

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**ANÁLISE, MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DO CICLO DE  
REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE  
GÁS NATURAL**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

*Aline Baraldi*

**Porto Alegre**

**2015**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**ANÁLISE, MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DO CICLO DE  
REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE  
GÁS NATURAL**

*Aline Baraldi*

Dissertação de Mestrado apresentada  
como requisito parcial para obtenção do  
título de Mestre em Engenharia

*Área de concentração:* Pesquisa e  
Desenvolvimento de Processos

*Linha de Pesquisa:* Engenharia de  
Sistemas – Projeto, Modelagem, Controle e  
Otimização de Processos

**Orientadores:**

**Prof. Dr. Jorge Otávio Trierweiler**

**Prof. Dr. Pedro Rafael Bolognese Fernandes**


**Porto Alegre**

**2015**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a Dissertação *Otimização do Ciclo de Refrigeração de uma Unidade de Processamento de Gás Natural*, elaborada por Aline Baraldi como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia.

Comissão Examinadora:



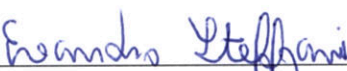
---

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider



---

Prof. Dr. Marcelo Escobar Aragão



---

Prof. Dr. Evandro Steffani

## Resumo

O estudo de ciclos de refrigeração é de grande importância devido à preocupação crescente com o consumo de energia elétrica, diretamente ligada à eficiência de funcionamento dos componentes do processo. Considerando o elevado consumo de energia em ciclos de refrigeração, a otimização da operação destes sistemas se traduz em economia significativa.

Este trabalho apresenta a aplicação de um método para otimização de ciclos de refrigeração por compressão a vapor, utilizados em unidades de processamento de gás natural. A metodologia empregada tem o propósito de otimizar este sistema através da determinação dos valores das variáveis de decisão que permitem atender a demanda energética da unidade com o compromisso de maximizar a eficiência do ciclo.

Neste contexto realizou-se a análise dos principais componentes do ciclo de refrigeração e seu funcionamento. No presente trabalho realizou-se a simulação do processo utilizando o Excel, com o auxílio da biblioteca termodinâmica do *Coolprop*, onde foram definidos os valores mais efetivos das variáveis que causam maior impacto no Coeficiente de Performance (COP) do ciclo de refrigeração.

Como principal análise é apresentada uma simulação do processo com dados de projeto. Posteriormente realiza-se uma análise do comportamento do ciclo frente a modificações das variáveis de decisão e uma otimização do processo para aumento do COP. Por fim é analisado o comportamento do ciclo de refrigeração frente a variações das condições de entrada do gás natural.

A análise de sensibilidade foi realizada com as principais variáveis de decisão (pressões do ciclo, fração vaporizada e calores dos trocadores). Observa-se que com o aumento da pressão máxima de operação tem-se um aumento na vazão geral do ciclo e impacto na variação no trabalho do primeiro estágio de compressão. Quando analisa-se a variação da pressão mínima não se observa impacto na vazão do ciclo.

Através da otimização do caso base obteve-se um aumento de 35% do COP, passando de 2.66 para 3.61. A otimização foi realizada considerando que a temperatura final do gás natural, ou temperatura do gás natural após passar pelo ciclo de refrigeração, não sofresse variação maior que 2%.

## Abstract

Due to the rising concern about electric energy consumption, refrigeration cycles studies have become more and more important. Considering the high energy that a refrigeration cycle demands, its optimization translates into expressive gains.

This work presents an optimization of a vapor-compression refrigeration cycle commonly found in natural gas processing plants. The purpose of the employed methodology is to optimize the system through determination of the decision variables values, which still attend the energetic demand of the plant.

In this context, the main components of the cycle were analyzed and modelled. Using the thermodynamic library Coolprop the refrigeration cycle was simulated and determined which variables have more influence in the Coefficient of Performance (COP) and its most effective values.

It is presented as the main analysis a simulation of the process using project data. Then the behavior of the cycle was analysed by varying decision variables and optimized in terms of yielding a higher COP. Finally, the behavior of the cycle was analysed by changing properties such as temperature and mass flow of the natural gas entering the process.

The sensitivity analysis was made by changes in the main decision variables (cycle pressures, vaporized fraction and heat from the heat exchangers). It was observed that the higher the maximum operation pressure, the higher the cycle mass flow is. In terms of varying the minimum pressure it was not observed changes in the cycle mass flow.

By optimizing the reference case, the value of COP was increased from 2,66 to 3,61, an increase of 35%. The optimization was conducted considering that the natural gas final temperature, or the temperature of the natural gas after passing through the refrigeration cycle, did not have a variation higher than 2%.

## Agradecimentos

A Deus.

A minha vó Helena Baraldi por sempre acreditar em mim e que mesmo longe sempre torce pela minha felicidade.

Aos meus orientadores Pedro e Jorge pela oportunidade, paciência e apoio.

A Tais, Gui e José Rodrigo por me fazerem sentir parte da família. Muito obrigada por todo o apoio e ajuda.

A minhas amigas de sempre e para sempre Samille e Ana por estarem sempre comigo mesmo longe.

A amiga que o mestrado me trouxe Ana Cláudia por ter dividido comigo este período de mudanças. Com certeza você fez com que fosse mais leve e alegre.

A minhas amigas do trainee: Louise, Maria Julia, Walquiria e Úrsula. Muito obrigada por me mostrarem que mesmo nas situações mais complicadas podemos encontrar amizades verdadeiras.

Ao Fábio, meu gerente, por todos os ensinamentos e conselhos que contribuíram para este trabalho e para o meu desenvolvimento.

Por fim e principalmente ao José Ricardo, por sempre acreditar em mim e me apoiar, não apenas como namorado mas como amigo. Você foi a força fundamental para que essa missão fosse realizada. Obrigada por sempre estar ao meu lado e compartilhar teu caminho comigo.

## SUMÁRIO

<b>Capítulo 1 – Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação.....	1
<b>Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica .....</b>	<b>3</b>
2.1 Gás Natural.....	3
2.1.1 Processamento de gás natural .....	6
2.1.2 Configuração básica de uma UPGN .....	7
2.2 Funcionamento do ciclo de refrigeração .....	8
2.2.1 Análise do Processo do Ciclo de Refrigeração por Compressão.....	8
2.2.2 Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor de Múltiplos Estágios.....	11
2.2.2.1 Processo de remoção de gás do Flash .....	13
2.2.2.2 Líquido sub-resfriado /Intercooling .....	14
2.2.2.3 Sistema dois estágios com dois evaporadores .....	17
2.2.2.4 Sistema duas fases com uma temperatura de evaporação.....	18
2.3 Visão Geral sobre a Otimização de processos .....	18
2.3.1 Identificação do Estado Estacionário.....	19
2.3.2 Modelo.....	20
<b>Capítulo 3 – Descrição do Estudo de Caso .....</b>	<b>21</b>
3.1 Unidade de Processamento de Gás Natural .....	21
3.1.1 Unidade de Processamento de Gás Natural.....	21
3.2 Unidade de Refrigeração.....	24
<b>Capítulo 4 – Modelagem e Implementação .....</b>	<b>27</b>
4.1 Modelagem das Correntes de GN integradas com o Ciclo de Refrigeração.....	27
4.2 Modelagem do Ciclo de Refrigeração .....	30
4.3 Sistema de Controle .....	30
4.3.1 Split 01 .....	31
4.3.2 Válvulas de Expansão V01 e V02 .....	32
4.3.3 Trocadores de Calor.....	33
4.3.3.1 Trocadores de Calor P02 e P04 .....	34
4.3.3.2 Air Cooler .....	35
4.3.4 Mixers .....	36
4.3.4.1 Mixers M01 e M02.....	36
4.3.4.2 Mixer M03.....	37
4.3.4.3 Mixer M04.....	37
4.3.5 Vasos de Separação S01, S02 e S03 .....	38
4.3.6 Compressores C01 e C02 .....	39
4.3.7 Biblioteca de propriedades Termofísicas Coolprop.....	41
4.4 Visão Geral do Modelo.....	42
4.5 Restrições Operacionais .....	42
4.6 Função Objetivo .....	42
<b>Capítulo 5 – Simulação e Resultados .....</b>	<b>44</b>
5.1 Análise o comportamento do ciclo com a variação das Especificações .....	44
5.1.1 Níveis de pressão do ciclo.....	45
5.1.1.1 Pressão Máxima ( $P_{max}$ ) .....	45
5.1.1.2 Pressão Intermediária ( $P_{int}$ ).....	47
5.1.1.3 Pressão Mínima ( $P_{min}$ ) .....	49
5.1.2 Fração Vaporizada da corrente 8 ( $x_8$ ) .....	51

5.1.3	Calor trocado pelos Permutadores de Propano .....	53
5.1.3.1	Trocador de Calor P02.....	53
5.1.3.2	Trocador de Calor P04.....	55
5.2	Simulação do Caso Base .....	57
5.3	Comparação do Caso Base com o Modelo Otimizado .....	58
5.4	Otimização do sistema variando as condições de entrada do Gás Natural.....	63
5.4.1	Análise variando a vazão do Gás Natural .....	63
5.4.2	Análise variando a temperatura de entrada do Gás Natural .....	65
<b>Capítulo 6 – Conclusão</b>	.....	<b>67</b>
<b>Referências</b>	.....	<b>70</b>
<b>ANEXO I</b>	.....	<b>72</b>



## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 2.1:</b> Esquema simplificado do processamento e separação das frações do gás natural. Fonte: Vaz et al. 2008. ....	7
<b>Figura 2.2:</b> Esquema simplificado de um ciclo de refrigeração .....	9
<b>Figura 2.3:</b> Diagrama Pressão X Entalpia de um ciclo de refrigeração ideal.....	10
<b>Figura 2.4:</b> Diagrama Pressão X Entalpia de um ciclo de refrigeração com múltiplos estágios. Fonte: Adaptado de Stoecker 2004.....	12
<b>Figura 2.5:</b> Compressão de duplo estágio – Remoção do gás de Flash. ....	14
<b>Figura 2.6:</b> Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração com múltiplos estágios – Remoção do gás de flash. Fonte: Stoecker 2004. ....	14
<b>Figura 2.7:</b> Exemplo de resfriamento do líquido (por submersão) do vaso de pressão intermediária. Fonte: Stoecker 2004. ....	15
<b>Figura 2.8:</b> Comparação da compressão em diferentes temperaturas. Fonte: Stoecker 2004. ....	16
<b>Figura 2.9:</b> Diagrama de um Sistema dois estágios com <i>intercooling</i> . Fonte: Stoecker 2004. ....	16
<b>Figura 2.10:</b> Diagrama pressão-entalpia de um sistema dois estágios com <i>intercooler</i> .....	17
<b>Figura 2.11:</b> Processo multiestágio com dois evaporadores. ....	17
<b>Figura 2.12:</b> Processo dois estágios com dois compressores e um evaporador. ....	18
<b>Figura 3.1:</b> Esquema simplificado do processamento de uma UPGN. ....	21
<b>Figura 3.2:</b> Esquema simplificado do processamento de gás natural. ....	22
<b>Figura 3.3:</b> Esquema simplificado do processamento de gás natural e interligação com o sistema de refrigeração e óleo térmico. ....	23
<b>Figura 3.4:</b> Fluxograma do sistema de refrigeração a propano de uma unidade de gás natural .....	25
<b>Figura 4.1:</b> Esquema simplificado da interação da unidade de processamento do gás natural com a unidade de refrigeração.....	28
<b>Figura 4.2:</b> Esquema simplificado correntes que constituem o Split 01. ....	31
<b>Figura 4.3:</b> Esquema simplificado válvula V01. ....	32
<b>Figura 4.4:</b> Esquema simplificado primeiro trocador de propano (P02). ....	34
<b>Figura 4.5:</b> Esquema simplificado <i>air cooler</i> . ....	35
<b>Figura 4.6:</b> Esquema simplificado mixer 01. ....	36
<b>Figura 4.7:</b> Esquema simplificado vaso de separação S02.....	38
<b>Figura 4.8:</b> Esquema simplificado primeiro estágio de compressão. ....	39
<b>Figura 5.1:</b> Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da pressão máxima do ciclo. ..	46
<b>Figura 5.2:</b> Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da pressão máxima do ciclo .....	46
<b>Figura 5.3:</b> Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da pressão máxima do ciclo. ....	47
<b>Figura 5.4:</b> Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da pressão intermediária do ciclo.....	48

<b>Figura 5.5:</b> Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da pressão intermediária do ciclo. ....	48
<b>Figura 5.6:</b> Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da pressão intermediária do ciclo. ....	49
<b>Figura 5.7:</b> Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da pressão mínima do ciclo. ...	50
<b>Figura 5.8:</b> Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da pressão mínima do ciclo.....	50
<b>Figura 5.9:</b> Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da pressão mínima do ciclo. ....	51
<b>Figura 5.10:</b> Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da fração vaporizada da corrente 8. ....	52
<b>Figura 5.11:</b> Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da fração vaporizada da corrente 8. ....	52
<b>Figura 5.12:</b> Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da fração vaporizada da corrente 8. ....	53
<b>Figura 5.13:</b> Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação do $Q_2$ . ....	54
<b>Figura 5.14:</b> Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da fração vaporizada do $Q_2$ .....	54
<b>Figura 5.15:</b> Comportamento do trabalho dos compressores com a variação do $Q_2$ . ....	55
<b>Figura 5.16:</b> Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação do $Q_4$ . ....	56
<b>Figura 5.17:</b> Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação do $Q_4$ .....	56
<b>Figura 5.18:</b> Comportamento do trabalho dos compressores com a variação do $Q_4$ . ....	57
<b>Figura 5.19:</b> Comportamento das vazões do ciclo frente à variação da vazão de entrada do GN. ....	63
<b>Figura 5.20:</b> Comportamento das pressões do ciclo frente à variação da vazão de entrada do GN. ....	64
<b>Figura 5.21:</b> Comportamento dos Calores e Trabalhos do ciclo frente à variação da vazão de entrada do GN. ....	64
<b>Figura 5.22:</b> Comportamento das vazões do ciclo frente à variação da temperatura de entrada do GN. ....	65
<b>Figura 5.23:</b> Comportamento das pressões do ciclo frente à variação da temperatura de entrada do GN.....	66
<b>Figura 5.24:</b> Comportamento dos Calores e Trabalhos do ciclo frente à variação da temperatura de entrada do GN.....	66

