	4,43
6	-159,00	137,90	0,00	-3772,12	8,13
7	121,78	3003,00	127,61	-4459,59	10,31
8	-26,11	2743,00	127,61	-4823,74	9,20
9	-80,00	2645,00	127,61	-4961,44	8,59
10	-110,73	153,00	127,61	-4961,44	9,92
11	-110,00	143,00	127,61	-4959,63	9,97
12	131,90	2276,00	44,09	-2635,97	6,19
13	-40,00	2207,05	44,09	-3361,05	3,68
14	-89,16	99,00	44,09	-3361,05	3,78
15	-60,00	92,11	44,09	-2957,25	5,98
16	70,92	1344,00	351,93	-2304,63	3,38
17	37,79	1310,00	351,93	-2684,64	2,17
18	-40,30	110,00	351,93	-2684,64	2,30
19	-40,30	110,00	351,93	-2461,51	3,26
20	15,00	101,32	2066,66	-15885,78	2,83
21	30,00	101,31	2066,66	-15821,07	3,05

8.2) Telas dos Programas Utilizados

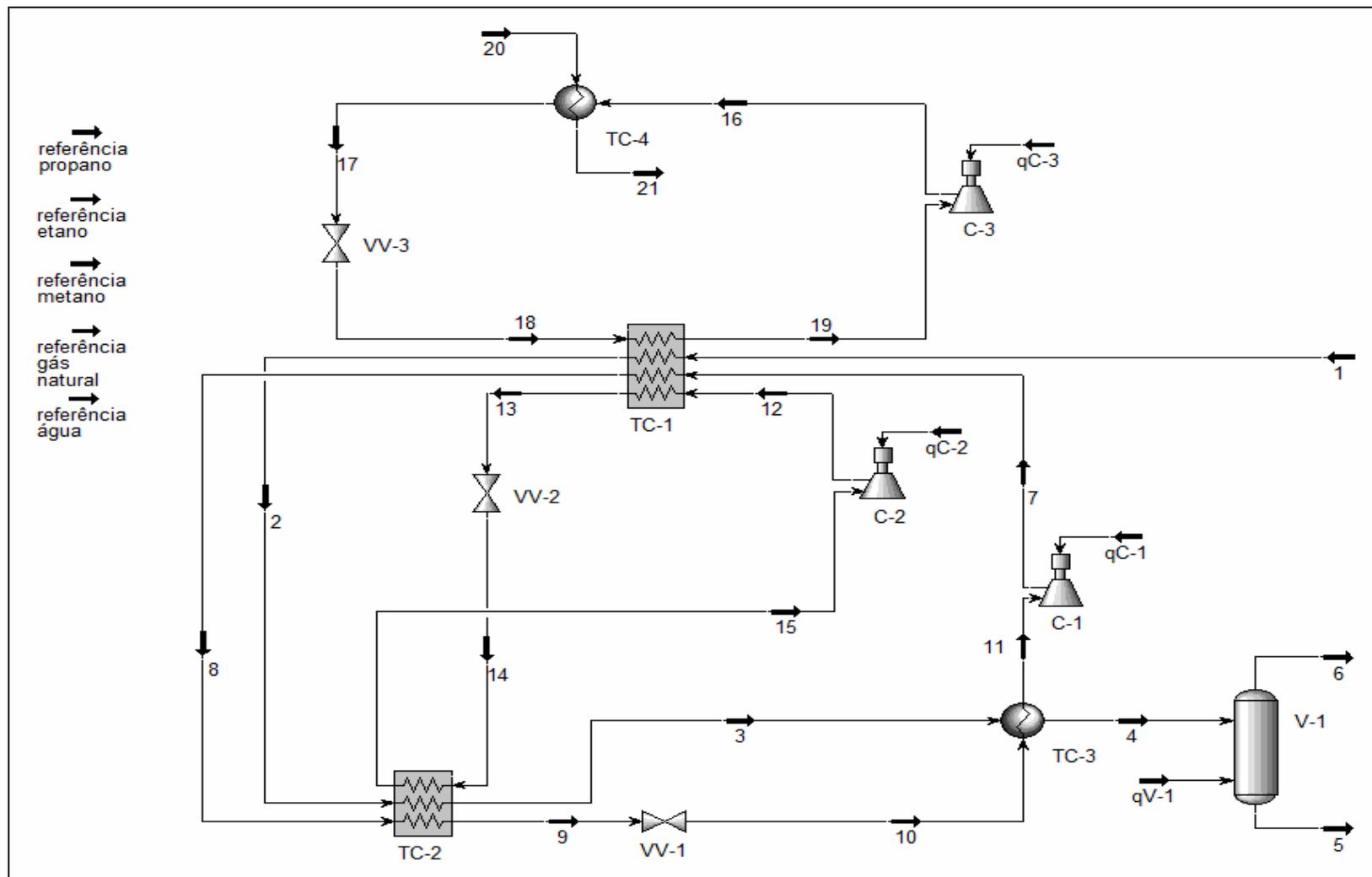


Figura 8.1: Tela de simulação do ciclo de refrigeração construída no *software Hysys*.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T
1	Caso base																			
2	Nome	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
3	Temperatura [C]	-1.1111	-35	-80	-100	-159	-158.9976	121.3773	-26.111	-80	-115.84	-110	118.892	-40	-87.183	-60	70.9175	37.79	-40.297	-40.296
4	Pressão [kPa]	3943.8	3861.07	3736.96	3516.96	137.895	137.8952	3337.063	3077.06	2979.06	170	160	2068.9	1999.95	110	103.105	1344	1310	110	110
5	Vazão Mássica [kg/h]	1	1	1	1	1	0	18.42306	18.4231	18.4231	18.4231	18.4231	7.12736	7.12736	7.12736	7.12736	52.9393	52.9393	52.9393	52.9393
6	Entalpia Mássica [kJ/kg]	-4396.7	-4482.22	-4717.5	-4948.4	-5161.4	-3772.124	-4462.85	-4829.3	-4972.63	-4972.6	-4960.1	-2663	-3361.1	-3361.1	-2957.6	-2304.6	-2684.6	-2684.6	-2461.5
7	Entropia Mássica [kJ/kgC]	8.54698	8.21947	7.1033	5.87064	4.4327	8.128789	10.24569	9.12486	8.48136	9.80068	9.90966	6.1431	3.68483	3.77409	5.94682	3.3795	2.17273	2.30402	3.26226
8	Temperatura [K]	272.039	238.15	193.15	173.15	114.152	114.1524	394.5273	247.039	193.15	157.311	163.15	392.042	233.15	185.967	213.15	344.067	310.94	232.853	232.854
9	Exergia [kJ/kg]	504.77	516.94	614.49	751.06	966.75	1254.08	562.08	529.80	578.34	184.98	165.02	261.09	295.94	269.32	25.00	139.26	119.06	79.92	17.35
10	Exergia [kJ/h]	504.77	516.94	614.49	751.06	966.75	0.00	10355.31	9760.56	10654.72	3407.93	3040.23	1860.91	2109.25	1919.57	178.19	7372.57	6302.95	4230.70	918.32
11	Material	GN	GN	GN	GN	GN	GN	Metano	Metano	Metano	Metano	Metano	Etano	Etano	Etano	Etano	Propano	Propano	Propano	Propano
12																				
13																				
14																				
15	Ciclo metano						Ciclo etano						Ciclo propano							
16	Q evap [kJ/kg]	12.5354					Q evap [kJ/kg]	403.476					Q evap [kJ/kg]	223.129						
17	W compressor [kJ/kg]	497.248					W compressor [kJ/kg]	294.6143					W compressor [kJ/kg]	156.874						
18	COP	0.02521					COP	1.369506					COP	1.42235						
19																				
20			entra - sai																	
21	Compressor		K-Metan				Compressor	K-Etano					Compressor	K-Prop						