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 2.1:</b> Componentes do gás natural identificados pela fórmula química e pelo nome do componente. ....	3
<b>Tabela 2.2:</b> Composições típicas do gás natural no Brasil distribuída por estados ...	5
<b>Tabela 2.3:</b> Especificações do gás natural segundo portaria n.104 da ANP .....	6
<b>Figura 3.4:</b> Fluxograma do sistema de refrigeração a propano de uma unidade de gás natural .....	25
<b>Tabela 4.1:</b> Unidades das variáveis da simulação .....	30
<b>Tabela 5.1</b> Restrições consideradas na otimização do ciclo de refrigeração .....	44
<b>Tabela 5.2:</b> Variáveis de decisão fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da pressão máxima .....	45
<b>Tabela 5.3:</b> Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da pressão intermediária .....	47
<b>Tabela 5.4:</b> Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da pressão mínima .....	49
<b>Tabela 5.5:</b> Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a fração vaporizada da corrente 8.....	51
<b>Tabela 5.6:</b> Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da troca térmica do P02.....	53
<b>Tabela 5.7:</b> Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da troca térmica do P04.....	55
<b>Tabela 5.8:</b> Especificações empregadas para o modelo do ciclo de refrigeração ...	57
<b>Tabela 5.9:</b> Principais variáveis de saída da simulação do modelo. ....	58
<b>Tabela 5.10:</b> Comparação dos calores e das temperaturas da corrente de gás natural da modelagem do ciclo e na otimização .....	59
<b>Tabela 5.11:</b> Comparação das vazões de propano na simulação e na otimização..	60
<b>Tabela 5.13:</b> Comparação das frações de propano na simulação e na otimização.	62
<b>Tabela 5.14:</b> Comparação do trabalho realizado e coeficiente de performance (COP) na simulação e na otimização .....	62

**ABREVIações**

<i>ANP</i>	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
<i>CEP</i>	Controle estatístico de processo
<i>CFC<sub>s</sub></i>	Clorofluorcarboneto
<i>COP</i>	Coeficiente de performance
<i>GN</i>	Gás natural
<i>HC<sub>s</sub></i>	Hidrocarbonetos
<i>HFC<sub>s</sub></i>	Hidrofluorcarboneto
<i>UPGN</i>	Unidade de processamento de gás natural
<i>UTG</i>	Unidade de tratamento do gás

## NOTAÇÃO E SIMBOLOGIA

$A01$	<i>Air Cooler</i>
$C01$	Compressores do ciclo de refrigeração
$C02$	Compressores do ciclo de refrigeração
$C3+$	Componentes com maior peso molecular que o propano
$C5+$	Gasolina natural
$CCl_4$	Tetracloroeto de carbono
$CO_2$	Gás carbônico
$CS_2$	Dissulfeto de carbono
$FGN_i$	Vazão da corrente $i$ do gás natural
$F_i$	Vazão vaporizada da corrente $i$
$GLP$	Gás liquefeito de petróleo
$H_2S$	Sulfeto de hidrogênio
$H_e$	Entalpia de entrada
$HGN_i$	Temperatura da corrente $i$ do gás natural
$H_i$	Entalpia da corrente $i$
$H^l$	Entalpia do líquido
$h_s$	Entalpia de saída
$H^v$	Entalpia do vapor
$LGN$	Líquido do gás natural
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\eta$	Eficiência
$NH_3$	Amônia
$P01$	Trocadores de calor com as correntes de topo das torres
$P02$	Trocadores de calor a propano
$P03$	Trocadores de calor com as correntes de topo das torres
$P04$	Trocadores de calor a propano
$P_i$	Pressão vaporizada da corrente $i$
$P_{int}$	Pressão intermediária do ciclo de refrigeração
$P_{max}$	Pressão máxima do ciclo de refrigeração
$P_{min}$	Pressão mínima do ciclo de refrigeração
$PVR$	Pressão de Vapor Reid
$Q$	Calor trocado
$Q_F$	Calor absorvido no nível mais baixo de temperatura

$Q_Q$	Calor absorvido no nível mais alto de temperatura
$S01$	Vaso de armazenamento
$S02$	Vaso pulmão
$S03$	Vaso de armazenamento
$SO_2$	Dióxido de enxofre
$T01$	Torre desetanizadora
$T02$	Torre desbutanizadora
$T03$	Torre despropanizadora
$T_F$	Nível mais baixo de temperatura
$TGN_i$	Temperatura da corrente $i$ do gás natural
$T_i$	Temperatura vaporizada da corrente $i$
$T_Q$	Nível mais alto de temperatura
$TTSE$	<i>Taylor Series Expansion</i>
$V01$	Válvula de expansão do primeiro ramo do ciclo de refrigeração
$V01$	Vaso separador de gás de carga
$V02$	Válvula de expansão do segundo ramo do ciclo de refrigeração
$Va$	Válvula do sistema de controle
$Vb$	Válvula do sistema de controle
$Vc$	Válvula do sistema de controle
$Vd$	Válvula do sistema de controle
$W$	Trabalho
$W_{C1}$	Trabalho compressor C01
$W_{C2}$	Trabalho compressor C02
$W_e$	Trabalho de eixo
$X_i$	Fração vaporizada da corrente $i$
$\Delta U$	Variação da energia interna

# Capítulo 1 – Introdução

## 1.1 Motivação

O gás natural possui grande demanda no uso residencial, automotivo e comercial, além de diversos tipos de indústrias. A maior aplicação do gás natural é como fonte de energia alternativa ao petróleo e ao carvão, representando uma considerável participação na matriz energética, através de termelétricas.

Com o crescente aumento da utilização de gás natural tem-se a necessidade de um maior conhecimento sobre a sua exploração, transporte e processamento. Como sistemas de refrigeração são de fundamental importância em todas estas etapas, é de interesse seu melhor conhecimento e principalmente o desenvolvimento de técnicas que permitam sua otimização levando a uma maior eficiência dos processos envolvendo gás natural.

No caso do processamento de gás natural, o sistema de refrigeração está diretamente ligado ao consumo de potência. Assim, através de um melhor conhecimento sobre o funcionamento de sistema de refrigeração e dos fatores que o afetam, é possível obter uma maior eficiência do processo. Como o consumo de energia nos ciclos de refrigeração é expressivo, ganhos significativos podem ser obtidos. A importância do desenvolvimento de metodologias de simples aplicação para a melhora do desempenho e que amparem estudos de sistemas de produção tem como um dos principais retornos a redução de custos em detrimento a modificações estruturais.

Este trabalho tem como principal objetivo um maior estudo do comportamento do ciclo de refrigeração e seus principais equipamentos. O estudo serve como base para a construção de um modelo para a otimização do ciclo com o objetivo de diminuir o consumo de energia nos compressores priorizando a capacidade de refrigeração do ciclo.

Esta dissertação está dividida em seis capítulos. O Capítulo 2 abrange uma breve revisão sobre a importância e a constituição do gás natural e a descrição sobre o processamento de gás natural, do qual o sistema de refrigeração é parte

essencial. Apresenta-se também as principais estratégias de otimização de processos e suas principais características.

No Capítulo 3 encontra-se a descrição do estudo de caso. A planta de processamento de gás natural e o sistema de refrigeração a propano são descritos em maior detalhe, assim como as características operacionais da unidade.

No Capítulo 4 é apresentada a modelagem do sistema de refrigeração da unidade, assim como a sua interação com a corrente pertencente ao processo de gás natural, em termos dos equipamentos que compõe o ciclo de refrigeração, bem como as restrições e o sistema de controle e função objetivo para a otimização do processo. A modelagem e otimização do processo foi realizada no *software Microsoft Excel* e as propriedades termodinâmicas foram calculadas das através do suplemento *Coolprop*.

No capítulo 5 encontra-se a descrição da metodologia utilizada para a modelagem e otimização do processo. Como principais análises tem-se a comparação da eficiência do sistema utilizando dados de projeto e os dados otimizados. As principais variáveis de decisão do processo, como a pressão das válvulas de expansão, a vazão do ciclo, o trabalho dos compressores e o calor dos trocadores de propano foram analisados em uma faixa de operação.

No sexto capítulo encontram-se as principais conclusões obtidas através da análise dos resultados de modelagem e otimização do processo.



## Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica

### 2.1 Gás Natural

Segundo Vaz (2010) as reservas de gás natural no Brasil em 2006 são praticamente iguais às de petróleo. Em 2011 ocorreu um racionamento de energia elétrica no país, o que ocasionou a implantação, pelo governo Federal, do programa Prioritário de Termoeletricidade (PPT) cujo objetivo principal é a priorização da utilização do gás natural para a geração de energia elétrica.

Gás natural pode ser definido como uma mistura de hidrocarbonetos que existem na fase gasosa ou em solução no óleo, nas condições de reservatório, e que permanece na fase gasosa nas condições atmosféricas de pressão e temperatura. No petróleo encontram-se hidrocarbonetos com mais de 60 átomos de carbono, enquanto no gás natural, hidrocarbonetos com 1 a 12 carbonos. Na Tabela 2.1 apresenta-se os principais componentes do gás natural.

**Tabela 2.1:** Componentes do gás natural identificados pela fórmula química e pelo nome do componente.

Fórmula Química	Nome
<b>Hidrocarbonetos</b>	
$\text{CH}_4$	Metano
$\text{C}_2\text{H}_6$	Etano
$\text{C}_3\text{H}_8$	Propano
$\text{C}_4\text{H}_{10}$	Isobutano ou 2-metilpropano
	Normal butano
$\text{C}_5\text{H}_{12}$	Isopentano ou metil butano
	Normal-pentano ou dimetilpropano

	Normal pentano
$C_6H_{14}$	Hexano
$C_7H_{16}$	Heptano
$C_8H_{18}$	Octano
$C_9H_{20}$	Nonano
$C_{10}H_{22}$	Decano
$C_{11}H_{24}$	Undecano
$C_{12}H_{26}$	Dodecano
<b>Não – hidrocarbonetos</b>	
$N_2$	Nitrogênio
$CO_2$	Dióxido de carbono
$H_2O$	Água
$H_2S$	Gás sulfídrico
$COS$	Sulfeto de carbonila
$CS_2$	Dissulfeto de carbono
$R-SH$	Mercaptanos
$Hg$	Mercúrio
$He$	Hélio
$Ar$	Argônio
$O_2$	Oxigênio
$H_2$	Hidrogênio

Fonte: Vaz (2009)

Pode-se segmentar a composição de hidrocarbonetos do gás natural em duas séries:

- Série de alcanos (hidrocarbonetos parafínicos): são caracterizados por ligações simples entre os átomos de carbono. Alcanos são muito estáveis e quimicamente inertes e quando queimados liberam grande quantidade de energia. Alcanos com até quatro carbonos são gasosos nas condições naturais de temperatura e pressão. Tem-se como exemplo o metano, etano e propano;

- Série dos cicloalcanos e hidrocarbonetos naftênicos: são átomos de carbono que se ligam em cadeia fechada ou na forma de anéis. Séries de três e quatro átomos de carbono podem ser encontradas no gás natural, podendo apresentar radicais;

- Série das olefinas: são hidrocarbonetos com dupla ligação entre os carbonos. Apresentam como característica serem muito reativos.

Os hidrocarbonetos do gás natural apresentam como características em comum o fato de serem incolores, inodoros e inflamáveis.

Na composição do gás natural também são encontrados componentes não-hidrocarbonetos como o nitrogênio, que é um gás inerte e pode acarretar uma redução significativa do poder calorífico de uma mistura gasosa. O gás carbônico também é encontrado no gás natural. Os inertes que estão presentes no gás

natural reduzem o poder calorífico das misturas gasosas e aumentam a resistência à detonação, enquanto o oxigênio atua como diluente do combustível.

Na Tabela 2.2 encontra-se a composição do gás natural. Esta composição varia dependendo do local onde o gás é extraído.

**Tabela 2.2:** Composições típicas do gás natural no Brasil distribuída por estados

Composição (%vol.)	Ceará/Rio Grande do Norte	Sergipe/Alagoas	Bahia	Espirito Santo	Rio de Janeiro	São Paulo	Amazonas
C1	74,53	81,32	81,14	88,16	79,69	87,88	68,88
C2	10,40	8,94	11,15	4,80	9,89	6,27	12,20
C3	5,43	3,26	3,06	2,75	5,90	2,86	5,19
C4	2,81	1,84	1,39	1,55	2,13	1,16	1,80
C5	1,30	0,74	0,72	0,44	0,77	0,27	0,43
C6 <sup>+</sup>	1,40	0,42	0,30	0,44	0,44	0,07	0,18
N <sub>2</sub>	1,39	1,51	1,43	1,62	0,80	1,16	11,12
CO <sub>2</sub>	2,74	1,97	0,81	0,24	0,50	0,23	0,20
H <sub>2</sub> S (mg/m <sub>3</sub> )	1,50	7,50	7,60	7,50	6,70	Traços	---

Fonte: Vaz (2009)

Os hidrocarbonetos mais pesados do gás natural constituem sua parcela de maior valor comercial. No entanto, quanto maior a massa molar do hidrocarboneto, em geral menor sua contribuição na mistura gasosa. Assim, define-se a riqueza do gás natural como sendo a soma das porcentagens volumétricas ou de quantidade de matéria de todos os componentes, a partir do propano. Assim, gás rico possui composição de C3+ (componentes com maior peso molecular que o propano) maior ou igual a 7% vol. Da mesma forma, se a composição for menor que 7% vol o gás é denominado como pobre.

As especificações exigidas para o gás natural são duas, uma sendo referente à qualidade para a transferência entre o sistema de produção e processamento e a outra relativa ao atendimento da legislação. A especificação do gás natural para o processamento depende somente de requisitos técnicos e requisitos estabelecidos pelo sistema que receberá o gás.

O condicionamento do gás natural visa o enquadramento nas características requeridas para o transporte para o mercado consumidor, para que não ocorram danos às instalações de produção e aos gasodutos. Esses pontos são definidos como especificações técnicas de projeto. As especificações para a comercialização do gás natural no Brasil são estabelecidas pela ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis) e encontram-se na Tabela 2.3. Da mesma maneira que a composição do gás natural varia por região, as especificações estabelecidas pela ANP também variam.

**Tabela 2.3:** Especificações do gás natural segundo portaria n.104 da ANP

Características	Unidade	Limite		
		Norte	Nordeste	Sul, Sudeste, Centro-oeste
<b>Poder Calorífico Superior*</b>	$\text{kJ/m}^3$	34 000 a 38 400	35 000 a 42 000	
	$\text{kWh/m}^3$	9,47 a 10,67	9,72 a 11,67	
<b>Índice de Wobbe**</b>	$\text{kJ/m}^3$	40 500 a 45 000	46 500 a 52 500	
<b>Metano, mín.</b>	%vol	68,0	86,0	
<b>Etano, máx.</b>	%vol	12,0	10,0	
<b>Propano, máx.</b>	%vol	3,0		
<b>Butano e mais pesados, máx.</b>	%vol	1,5		
<b>Oxigênio. Máx.</b>	%vol	0,8	0,5	
<b>Inertes (<math>\text{N}_2 + \text{CO}_2</math>), máx.</b>	%vol	18,0	5,0	4,0
<b>Nitrogênio</b>	%vol	2,0		
<b>Enxofre total, máx.</b>	$\text{mg/m}^3$	70		
<b>Gás sulfúrico (<math>\text{H}_2\text{S}</math>), máx.</b>	$\text{mg/m}^3$	10,0	15,0	10,0
<b>Ponto de orvalho de água a 1 atm, máx.</b>	$^{\circ}\text{C}$	-39	-39	-45

\* Poder calorífico superior: os valores estabelecidos têm como referência as condições de temperatura e pressões respectivamente de 293,15K e 101,325 kPa e base seca. \*\* Índice de Wobbe define a quantidade de energia disponibilizada em um sistema de injeção por um orifício injetor.

A formação de hidratos determina a parada geral de unidades de processamento, causando grandes perdas de lucro, tempo e aumento do risco operacional. A sua causa principal de formação é a presença de água livre, ou seja, na fase líquida, ou em equilíbrio como gás na fase vapor.

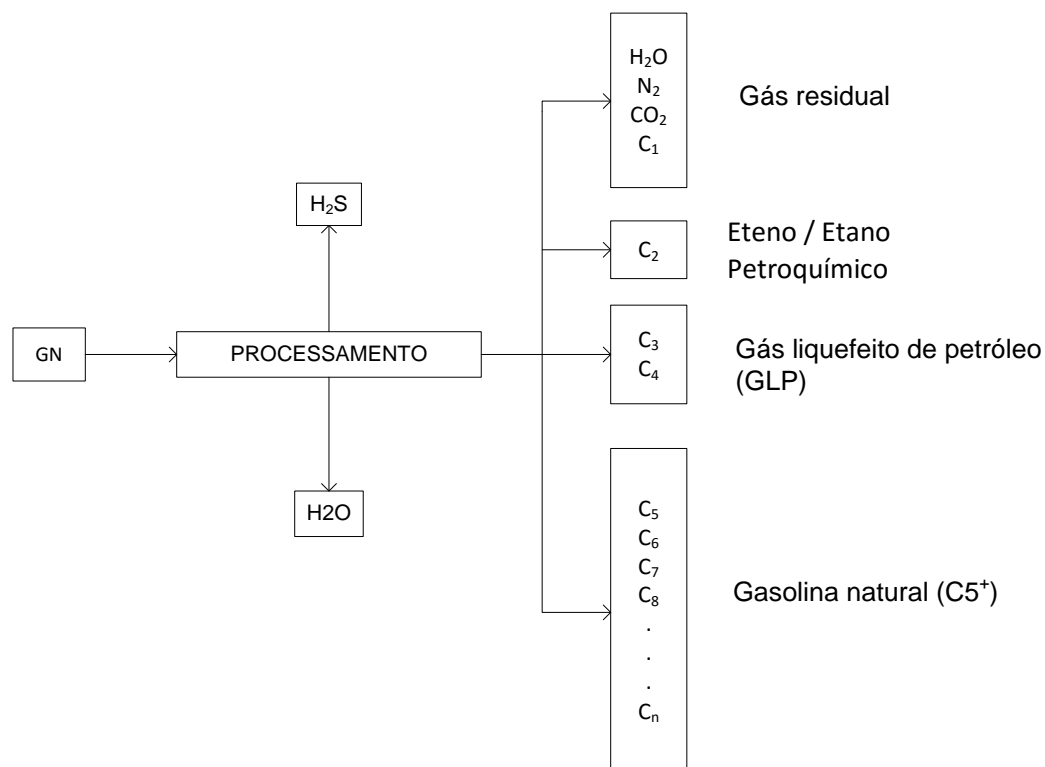
### 2.1.1 Processamento de gás natural

O gás natural é processado nas Unidades de Processamento de Gás Natural, ou UPGNs, onde o gás é separado da fase líquida (água e hidrocarbonetos líquidos), desidratado, resfriado e fracionado em produtos especificados para a venda. Pelo fracionamento do gás natural obtém-se uma corrente de metano e etano, denominada gás residual, que é especificada para a venda. Os outros produtos são a corrente de etano, a corrente de GLP e o C5+ ou gasolina natural.

O processamento do gás natural tem como principal objetivo separar seus componentes para atender às diversas especificações requeridas pelo mercado,

permitindo a obtenção de produtos com maior valor agregado. Na Figura 2.1 é possível analisar todo o fracionamento do gás natural.

No processamento do gás natural obtém-se o GLP, também denominado gás liquefeito de petróleo, sendo esse um combustível de uso domiciliar. No cenário atual uma parte do GLP ainda é importada. Tanto o GLP quanto a gasolina natural (C5+) são provenientes do fracionamento do LGN (líquido do gás natural). Também se obtém do gás natural o eteno petroquímico, cuja principal utilidade é a fabricação de polietilenos de várias densidades.



**Figura 2.1:** Esquema simplificado do processamento e separação das frações do gás natural. Fonte: Vaz et al. 2008.

### 2.1.2 Configuração básica de uma UPGN

Podemos dividir a unidade de processamento de gás natural em área fria e área quente. A área fria é responsável pela liquefação dos componentes mais pesados do gás natural e opera normalmente com baixas temperaturas e altas pressões. A área quente é responsável pela obtenção dos produtos finais conforme especificação, assim opera em temperaturas altas e pressões baixas, favorecendo a separação dos hidrocarbonetos. Essa área tem como unidade auxiliar o sistema de aquecimento de óleo térmico (um forno aquece o óleo térmico e este cede carga térmica para todos os refervedores). A unidade de óleo térmico é um sistema auxiliar que opera para suprir a carga térmica necessária para a operação dos refervedores de fundo da torre desetanizadora e desbutanizadora.

Conforme descrito na seção anterior, há a possibilidade de formação de hidratos no gás natural e, para evitar a sua formação durante a etapa de resfriamento, primeiramente o gás natural sofre um processo de desidratação. Para a desidratação é utilizado o monoetilenoglicol, assim, inicialmente através de um separador trifásico, o gás natural é separado do condensado e da água livre. O gás seco tem suas frações mais pesadas condensadas através do sistema de refrigeração.

Através da torre desmetanizadora realiza-se a separação do metano do condensado do gás natural, permitindo uma estabilização inicial do condensado e gerando uma corrente de gás de baixa riqueza. O condensado é submetido a uma expansão isentálpica de baixa intensidade, apenas suficiente para liberar o metano da fase líquida.

O excesso de etano incorporado é vaporizado e separado do líquido através de uma torre de desetanização, alcançando assim a especificação e estabilização final da Pressão de Vapor Reid (PVR) do líquido gerado. O etano vaporizado que sai pelo topo da torre é denominado gás residual, que não é condensado e é enviado para uma unidade de processamento ou para o forno. Pelo fundo da torre obtém-se LGN (líquido de gás natural) que é alinhado para a próxima etapa do processo, que devido à temperatura do fundo da coluna de destilação já está livre do etano devido a sua vaporização.

O principal ponto de distinção entre as unidades de processamento de gás natural é o processo termodinâmico de resfriamento. Atualmente, são utilizados os seguintes sistemas em projetos de unidades de gás natural: efeito Joule-Thompson, refrigeração simples, absorção refrigerada, turbo-expansão e processos combinados.

O estudo de caso abordado nessa dissertação utiliza um sistema de refrigeração por turbo-expansão. Este processo possui um maior custo de investimento inicial devido aos equipamentos, porém um menor custo operacional. Neste processo, o turbo-expansor realiza a mesma função da válvula de expansão, à medida que o gás expande o trabalho é gerado para recomprimir o próprio gás.

## **2.2 Funcionamento do ciclo de refrigeração**

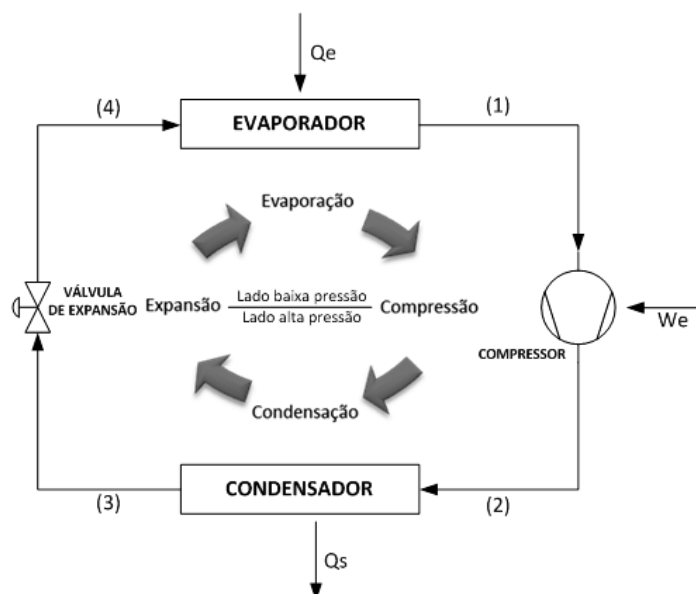
### *2.2.1 Análise do Processo do Ciclo de Refrigeração por Compressão*

Com o passar dos anos, houve um aumento das exigências legais a controles ambientais, segurança de processo e otimização energética. Isso fez com que os ciclos de refrigeração sofressem uma evolução. A primeira geração de fluidos refrigerantes ( $\text{SO}_2$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CCl}_4$ ) tem como característica principal a funcionalidade, e a segunda geração ( $\text{CFC}_s$  e  $\text{HFC}_s$ ), por sua vez, tem como foco principal a segurança e a durabilidade. Já na terceira geração ( $\text{HFC}_s$ ,  $\text{CO}_2$ , água) surgiu uma preocupação

com a camada de ozônio, e, finalmente, na quarta geração (olefinas insaturadas, HCs, HFCs) tem-se a preocupação com o aquecimento global.

Os sistemas de refrigeração fundamentam-se na capacidade dos fluidos refrigerantes de absorverem grande quantidade de calor durante a sua troca de fase de líquido para vapor. A principal função de um ciclo de refrigeração é a retirada de calor de uma região de baixa temperatura e rejeição deste para uma região de alta temperatura, viabilizada pela adição de trabalho, ou seja, uma fonte de energia externa.

Ciclos de refrigeração por compressão de vapor são muito utilizados no setor industrial e têm em sua constituição básica quatro componentes: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão (ou uma turbina) e um evaporador. Pode-se definir, resumidamente, que um ciclo de refrigeração é um sistema composto por uma entrada de calor, uma saída de calor e uma adição de trabalho. Um esquema simplificado encontra-se representado na Figura 2.2.

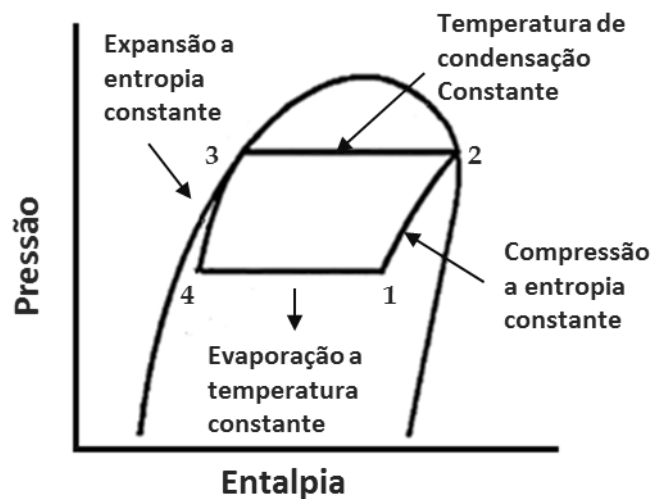


**Figura 2.2:** Esquema simplificado de um ciclo de refrigeração

Um líquido é evaporado a pressão praticamente constante, absorvendo calor a uma temperatura baixa, e então o vapor produzido é comprimido até uma pressão mais alta, e posteriormente resfriado e condensado com a rejeição de calor em um nível de temperatura superior. O líquido que sai do condensador é retornado a sua pressão original através de um processo de expansão.

O ciclo de refrigeração também pode ser representado por um diagrama  $P$ - $H$  (pressão-entalpia), conforme ilustrado na Figura 2.3. Neste caso, as perdas de energia no evaporador e no condensador são desprezadas; as perdas de pressão são desconsideradas; e o processo de compressão é adiabático e reversível (isentrópico). Pode-se representar essa situação em quatro etapas distintas:

- Etapa 1-2: o vapor é comprimido isentropicamente desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação;
- Etapa 2-3: rejeição de calor do fluido refrigerante no condensador para a vizinhança, a pressão constante, até o fluido de refrigeração atingir o estado de líquido saturado.
- Etapa 3-4: expansão irreversível isentrópica na válvula de expansão, levando o fluido refrigerante até a pressão do evaporador.
- Etapa 4-1: evaporação do fluido refrigerante a pressão constante. Esta fase é onde ocorre a absorção de calor do espaço refrigerado.