22	Trabalho [kJ/h]		9160.83				Trabalho [kJ/h]	2099.82					Trabalho [kJ/h]	8304.78						
23	Exergia destruída [kJ/h]		1845.75	9.5%			Exergia destruída	417.10	2.1%				Exergia destruída	1850.53	9.5%					
24	Condensador 1		LNG-100				Condensador 1	LNG-100					Condensador 1	E-103						
25	Exergia processo						Exergia processo						Exergia processo							
26	Exergia utilidades						Exergia utilidades						Exergia utilidades							
27	Exergia destruída		3646.63	18.7%			Exergia destruída	3646.63	18.7%				Exergia destruída	1244.08	6.4%					
28	Condensador 2		LNG-101																	
29	Exergia processo																			
30	Exergia utilidades																			
31	Exergia destruída		749.67	3.8%																
32	Válvula		VLV-Metan				Válvula	VLV-Etano					Válvula	VLV-Prop						
33	Trabalho [kJ/h]		0				Trabalho [kJ/h]	0					Trabalho [kJ/h]	0						
34	Exergia destruída		7246.80	37.2%			Exergia destruída	189.67	1.0%				Exergia destruída	2072.25	10.6%					
35	Evaporador		E-102				Evaporador	LNG-101					Evaporador	LNG-100						
36	Exergia processo						Exergia processo						Exergia processo							
37	Exergia utilidades						Exergia utilidades						Exergia utilidades							
38	Exergia destruída		231.12	1.2%			Exergia destruída	749.67	3.8%				Exergia destruída	3646.63	18.7%					
39																				
40	Exergia destruída TOTAL		13719.97				Exergia destruída TOTAL	5003.08					Exergia destruída TOTAL	8813.50						
41																				
42							Exergia TOTAL =	19493.61 [kJ/h]												
43							COP Total =	0.762517												

Figura 8.2: Tela da planilha eletrônica para cálculo das perdas exergéticas a partir de dados obtidos do software Hysys.

8.3) Software estatístico Minitab 15.

Apresenta-se neste item o resultado obtido através do software estatístico *Minitab 15* para gerar equação 6.

Factorial Fit: Resultados versus 7; 10

Estimated Effects and Coefficients for Resultados (coded units)

Term	Effect	Coef	SE Coef	T	P
Constant		100925	459,9	219,43	0,000
7	-180835	-90418	459,9	-196,58	0,000
10	58988	29494	459,9	64,12	0,000
7*10	-59448	-29724	459,9	-64,62	0,000

S = 1839,78 PRESS = 72208979
R-Sq = 99,97% R-Sq(pred) = 99,95% R-Sq(adj) = 99,97%

Analysis of Variance for Resultados (coded units)

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Main Effects	2	1,44724E+11	1,44724E+11	72361945509	21378,53	0,000
2-Way Interactions	1	14136199368	14136199368	14136199368	4176,38	0,000
Residual Error	12	40617551	40617551	3384796		
Pure Error	12	40617551	40617551	3384796		
Total	15	1,58901E+11				

Unusual Observations for Resultados

Obs	StdOrder	Resultados	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
2	7	254631	250560	920	4071	2,55R
6	11	246560	250560	920	-4000	-2,51R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Estimated Coefficients for Resultados using data in uncoded units

Term	Coef
Constant	-2262230
7	619,765
10	19219,6
7*10	-5,23948