**Figura 2.3:** Diagrama Pressão X Entalpia de um ciclo de refrigeração ideal  
Fonte: Stoecker 2004.

O refrigerador ideal opera segundo um ciclo de Carnot, sendo constituído por duas etapas isotérmicas, nas quais uma quantidade de calor  $Q_f$  é absorvida no nível mais baixo de temperatura, denominada  $T_f$ , e calor  $Q_Q$  é rejeitado no nível mais alto de temperatura, denominado  $T_Q$ , através de duas etapas adiabáticas. Como a variação de energia interna num ciclo para o fluido de trabalho é zero tem-se:

$$W = |Q_Q| - |Q_F| \quad (2.1)$$

Portanto, no ciclo de Carnot temos um processo ideal constituído por etapas adiabáticas e reversíveis, sem perdas para o ambiente e sem perdas de pressão por atrito.

Em um ciclo de refrigeração, o objetivo é a remoção de calor do ambiente a ser refrigerado. Assim, seu COP – Coeficiente de Performance - é definido como sendo a razão entre o calor retirado e o trabalho realizado:



$$COP = \frac{\text{Calor absorvido em uma temperatura menor}}{\text{Trabalho líquido}} \quad (2.2)$$

$$COP = \frac{|Q_F|}{W} = \frac{|Q_F|}{|Q_Q| - |Q_F|} \quad (2.3)$$

Um refrigerador operando em um ciclo de Carnot fornece o máximo valor possível de eficiência para qualquer refrigerador operando entre valores especificados de temperaturas, sendo, portanto, um limite de desempenho de um ciclo real operando entre os mesmos níveis de temperatura. Quanto maior o COP de um sistema, maior a sua eficiência, ou seja, menor o trabalho necessário para uma mesma retirada de calor de refrigeração.

O COP está diretamente ligado à temperatura de evaporação (vaporização), à temperatura de condensação, às propriedades (funções de estado) do refrigerante na sucção do compressor e a todos os componentes do sistema: compressor, condensador, trocador de calor, etc.

A capacidade de refrigeração está diretamente ligada com a temperatura de evaporação e condensação. Mantendo-se a temperatura de condensação constante, ocorre um aumento na taxa de refrigeração quando se aumenta a temperatura de evaporação. Isso ocorre porque se aumenta a temperatura de sucção do compressor e logo se diminui a razão de compressão. Quando se mantém a temperatura de evaporação constante e aumenta-se a temperatura de condensação diminui-se a taxa de evaporação do sistema. Assim, a capacidade de refrigeração diminui quando se aumenta a temperatura de condensação.

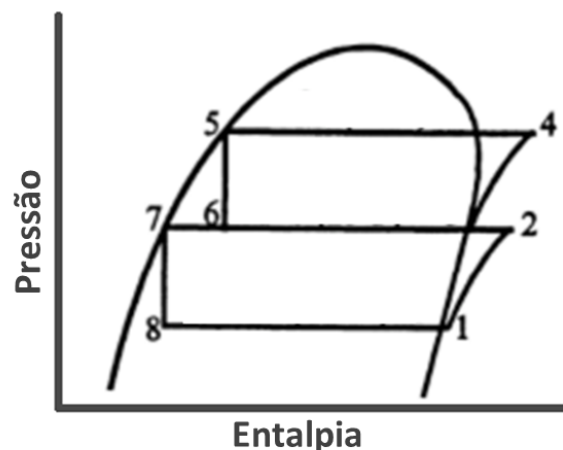
Tem-se como principal diferença quando se compara ciclos ideais e reais o fato do compressor real não ser isentrópico e reversível, apresentando um processo de compressão irreversível. Podem ser consideradas também perdas de cargas nas linhas e nos equipamentos do ciclo devido ao atrito como desvios da idealidade. As válvulas de expansão são consideradas isentálpicas e não realizam nem recebem trabalho externo, porém elas sofrem também perdas com o atrito. Estes fatos implicam em aumento da entropia do sistema.

### 2.2.2 Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor de Múltiplos Estágios

Quando há a necessidade de evaporadores em diferentes temperaturas ou quando a temperatura do evaporador é muito baixa, são utilizados os ciclos de refrigeração multiestágios. Este tipo de ciclo tem um acréscimo no custo inicial de instalação, no entanto compressores menores em série são mais eficientes, reduzindo a potência de compressão (STOECKER, 2004). Esta redução de trabalho ocorre principalmente devido ao subresfriamento do vapor entre os estágios, o que reduz também a temperatura de descarga e o volume deslocado.

Pode-se exemplificar um ciclo de refrigeração multiestágios através de um sistema com duplo estágio de compressão. O sistema pode ser descrito através do diagrama P-H nas seguintes etapas, conforme ilustrado na Figura 2.4:

- Etapa 1-2: o vapor é comprimido no 1º estágio do compressor até a pressão interestágio;
- Etapa 2+6: mistura da corrente proveniente do vaso economizador com a de saída do primeiro estágio de compressão, levando a um resfriamento da corrente;
- Etapa 2+6-4: o vapor produzido é comprimido desde o estado de vapor saturado até a pressão do condensador, na forma de vapor superaquecido;
- Etapa 4-5: rejeição de calor do fluido refrigerante para a vizinhança a pressão constante no condensador, até o fluido de refrigeração atingir o estado de líquido saturado;
- Etapa 5-6: na válvula de expansão ocorre a expansão irreversível isentálpica levando o fluido refrigerante até a pressão interestágio;
- Etapa 6-2: a saída da válvula de expansão alimenta o evaporador onde ocorre a evaporação do fluido refrigerante a pressão constante até o estado de vapor saturado;
- Etapa 6-2-7: o vapor que sai do evaporador é separado no vaso economizador;
- Etapa 7-8: o líquido sofre uma nova redução de pressão ao passar por uma válvula de expansão alimentando o evaporador 2;
- Etapa 8-1: evaporação do fluido refrigerante a pressão constante até o estado de vapor saturado. Esta fase é onde ocorre a absorção de calor do espaço refrigerado.



**Figura 2.4:** Diagrama Pressão X Entalpia de um ciclo de refrigeração com múltiplos estágios. Fonte: Adaptado de Stoecker 2004.

Neste diagrama, a evaporação é isobárica e isotérmica e a condensação é isobárica. Não são consideradas perdas de carga e trocas de calor com o ambiente.

Alguns processos caracterizam e modificam o processo multiestágio. Pode-se citar como exemplos o processo de remoção de gás, o subresfriamento do líquido/*intercooling* e sistemas com dois evaporadores ou com uma temperatura de evaporação.

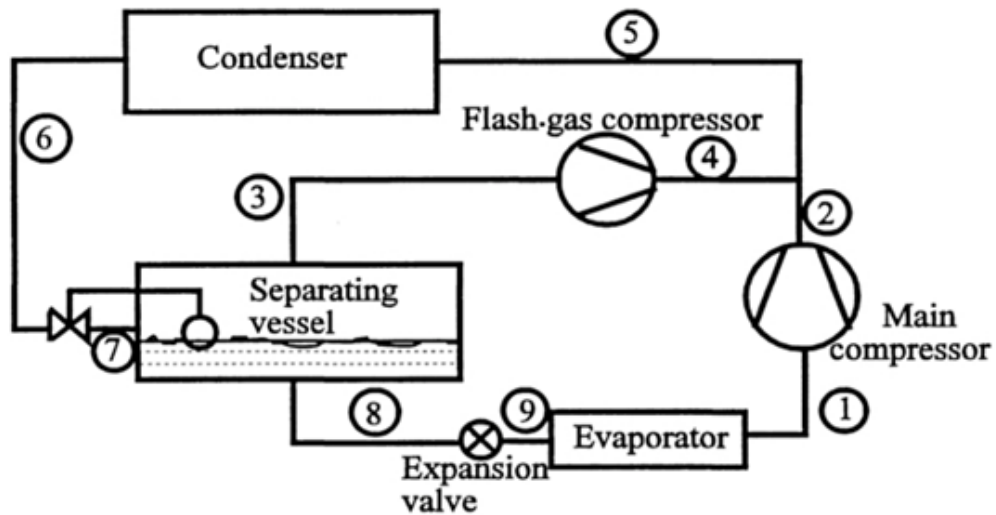
#### 2.2.2.1 *Processo de remoção de gás do Flash*

No processo da Figura 2.5 observa-se que o líquido refrigerante sai do condensador e passa através de uma válvula de controle de nível. Esta válvula é responsável pelo controle do nível do vaso de separação. Assim, quando o nível do vaso começa a aumentar a válvula é fechada. Após a válvula a corrente entra em um vaso de separação, como o líquido é mais denso que o vapor a corrente é separada e o líquido é direcionado para a válvula de expansão do evaporador.

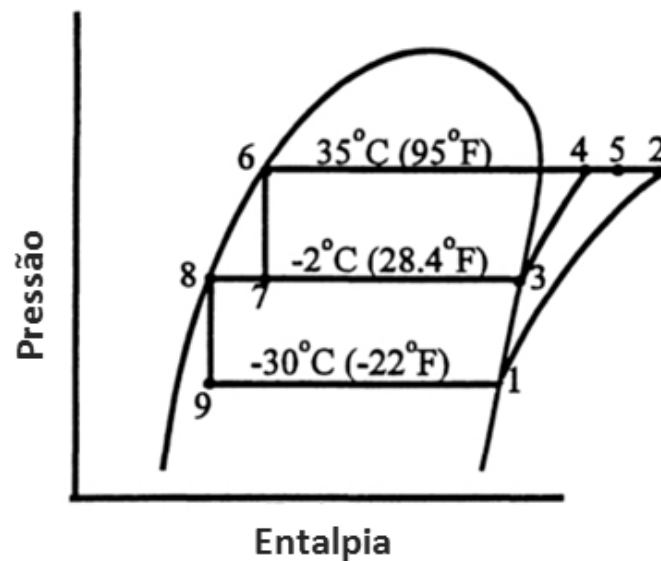
O compressor de gás do flash faz com que a corrente de vapor seja retirada do vaso de separação chegue até a pressão de condensação. Essa corrente é posteriormente misturada a corrente proveniente do compressor principal.

A pressão no tanque de vaporização é controlada pela capacidade do compressor de gás de flash em relação à taxa de fluxo de líquido que passa pelo evaporador, este processo é utilizado para expandir parcialmente o fluido refrigerante e remover o gás de flash.

O potencial economizado pelo processo de separação de gás de flash depende das propriedades termodinâmicas do gás refrigerante e da temperatura que o fluido deixa o evaporador e chega ao condensador. Na Figura 2.6 encontra-se o diagrama pressão-entalpia do esquema apresentado na Figura 2.5. Nesta figura pode-se observar que o trabalho necessário para a compressão do gás de flash está representado pela linha 3 – 4.



**Figura 2.5:** Compressão de duplo estágio – Remoção do gás de Flash.  
Fonte: Stoecker et. al 2004.



**Figura 2.6:** Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de refrigeração com múltiplos estágios – Remoção do gás de flash. Fonte: Stoecker 2004.

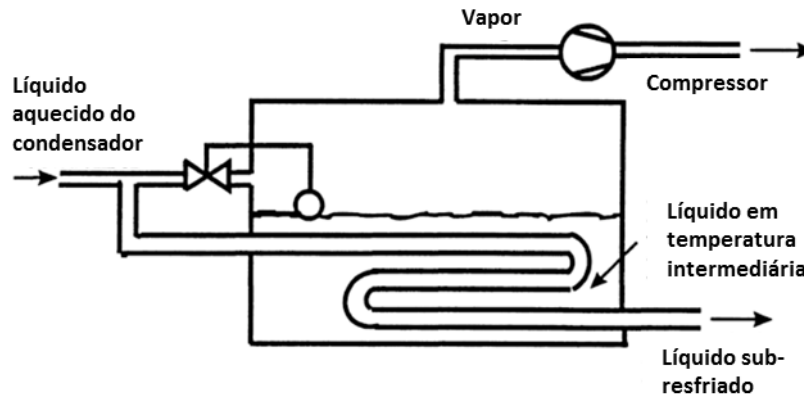
#### 2.2.2.2 Líquido sub-resfriado /Intercooling

Outro método para conseguirmos os mesmos benefícios da remoção do gás de flash é o subresfriamento do líquido. O processo encontra-se representado na Figura 2.7.

O líquido proveniente do condensador entra em uma serpentina onde transfere calor para o líquido a baixa temperatura. Uma parte do líquido onde

encontra-se a serpentina evapora e é retirado do vaso a uma pressão intermediária.

Uma vantagem deste processo é que o líquido se mantém a uma pressão intermediária. Assim, este líquido pode percorrer longas distâncias e passar por algumas pequenas quedas de pressão que não sofrerá vaporização.

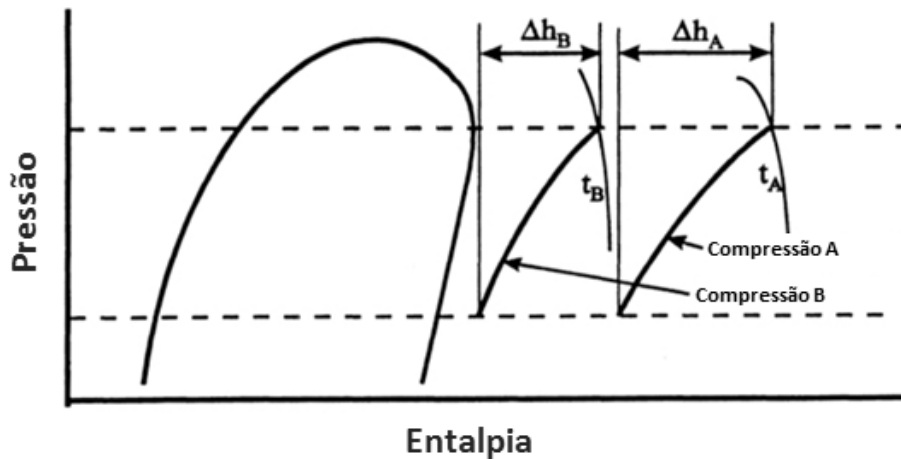


**Figura 2.7:** Exemplo de resfriamento do líquido (por submersão) do vaso de pressão intermediária. Fonte: Stoecker 2004.

As duas principais vantagens da interfase de resfriamento, ou *intercooling*, são a economia de energia no compressor e a redução da temperatura de descarga do compressor de baixa pressão. Ambas vantagens podem ser demonstradas no diagrama pressão-entalpia apresentado na Figura 2.8.

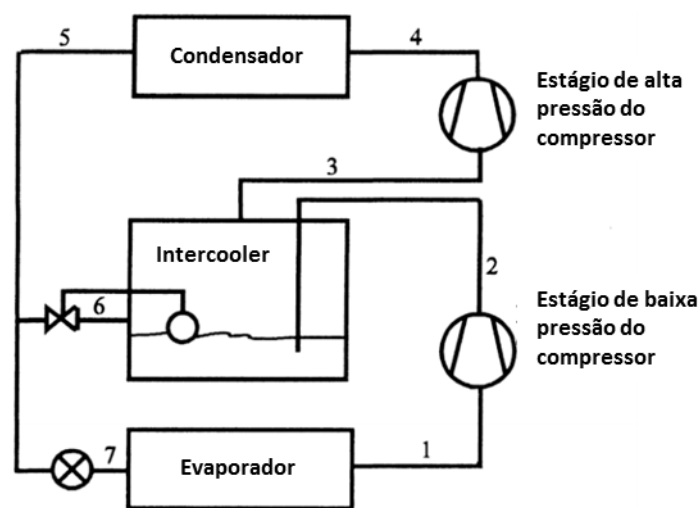
A temperatura inicial do refrigerante em compressão A é elevado em comparação com a de compressão B. A observação geral das linhas de compressão (linhas de entropia constante) é que eles se tornam mais plana enquanto se movem para as regiões de maior superaquecimento. A consequência desta alteração de inclinação é que o aumento da entalpia durante a compressão, o que indica a potência necessária na compressão, é maior com elevadas temperaturas de entrada.

Outra observação da Figura 2.8 é que a temperatura de descarga após a compressão B é menor do que depois da compressão A.



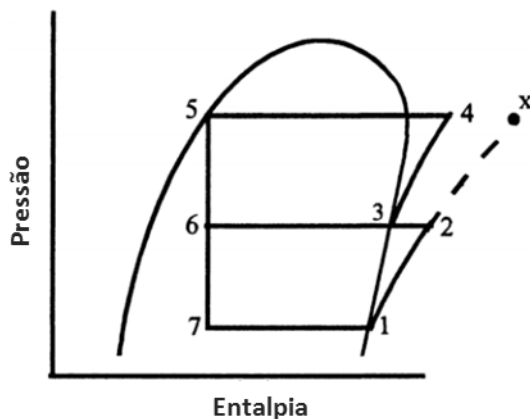
**Figura 2.8:** Comparação da compressão em diferentes temperaturas. Fonte: Stoecker 2004.

Na Figura 2.9 encontra-se um diagrama de um processo que utiliza um *intercooler*. O processo com *Intercooling* é frequentemente usado em compressão de ar em dois estágios, a água para o resfriamento é considerada sem custo, assim toda a redução no estágio de alta pressão representa um ganho de potência. A água disponível normalmente não é fria o suficiente para levar o desuperaquecimento do fluido refrigerante.



**Figura 2.9:** Diagrama de um Sistema dois estágios com *intercooling*. Fonte: Stoecker 2004.

Na Figura 2.10 encontra-se diagrama pressão - entalpia do processo dois estágios com *intercooling*. O ponto "x" representa o processo sem a influência do *intercooling*. Assim, a diferença entre a linha 2 - x e a 3 - 4 representa o ganho devido a utilização do *intercooling*.



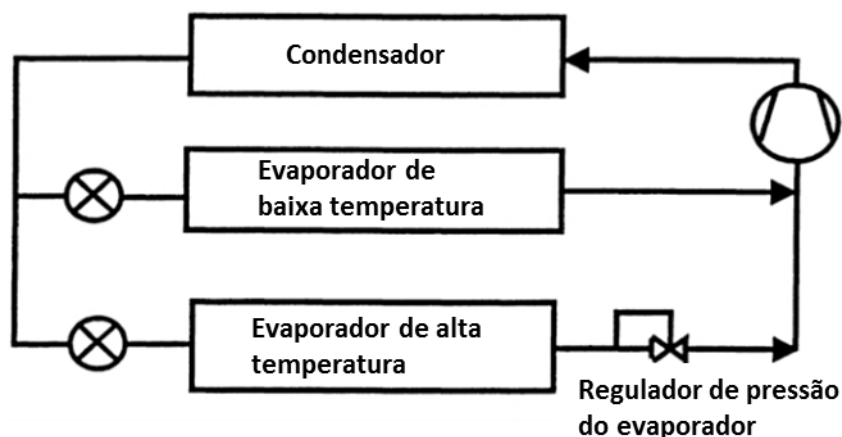
**Figura 2.10:** Diagrama pressão-entalpia de um sistema dois estágios com *intercooler*.

### 2.2.2.3 Sistema dois estágios com dois evaporadores

Normalmente quando refere-se a um sistema multiestágio pensa-se em um sistema com mais de um estágio de compressão. Porém também podemos encontrar sistemas com mais de um evaporador. Um destes sistemas está representado na Figura 2.11.

Neste sistema o compressor trabalha com a mesma temperatura de sucção, ou seja a menor temperatura do evaporador. Um a válvula de regulação de pressão (contrapressão) encontra-se na saída do evaporador de alta temperatura.

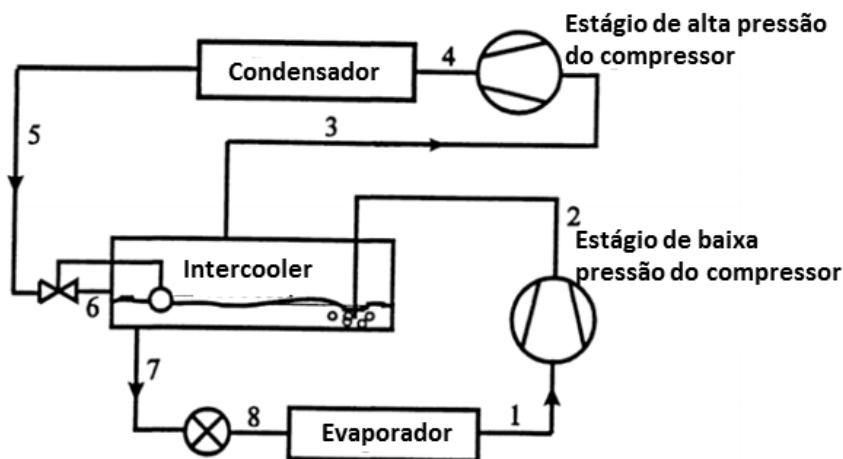
Esta configuração é utilizada quando não é desejada uma baixa temperatura no evaporador. Este sistema é utilizado em espaços de armazenamentos refrigerados, onde temperaturas muito baixas (abaixo de zero) podem causar danos aos produtos. Também pode ser utilizado em casos onde possa existir problemas de operação devido ao congelamento da tubulação. Este sistema é utilizado principalmente em detrimento a um alto custo de instalação de sistemas multiestágios com remoção de gás de flash.



**Figura 2.11:** Processo multiestágio com dois evaporadores.

#### 2.2.2.4 Sistema duas fases com uma temperatura de evaporação

No sistema apresentado na Figura 2.12 encontram-se os dois recursos que podem ser adotados. Um sistema com duas fases de compressão e um nível de temperatura de evaporação. Geralmente os sistemas multiestágios incorporam ambos os processos, assim pode-se ter o ganho da utilização do *intercooling* e dois estágios de compressão.



**Figura 2.12:** Processo dois estágios com dois compressores e um evaporador.

### 2.3 Visão Geral sobre a Otimização de processos

Em processos químicos podem ser encontradas situações onde o número de variáveis manipuladas são iguais ou excedem o número de variáveis controladas. Nesses casos, opta-se pela manipulação de entradas que resultarão em um melhor desempenho de controle. Logo, os *setpoints* de processos industriais, normalmente, também são um grau de liberdade. As demais variáveis manipuladas de controle podem ser mantidas dentro de uma faixa aceitável de valores, sendo responsáveis pelos graus de liberdade que possibilitam a otimização.

Com o passar do tempo algumas condições operacionais se alteram, fazendo com que o ponto de operação ótimo se modifique. Como exemplo pode-se citar trocadores de calor onde ocorre um aumento da resistência à troca térmica devido à formação de depósitos nas paredes do equipamento.

Uma grande quantidade de variáveis de projeto e muitas restrições de operação que devem ser respeitadas estão normalmente associadas aos problemas de otimização, causando assim uma análise mais complexa para encontrar o ponto de operação mais adequado para satisfazer as necessidades. Normalmente, utiliza-se inicialmente a estratégia de tentativa e erro para encontrar as melhores soluções, porém, isso pode causar a exclusão de opções e conseqüentemente a melhor pode não ser a adotada. O outro problema enfrentado por essa estratégia básica é que os processos apresentam uma



complexidade onde existem situações conflitantes. No caso da UPGN onde se tem vários produtos formados, pode-se otimizar a produção de um deles, mas será que esse produto seria o mais rentável? Assim, constata-se a necessidade da aplicação de uma metodologia mais eficiente, como é o caso de otimizações numéricas.

Para uma melhora contínua de processos, pode-se utilizar duas abordagens: o controle estatístico de processo (CEP) e a otimização em linha. O CEP detecta desvios de parâmetros representativos do processo, reduzindo a quantidade de produtos fora de especificações e com isso os custos da produção. A otimização também pode ter como objetivo final a redução dos custos de produção, porém, utiliza as alterações das condições do processo para atingir esse fim.

Algoritmos de otimização são extremamente úteis e permitem a manipulação de uma grande quantidade de variáveis. Estes são utilizados como estratégia para encontrar os valores das variáveis de decisão que levam ao maior ou ao menor valor possível da função calculada de interesse. Em outras palavras, o algoritmo encontra o conjunto de valores das variáveis que conduzem ao melhor valor da função seguindo uma estratégia pré-determinada.

Muitos são os métodos de otimização disponíveis, e para cada classe de problema um método pode ser mais adequado que outro. Na solução de problemas de otimização esses métodos podem ser classificados em dois grandes grupos: programação linear e programação não-linear. Em geral, os métodos de programação não-linear podem ser divididos em dois subgrupos: os métodos determinísticos e os métodos naturais ou estocásticos.

Os métodos determinísticos são baseados em modelos que utilizam valores e/ou o gradiente da função objetivo, ou no cálculo de derivadas ou em aproximações destas. Para funções contínuas, convexas e unimodais, estes fornecem bons resultados. No entanto, podem apresentar imprecisão e algumas dificuldades quando aplicados a problemas que apresentam muitos mínimos ou máximos locais, múltiplos objetivos e descontinuidade das funções a serem otimizadas, tornando a garantia do ótimo global mais difícil e dispendiosa.

Alguns algoritmos tendem também a retornar aos ótimos locais, e são fortemente dependentes da estimativa inicial (VANDERPLAATS, 1984).

### *2.3.1 Identificação do Estado Estacionário*

Como definição básica do estado estacionário tem-se uma constância aceitável dos valores médios de medição ao longo do período de tempo. Como principal dificuldade para a identificação do estado estacionário tem-se a presença de ruídos e as diferenças de magnitude em diferentes variáveis de processo.

Uma técnica apresentada na literatura é a detecção do estado estacionário através de janelas temporais que verificam a distribuição das frequências do sinal. São gerados filtros dos sinais do processo e através dos critérios de tolerância determina-se o estado estacionário.

### 2.3.2 Modelo

Tão importante quanto a qualidade dos dados é a qualidade do modelo. Dependendo da necessidade, modelos do processo e modelos econômicos podem ser muito elaborados ou simples. Um modelo preciso da planta é necessário para representar o processo em uma otimização *online*. O modelo serve como restrição para a validação de dados, estimativa de parâmetros de modo a relacionar medidas individuais junto com retificação de erros e para uma otimização econômica a fim de determinar a melhor condição de operação da planta.

Quando se possui a representação matemática do processo (modelo), as informações requeridas do processo corrente são obtidas e uma solução *online* com a melhor estratégia de operação da planta é alcançada e, caso seja apropriada, é então implementada. É realizado um monitoramento das mudanças e se necessário são realizadas mudanças no modelo para a obtenção de uma estratégia melhor de operação. O ciclo é repetido em intervalos de tempo pré-determinados.

Os distúrbios são em geral variáveis não medidas e o seu valor afeta significativamente o ótimo local, fazendo com que o caminho ótimo seja constantemente deslocado.

A implementação dos resultados da otimização pode ser em circuito fechado, onde os dados são automaticamente aplicados sobre a planta, ou aberto, se o operador é consultado antes da implementação. Porém, em função da complexidade do modelo, pode haver uma dificuldade de se encontrar o ponto ótimo, assim, muitas vezes há a necessidade de simplificar o modelo, assumindo um compromisso entre reprodutividade do processo real e custo computacional para o cálculo.

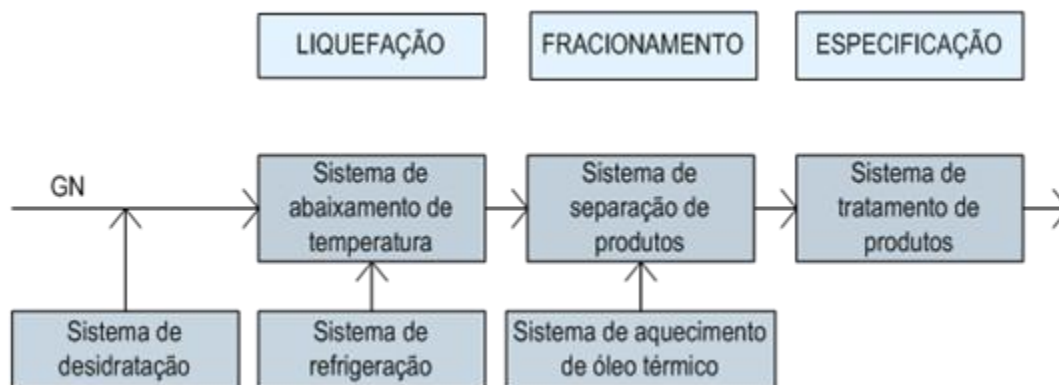
# Capítulo 3 – Descrição do Estudo de Caso

## 3.1 Unidade de Processamento de Gás Natural

### 3.1.1 Unidade de Processamento de Gás Natural

A unidade de processamento de gás natural (UPGN) tem como principal objetivo a recuperação e separação dos hidrocarbonetos mais pesados existentes na corrente de gás natural. Tem-se como principais produtos obtidos o gás combustível, o gás industrial, o propano, o GLP e a gasolina natural. O processamento do gás natural ocorre através de uma diminuição de sua temperatura e/ou diminuição da pressão para promover a condensação dos compostos mais pesados.

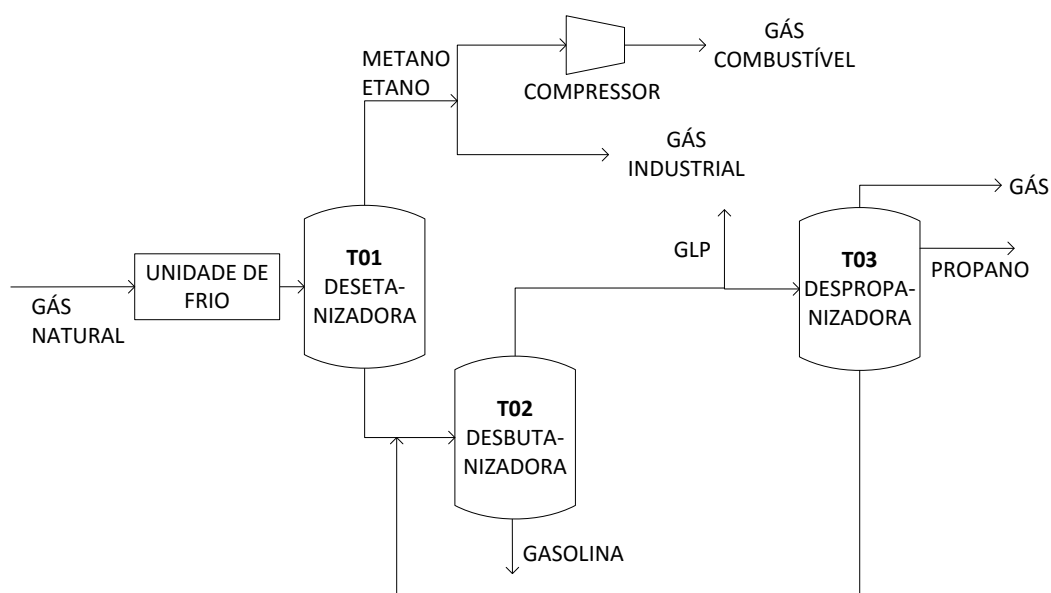
A composição do gás natural varia com a jazida na qual é produzido. O gás natural bruto é formado por uma mistura de hidrocarbonetos cuja composição abrange desde o metano até o decano. Em sua composição pode-se encontrar, além de vapor d'água, contaminantes ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ ,  $\text{CS}_2$ , etc.) que precisam ser removidos antes de sua comercialização para satisfazer às especificações vigentes. Na Figura 3.1 apresenta-se uma configuração básica de uma UPGN, onde GN representa o gás natural.



**Figura 3.1:** Esquema simplificado do processamento de uma UPGN.

A unidade estudada pertence a uma refinaria brasileira, e tem como principal objetivo otimizar o corte do GLP de forma que ocorra a incorporação máxima de etano e frações pesadas. Essa unidade utiliza o sistema de turbo expansão para a etapa de refrigeração que é a responsável pela separação dos componentes mais pesados. Para o gás chegar ao turbo expansor com a menor temperatura possível, o gás passa por diversos vasos de separação gás-líquido e trocadores de calor ao entrar na unidade.

Para uma eficiência maior do processo, realiza-se um resfriamento do gás natural, assim, compostos podem ser separados de acordo com sua massa molar e é possível alimentá-los em diferentes pratos da coluna desetanizadora. Na Figura 3.2 encontra-se um esquema simplificado do processo da planta de Gás Natural. Nessa figura pode-se observar os principais produtos da unidade de processamento de gás natural.



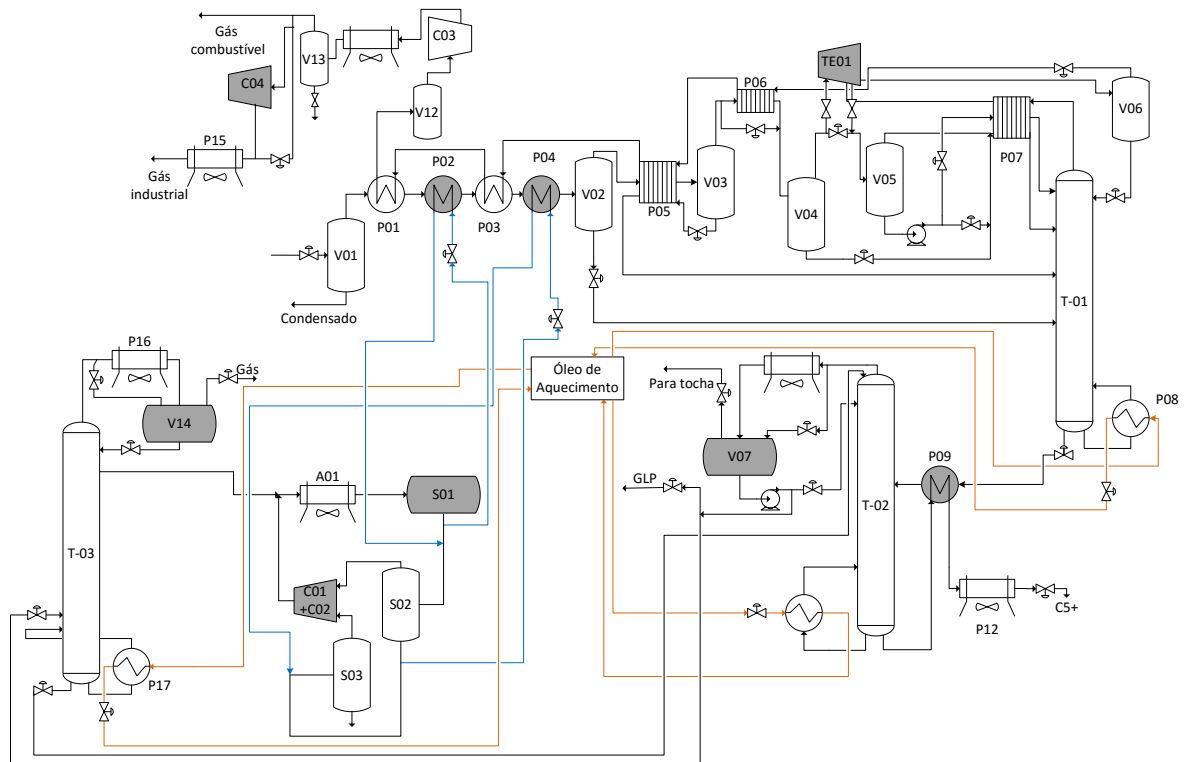
**Figura 3.2:** Esquema simplificado do processamento de gás natural.

Na Figura 3.3 (também encontra-se no ANEXO I) encontra-se a unidade de frio ou unidade de refrigeração. Nesta figura é possível acompanhar o processamento do gás natural e a integração das correntes que fazem parte do ciclo de refrigeração a propano.

A linha de gás natural, proveniente da UTG (Unidade de Tratamento do Gás), entra na UPGN e é admitida no vaso separador de gás. A corrente de entrada também recebe recirculação das frações pesadas da unidade de refrigeração de propano. A fase líquida do vaso separador de gás é enviada para o limite de bateria e a fase vapor é resfriada.

O gás natural é resfriado primeiramente por uma corrente com gás residual proveniente do topo da torre desetanizadora (T01) no trocador primeiro trocador de calor do sistema (P01). O gás efluente do (P01) é pré-resfriado no (P02) com

propano refrigerante. Em seguida o gás natural flui para o (P03) sendo resfriado com gás residual, ocasionando o início da liquefação das frações mais pesadas do gás natural. Após passa pelo (P04) onde é resfriado pelo propano refrigerante. Os trocadores (P02) e (P04) fazem parte do sistema de refrigeração o qual será o foco dessa dissertação.



**Figura 3.3:** Esquema simplificado do processamento de gás natural e interligação com o sistema de refrigeração e óleo térmico.

O gás natural resfriado é enviado para um turbo expansor (TE01) que contém um rotor onde o gás incide em suas palhetas gerando um movimento de rotação. Assim, ocorre uma vaporização que provoca uma queda brusca na temperatura do gás, fazendo com que as frações mais pesadas do gás natural sejam liquefeitas e formando o LGN (Líquido de gás natural). Para o aproveitamento da energia gerada pela rotação das palhetas encontra-se acoplado ao eixo do turbo expansor um compressor.

Após passar pelos trocadores de calor, vasos de separação, válvulas de expansão e pelo turbo expansor, a corrente é alinhada para a coluna desetanizadora (T01), onde ocorre a separação do metano e do etano das frações mais pesadas. A corrente de topo é composta por metano e etano, que segue para os trocadores de calor da carga, é comprimida e passa por um vaso de separação. Uma parte dessa corrente é destinada a utilização como gás combustível e a outra é comprimida novamente, ocorrendo recuperação de pressão para posterior utilização como gás industrial. Esses produtos são vendidos ou utilizados nos fornos da própria unidade.

A corrente de fundo da desetanizadora (T01) é enviada para a coluna desbutanizadora (T02) na qual se obtém o GLP na corrente de topo e na corrente de fundo obtém-se gasolina. O GLP resultante é enviado para a área de estocagem de GLP.

Uma parte da corrente de topo da desbutanizadora é alinhada para a coluna despropanização (T03) para a produção de propano. O propano retirado é utilizado no ciclo de refrigeração. A carga térmica utilizada nas colunas desetanizadora, despropanizadora e desbutanizadora é fornecida pelo reboiler através da troca térmica com o óleo de aquecimento que passa por seus tubos.

### 3.2 Unidade de Refrigeração

O fluido refrigerante pode ser definido como uma substância capaz de retirar calor de um meio enquanto se vaporiza a baixa pressão escoando dentro de um circuito fechado. Na unidade de refrigeração da UPGN, o propano, que é obtido na retirada lateral da coluna despropanizadora (T03) é utilizado como fluido refrigerante.

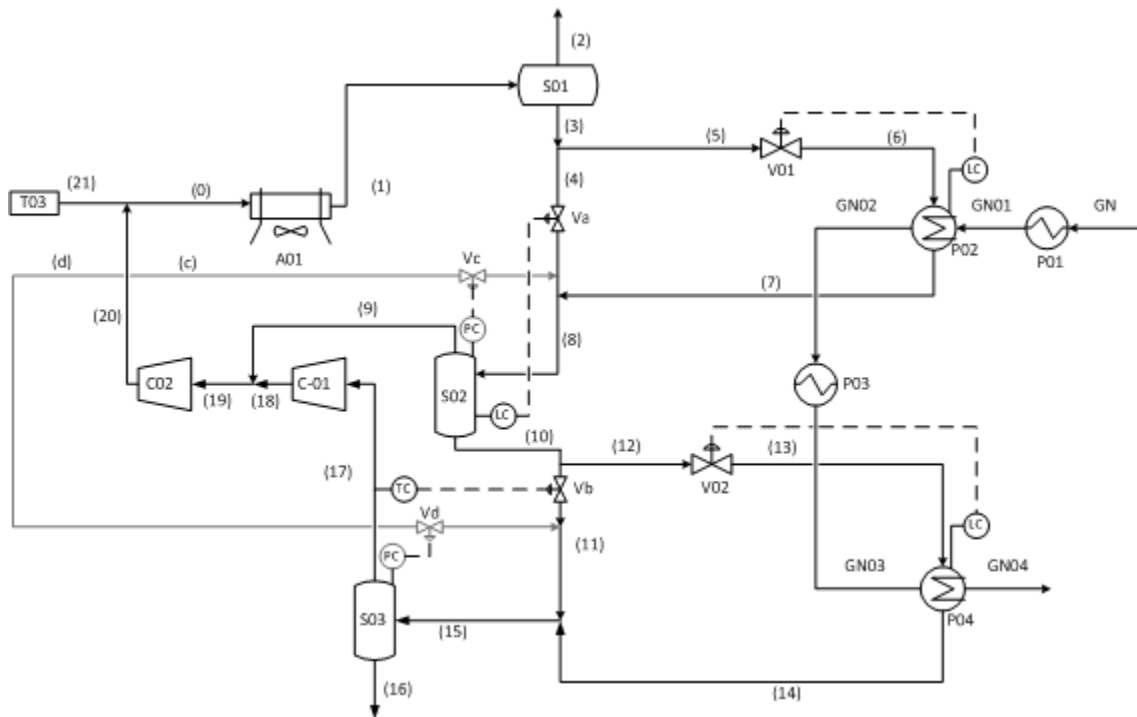
A unidade de refrigeração encontra-se representada na Figura 3.3 através dos trocadores de calor de propano P02 e P04.

Na Figura 3.4 encontra-se uma representação esquemática simplificada do ciclo de refrigeração, onde (C01) e (C02) são os compressores, (A01) o *air cooler*, (V01) e (V02) as válvulas de expansão, (S01), (S02) e (S03) são vasos separadores, (P02) e (P04) são evaporadores do ciclo de refrigeração e (P01) e (P03) são trocadores de calor que não pertencem ao ciclo de refrigeração com propano. As siglas GN, GN01, GN02, GN03 e GN04 representam as correntes de gás natural que estão sendo refrigeradas.

Conforme mostrado na Figura 3.4, o propano passa inicialmente pelo *air cooler* (A01) e é enviado para um vaso de armazenamento (S01). Uma fração da corrente de propano líquido é retirada do fundo do vaso de armazenamento e é enviada para a válvula de expansão (V01), onde ocorre uma queda brusca da pressão da corrente e conseqüentemente da sua temperatura. Posteriormente, a corrente é alinhada para um evaporador (P02), onde ocorre a evaporação do propano e, por conseguinte, a troca térmica para a diminuição da temperatura da corrente do gás natural.

A fração vaporizada da corrente de propano formada no (P02) se junta com a outra fração de propano proveniente do fundo do (S01) e é transferida para um vaso pulmão (S02), onde a parte gasosa do vaso é enviada para o segundo estágio do compressor. Na Figura 3.4 compressor duplo estágio é representado por dois compressores (C01 e C02), onde a corrente (17) representa a alimentação do primeiro estágio de compressão e a corrente (19) a alimentação do segundo

estágio de compressão. A parte líquida da corrente proveniente do vaso (S02) passa por outra válvula de expansão (V02) e pelo segundo trocador de calor (P04).



**Figura 3.4:** Fluxograma do sistema de refrigeração a propano de uma unidade de gás natural

A corrente procedente do (P04) se junta com o restante da corrente líquida originária do vaso pulmão (S02) e estas são enviadas para um segundo vaso de armazenamento (S03), onde ocorre a separação da corrente de topo para o primeiro estágio do compressor e a corrente líquida de fundo é retirada do ciclo de refrigeração. As duas correntes de topo dos vasos (S02) e (S03) alimentam os dois estágios do compressor e têm sua pressão e temperatura aumentadas. A corrente de saída do compressor é misturada a uma corrente de reposição de propano (21) no ciclo e transferida para o *air cooler*, onde ocorre a condensação do propano, fechando o ciclo.

Como pode ser observado têm-se duas correntes de saída do sistema de refrigeração: a de topo do vaso (S01), que possui um controle de pressão para alívio de frações mais leves, e a do vaso (S03), que possui a opção de dreno aberto ou dreno fechado e através de bombas pode ser alinhado para a alimentação da torre despropanizadora. Como corrente de entrada do sistema tem-se a corrente (21) oriunda da coluna despropanizadora. Assim, tem-se como entradas do processo a corrente (21), com sua energia quantificada em sua entalpia, o trabalho utilizado para a compressão do propano e a energia absorvida pelos dois evaporadores. Como perdas energéticas do sistema podem-se considerar as correntes (2) e (16) e o calor rejeitado no *air cooler*.

O sistema de controle da unidade de refrigeração é composto pelo controle de nível dos trocadores de calor que é realizado através da abertura das válvulas de expansão, V01 e V02, e pelo controle de pressão dos vasos de separação S02 e S03 que é realizado por uma corrente alinhada da saída do compressor através das válvulas (Vc) e (Vd). O nível do vaso de separação S02 é controlado pela válvula (Va) e a temperatura da corrente de entrada do primeiro estágio do compressor é controlada pela válvula (Vb).



## Capítulo 4 – Modelagem e Implementação

Neste capítulo será abordada a modelagem do sistema de refrigeração a propano e a modelagem das correntes pertencentes ao processamento do gás natural. É apresentada a modelagem de cada equipamento que compõe o ciclo de refrigeração, bem como as restrições, o sistema de controle e função objetivo para a otimização do processo. A modelagem e otimização do processo foi realizada no *Microsoft Excel* e as propriedades termodinâmicas foram obtidas através do suplemento Coolprop. O coolprop é uma biblioteca de propriedades termodinâmicas “open-source” onde se obtém todas as formulações “state-of-the-art” de propriedades termodinâmicas.

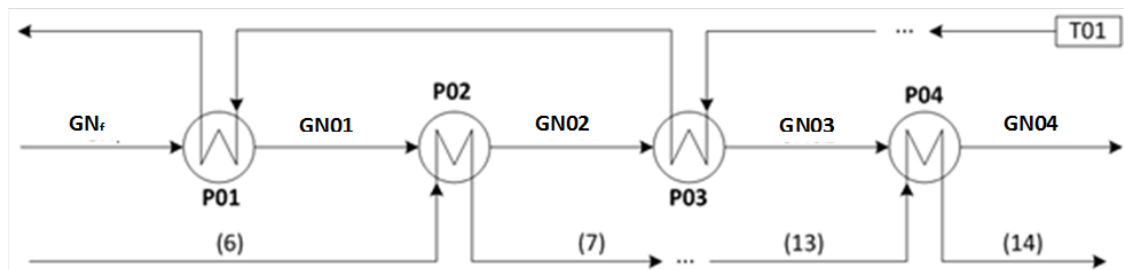
A modelagem foi realizada considerando que o processo se encontra no estado estacionário. Os fluidos utilizados na modelagem do ciclo de refrigeração e na corrente de gás natural, propano e metano respectivamente, foram considerados incompressíveis. A perda de carga na tubulação e nos equipamentos foi desconsiderada. Considerou-se o sistema em equilíbrio termodinâmico e sem trocas de energia com o ambiente.

### 4.1 Modelagem das Correntes de GN integradas com o Ciclo de Refrigeração

Nesta seção é apresentada a modelagem da parte do processamento do gás natural que possui interface com o ciclo de refrigeração. No lado do gás natural, a corrente de entrada é a corrente de topo do vaso V-01, cujas condições foram determinadas em uma simulação prévia da unidade feita pelo GIMSCOP em *Aspen Plus* com base em dados de operação da unidade. As vazões encontram-se em kg/s, as pressões em bar, as temperaturas em K, as cargas térmicas em kW e as entalpias em kJ/kg. Os sub-índices representam a corrente correspondente.

As principais variáveis da corrente de gás natural, que percorre os trocadores de propano do ciclo de refrigeração, são a temperatura e a vazão da corrente, que estão diretamente correlacionadas com a necessidade de refrigeração. A temperatura final da corrente de gás natural após a bateria de trocadores, que irá alimentar a torre de separação, é a principal saída do processo após a passagem pelo sistema de refrigeração a propano. Assim, quanto maior a eficiência e capacidade do sistema de refrigeração, menor será a temperatura final do propano ( $T_{GN_{04}}$ ).

Na Figura 4.1 apresenta-se a bateria de trocadores de calor da corrente de carga de GN. As correntes (6), (7), (13) e (14) são as correntes do ciclo de refrigeração e encontram-se também representadas na Figura 3.4.



**Figura 4.1:** Esquema simplificado da interação da unidade de processamento do gás natural com a unidade de refrigeração

As entalpias das correntes do gás natural foram determinadas através da temperatura e pressão de cada corrente:

$$h_{GNi} = h_{GNi}(P_i, T_{GNi}) \quad (4.1)$$

Com  $i=00,01,02,03,04$ . A temperatura da alimentação na bateria,  $T_{GN0}$  foi fixada no valor determinado pela simulação completa da UPGN com dados de projeto:

$$T_{GN_0} = 328,05 \text{ K}$$

$$F_{GN_0} = 152,79 \text{ kg/s}$$

O calor trocado em cada permutador é representado por  $Q_j$ ,  $j=1,2,3,4$ , sendo que os mesmos serão considerados especificações na otimização, enquanto  $Q_2$  e

$Q_4$  serão variáveis de decisão para a otimização do ciclo. Os valores empregados, de acordo com os valores correspondentes no modelo completo da UPGN, são:

$$Q_1 = 8378,96 \text{ kJ/s}$$

$$Q_2 = 6712,95 \text{ kJ/s}$$

$$Q_3 = 4260,62 \text{ kJ/s}$$

$$Q_4 = 6384,21 \text{ kJ/s}$$

Estas cargas térmicas determinam as temperaturas de saída das correntes respectivas através do balanço de energia do gás natural no trocador:

$$-Q_j = F_{GN} * (h_{GN_j} - h_{GN_{j-1}}) \quad (4.2)$$

Para a vazão e temperatura da corrente de entrada fixadas nos valores de projeto, e em função destas cargas térmicas, as temperaturas obtidas nas correntes do gás natural são:

$$T_{GN_0} = 328,05 \text{ K}$$

$$T_{GN_{01}} = 304,34 \text{ K}$$

$$T_{GN_{02}} = 285,54 \text{ K}$$

$$T_{GN_{03}} = 273,54 \text{ K}$$

$$T_{GN_{04}} = 255,54 \text{ K}$$

A simulação com estes valores foi realizada para validar o modelo e para posteriormente ter-se um valor de referência para verificar a efetividade das otimizações que serão realizadas no ciclo de refrigeração.

## 4.2 Modelagem do Ciclo de Refrigeração

Para a modelagem do ciclo de refrigeração utilizaram-se grandezas apresentadas na Tabela 4.1 e os sub-índices representam a corrente correspondente representada na Figura 3.4. Considerou-se que as correntes do ciclo de refrigeração são compostas apenas por propano.

**Tabela 4.1:** Unidades das variáveis da simulação

<i>Variável</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Unidade</i>
Vazão	$F$	kg/s
Pressão	$P$	bar
Temperatura	$T$	K
Carga Térmica	$Q$	kW
Entalpia Específica	$h$	kJ/Kg
Entropia Específica	$s$	kJ/Kg.K
Fração Vaporizada	$x$	-

Para o cálculo da entalpia e entropia das correntes considerou-se o seguinte estado de referência

$$T_{Ref} = 231.15 \text{ K}$$

$$P_{Ref} = 101.835 \text{ Pa}$$

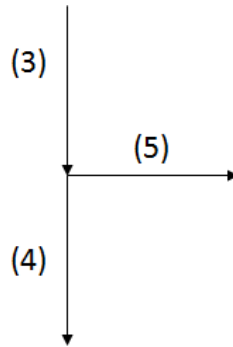
## 4.3 Sistema de Controle

O sistema de controle do nível dos trocadores de calor (P02 e P04) está relacionado com a pressão de saída da respectiva válvula de expansão. Para este caso a modelagem foi realizada de maneira com que a vazão do trocador seja correspondente a necessária para que com o calor trocado a saída seja toda em forma de vapor de propano.

O nível do vaso S02 que está ligado com a corrente de saída da válvula Va, cuja pressão da válvula e do vaso S02 está diretamente ligada com a pressão de saída do compressor. A pressão do vaso S03, da mesma forma, é controlada pela pressão de saída do compressor e da corrente de saída da válvula Vb. Para este

controle utilizou-se a fração vaporizada da corrente 8 como variável livre, podendo representar a adaptação às diversas condições de controle.

#### 4.3.1 Split 01



**Figura 4.2:** Esquema simplificado correntes que constituem o Split 01.

Conforme pode-se observar na Figura 4.2, a corrente (3), proveniente do vaso separador S01 (que, por sua vez, recebe o propano condensado no *air cooler*), é dividida em duas outras correntes através de um *Split*, sendo uma delas a corrente (5), que é direcionada para a válvula de expansão e posteriormente para o trocador de calor, e a corrente (4), a qual se junta à saída do trocador de calor (corrente 7) antes de entrar no primeiro vaso de separação (S02). Assim, tem-se o balanço de massa no *Split*:

$$F_4 = F_3 - F_5 \quad (4.3)$$

Uma vez que foram desconsideradas as quedas de pressão nas tubulações, as pressões das correntes (4) e (5) são iguais à pressão da corrente (3). As pressões dessas correntes correspondem à pressão máxima do ciclo ( $P_{max}$ ).

$$P_3 = P_4 = P_5 = P_{max} \quad (4.4)$$

Considerando que a corrente (3) é constituída somente por líquido saturado proveniente do S01, pode-se escrever

$$T_3 = T_3^{sat}(P_{max}) \quad (4.5)$$

Como as correntes (4) e (5) são uma divisão da corrente (3), tem-se:

$$T_3 = T_4 = T_5 \quad (4.6)$$

Visto que estas correntes estão no estado de líquido saturado, tem-se que:

$$h_3 = h_3^{sat}(P_3) \quad (4.7)$$

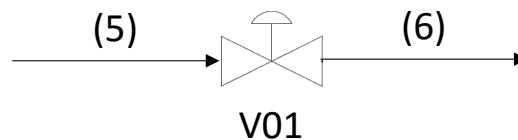
e

$$h_3 = h_4 = h_5 \quad (4.8)$$

A vazão da corrente 5 será igual a vazão da corrente 6 e 7, a qual será definida de acordo com o calor que será trocado no primeiro trocador através do balanço de energia no trocador para o propano:

$$F_6 = \frac{Q_2}{(h_7 - h_6)} \quad (4.9)$$

#### 4.3.2 Válvulas de Expansão V01 e V02



**Figura 4.3:** Esquema simplificado válvula V01.

Quando um fluido escoar através de uma restrição, sem qualquer variação considerável na energia cinética ou potencial, o resultado principal do processo é uma queda de pressão no fluido. Deste modo, parte do líquido vaporiza produzindo uma mistura de líquido saturado e vapor saturado em uma pressão menor. Esse processo de estrangulamento não produz trabalho de eixo, e, na ausência de transferência de calor, se reduz a:

$$\Delta h = 0 \quad (4.10)$$

Observando as correntes definidas na Figura 4.3 e como a vazão de entrada é igual à de saída, tem-se que

$$h_6 = h_5 \quad (4.11)$$

Considerando a válvula isentálica, tem-se três possíveis situações para a corrente de saída: se a entalpia desta corrente for inferior à entalpia do líquido saturado na temperatura de saturação ( $h_6 < h_{Lsat}^{P_6}$ ), tem-se líquido sub-resfriado. Se a entalpia da corrente for superior à entalpia do vapor saturado, ( $h_6 > h_{Vsat}^{P_6}$ ) tem-se vapor superaquecido. Já no caso em que  $h_6$ , está compreendida entre as entalpias do líquido e do vapor saturados, a mistura é bifásica.

Fixou-se também a queda de pressão da válvula, o que conseqüentemente define a pressão da corrente de saída e, portanto, seu estado termodinâmico. Com

a pressão da corrente (6), ou pressão intermediária do sistema ( $P_{int}$ ), determina-se a temperatura de saturação.

$$T_6 = P_{sat}(P_{int}) \quad (4.12)$$

e a fração vaporizada da corrente 6 é dada por:

$$x_6 = \frac{h_6 - h_{sat}^{Liq}(P_6)}{(h_{sat}^{Vap}(P_6) - h_{sat}^{Liq}(P_6))} \quad (4.13)$$

onde  $x_6$  é a fração vaporizada na saída da válvula e  $h_{sat}^{Liq}(P_6)$  e  $h_{sat}^{Vap}(P_6)$  correspondem às entalpias do líquido e do vapor saturados, respectivamente, na pressão da corrente.

Para o cálculo das correntes envolvidas com a válvula V02 utiliza-se o mesmo procedimento.

#### 4.3.3 Trocadores de Calor

Em um ciclo de refrigeração, encontram-se dois tipos trocadores com objetivos diferentes:

- Na evaporação, o trocador de calor absorve calor do fluido do qual se deseja diminuir a temperatura, neste caso, o gás natural, resultando na evaporação do fluido refrigerante.

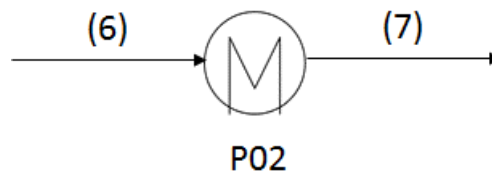
- Na etapa de condensação, o trocador de calor condensa o vapor de propano proveniente do compressor, fazendo o calor fluir do sistema para o ambiente, rejeitando-o do ciclo. No ciclo de refrigeração da UPGN, o trocador responsável pela condensação é do tipo *air cooler* (com circulação forçada de ar) e terá sua modelagem descrita separadamente do evaporador, seção 4.2.3.2.

Considerando esses dois trocadores em regime permanente, sem trabalho de eixo e com variações de energia cinética e potencial desprezíveis frente à variação da entalpia, tem-se:

$$Q = F(h_s - h_e) \quad (4.14)$$

Onde  $Q$  representa o calor absorvido na evaporação ou rejeitado na condensação,  $F$  é a vazão mássica ou molar  $h_s$  é a entalpia específica da corrente de saída e  $h_e$  é a entalpia específica da corrente de entrada.

#### 4.3.3.1 Trocadores de Calor P02 e P04



**Figura 4.4:** Esquema simplificado primeiro trocador de propano (P02).

Através da Figura 4.4 observa-se que a corrente (6), que sai da válvula de expansão, é direcionada para um trocador de calor do tipo *kettle* onde ocorre a vaporização total da corrente de propano. Através da malha de controle de nível do propano líquido no casco no equipamento, é regulada a abertura da válvula de V01, de modo que a vazão das correntes 5/6 é fixada para uma certa carga térmica  $Q_1$  no trocador.

A fim de que não seja permitido o cruzamento das temperaturas do propano e do gás natural no trocador, são empregadas as seguintes restrições nas temperaturas das suas correntes:

P02:

$$T_6 \leq T_{GN_{01}} \quad (4.15)$$

$$T_7 \leq T_{GN_{02}} \quad (4.16)$$

P04:

$$T_{13} \leq T_{GN_{03}} \quad (4.17)$$

$$T_{14} \leq T_{GN_{04}} \quad (4.18)$$

Através dos balanços de massa e energia, determina-se a vazão e a entalpia da corrente de saída do trocador:

$$F_7 = F_6 \quad (4.19)$$

$$F_7 h_7 = F_6 h_6 + Q_2 \quad (4.20)$$

Como a função do propano é retirar calor do processo, ocorre um aumento na entalpia da corrente de saída do trocador. Após passar pelo trocador, a corrente pode sofrer uma vaporização parcial ou total da fração líquida. Se a vaporização for total, pode ocorrer, além da vaporização, um aumento de temperatura. No primeiro caso, a temperatura da corrente será a temperatura de saturação da corrente de entrada. Devido ao tipo do trocador de calor, a única corrente de saída



é composta apenas por vapor de propano, deste modo seu estado termodinâmico é fixado como vapor saturado ( $x_7 = 1$ ).

Desconsidera-se a perda de carga no trocador, assim tem-se:

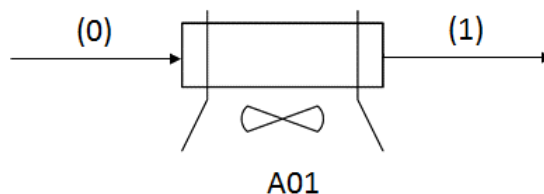
$$P_7 = P_6 \quad (4.21)$$

$$T_7 = T_{sat}(P_{int}) \quad (4.22)$$

$$h_7 = h_{Vsat}^{P_7} \quad (4.23)$$

Para o cálculo das correntes envolvidas no trocador de calor P04 utiliza-se o mesmo procedimento.

#### 4.3.3.2 Air Cooler



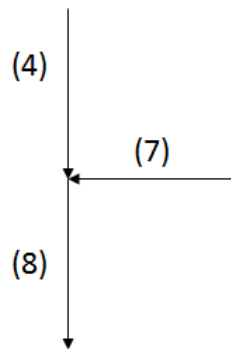
**Figura 4.5:** Esquema simplificado *air cooler*.

Fazendo uma análise da troca térmica que ocorre no *air cooler*, representado na Figura 4.5, tem-se duas etapas: a primeira é a troca de calor sensível, na qual o calor retirado leva a temperatura da corrente até a temperatura de saturação na pressão da corrente. Na segunda etapa, tem-se a condensação da corrente.

Considerando que a corrente proveniente do compressor e da torre despropanizadora estão no estado de gás superaquecido, a corrente que entra no *air cooler* é também gasosa. Assim, é necessário que ocorra condensação no equipamento para que o ciclo possa ser fechado. Para isto, o calor trocado no *air cooler* deve estar compreendido entre o necessário para levar a corrente até a temperatura de saturação e o calor necessário para uma condensação total. Quanto maior a quantidade de calor latente trocado, maior será a fração condensada. Para a modelagem do processo foi considerada a situação ótima, ou seja, que a capacidade de condensação é suficiente para que o estado físico na saída do equipamento seja de líquido saturado ( $x_1 = 0$ ).

#### 4.3.4 Mixers

##### 4.3.4.1 Mixers M01 e M02



**Figura 4.6:** Esquema simplificado mixer 01.

Como citado anteriormente, as duas frações da corrente (3) são misturadas novamente após os trocadores de calor. Essa situação é representada por um mixer, que encontra-se exemplificado na Figura 4.6. Para a modelagem dos mixers considerou-se os balanços de massa e energia:

$$F_8 = F_7 + F_4 \quad (4.24)$$

$$F_8 h_8 = F_7 h_7 + F_4 h_4 \quad (4.25)$$

A partir do nó envolvendo as correntes 4 e 7 para gerar a corrente 8, podemos determinar a vazão da corrente 4 a partir dos balanços de massa e energia no mesmo:

$$F_4 = \frac{F_7(h_7 - h_8)}{(h_8 - h_4)} \quad (4.26)$$

A vazão  $F_4$  foi definida deste modo, em função da entalpia da corrente 8, pois esta é assumida como especificada, em função do estado termodinâmico no vaso S02, através do controlador de nível deste atuando sobre a válvula Va, uma vez que em estado estacionário  $x_8$  irá especificar a vazão de saída de líquido do vaso. Assim, a fração vaporizada na corrente 8 está sendo utilizada como especificação para a simulação e como variável de decisão para a otimização.

Quando se tem uma mistura de duas correntes bifásicas, realiza-se o procedimento detalhado a seguir. A pressão de saída é a menor pressão das correntes que serão combinadas, e esse sistema normalmente é considerado adiabático, assim a entalpia total permanece constante.

$$P_8 = P_7 = P_{Int} \quad (4.27)$$

Uma vez que é assumido que a corrente 8 está na região de equilíbrio líquido-vapor, sua temperatura é dada por:

$$T_8 = T_{sat}(P_{int}) \quad (4.28)$$

Utiliza-se o mesmo procedimento para a mistura das correntes (11) e (14) que compõem o Mixer 02, responsável pela mistura das correntes do segundo ramo do ciclo de refrigeração ou correntes que passam através do primeiro trocador de propano P02 (por exemplo corrente 5). Entretanto, para o Mixer 02 a fração vaporizada é determinada através do balanço de energia, já que neste caso não há controlador associado ao nível do vaso S03.

$$h_{15} = \frac{(F_{14}h_{14}) - (F_{11}h_{11})}{(F_{14} + F_{11})} \quad (4.29)$$

$$x_{15} = \frac{h_{15} - h_{Lsat}^{P_{15}}}{(h_{Vsat}^{P_{15}} - h_{Lsat}^{P_{15}})} \quad (4.30)$$

#### 4.3.4.2 Mixer M03

O Mixer 03 é composto pela mistura das correntes de entrada do segundo compressor, ou seja, a corrente (9) e a corrente (18). Como as duas correntes que serão combinadas estão no estado vapor, sendo a (18) superaquecido, realiza-se a verificação das condições e determina-se a temperatura da corrente (19) pela equação abaixo:

$$h_{19} = \frac{F_9 h_9 - F_{18} h_{18}}{F_9 + F_{18}} \quad (4.31)$$

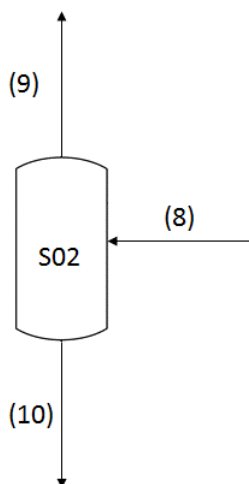
$$T_{19} = T_{19}(P_{int}, h_{19}) \quad (4.32)$$

#### 4.3.4.3 Mixer M04

O mixer 4 representa a junção da corrente de saída do segundo compressor com a corrente de *make-up* (21) de propano. A corrente de *make-up* é necessária em função das perdas do processo, que pode ocorrer devido à não evaporação total do propano na saída do segundo ramo (corrente de fundo do vaso S03), ou

devido à não condensação total da corrente que passa pelo *air cooler* (corrente de topo do S01). Caso não haja perdas no processo a corrente de make-up é zero. Define-se como segundo ramo as correntes que passam através do segundo trocador de propano P04 ou, por exemplo, corrente 12.

#### 4.3.5 Vasos de Separação S01, S02 e S03



**Figura 4.7:** Esquema simplificado vaso de separação S02.

Conforme esquema simplificado da Figura 4.7, a corrente de topo do vaso de separação corresponde à fração da corrente que se encontra no estado vapor:

$$F_9 = F_8 x_8 \quad (4.33)$$

A fração de líquido é separada como corrente de fundo:

$$F_{10} = F_8 (1 - x_8) \quad (4.34)$$

Como só ocorre a separação das frações da corrente, a qual está em equilíbrio termodinâmico, são mantidas constantes a temperatura e a pressão:

$$T_9 = T_{10} = T_8 \quad (4.35)$$

$$P_9 = P_{10} = P_8 = P_{Int} \quad (4.36)$$

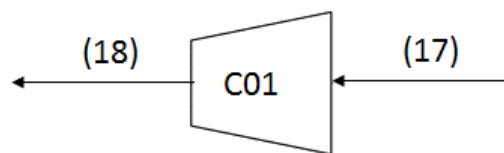
A partir disso, determinam-se as entalpias das correntes:

$$h_9 = h_{V_{sat}}^{P_9} \quad (4.37)$$

$$h_{10} = h_{L_{sat}}^{P_{10}} \quad (4.38)$$

Utiliza-se a mesma abordagem para os vasos separadores S01 e S03.

#### 4.3.6 Compressores C01 e C02



**Figura 4.8:** Esquema simplificado primeiro estágio de compressão.

O compressor, representado na Figura 4.8, é o equipamento responsável por realizar trabalho sobre o vapor do fluido refrigerante, transferindo energia a ele e aumentando sua pressão. Este aumento de pressão eleva a temperatura de saturação do vapor para um nível que permite ao vapor condensar a temperaturas ambientes usuais.

Para a determinação do trabalho que o compressor ideal (isentrópica) realiza não se leva em conta o atrito nem a troca de calor do compressor com o ambiente. Desta forma, o compressor é considerado adiabático e as variações de energia cinética e potencial são assumidas como desprezíveis. Assim, em regime permanente, tem-se que:

$$\dot{W}_e = F(h_e - h_s) \quad (4.39)$$

Sendo  $F$  a vazão do ciclo  $h_e$  e  $h_s$  as entalpias específicas de entrada e saída da corrente, respectivamente.

Em processos de compressão o trabalho isentrópico é o trabalho de eixo mínimo necessário para a compressão de um gás de um dado estado inicial até uma dada pressão de descarga. Assim tem-se a eficiência como:

$$\eta \equiv \frac{W_e(\text{isentrópico})}{W_e} \quad (4.40)$$

Neste trabalho, considerou-se que  $\eta = 1$ . Através do balanço de massa se obtém:

$$F_{18} = F_{17} \quad (4.41)$$

O compressor utilizado no ciclo de refrigeração é duplo estágio e para uma modelagem simplificada dividiu-se esse trocador em dois compressores. O primeiro é responsável por levar a pressão da corrente até  $P_{Int}$ , considerada a pressão de saída da primeira válvula. Assim:

$$P_{18} = P_{Int} \quad (4.42)$$

A temperatura de saída do compressor (T18) é determinada através da igualdade de entropia com a corrente (17). Com a temperatura de saída determina-se a entalpia da corrente de saída.

$$T_{17} = T_{sat}(P_{min}) \quad (4.43)$$

$$S_{17} = S_{17}(P_{min}, T_{17}) \quad (4.44)$$

$$S_{18} = S_{17} \quad (4.45)$$

$$T_{18} = T_{18}(P_{Int}, S_{18}) \quad (4.46)$$

Considera-se que a saída do compressor é composta somente por gás, logo:

$$\dot{W}_{C_1} = F_{18} h(T_{18}, P_{18}) - F_{17} h(T_{17}, P_{17}) \quad (4.47)$$

A potência no compressor C02 foi calculada através do mesmo procedimento utilizado no C01.

O modelo do processo foi representado por equações que expressam as leis físicas da conservação e demais relações entre variáveis. A modelagem e a otimização do sistema de refrigeração de gás natural foram implementadas no software *Microsoft Excel*. Para o cálculo das propriedades termodinâmicas, tais como pressão e temperatura de saturação e entalpia, foi utilizado o pacote *Coolprop*, que será descrito na seção 4.3.7.

A implementação do modelo é constituída de três partes. A primeira compreende as variáveis livres, também chamadas de variáveis de decisão, que serão utilizadas para a definição do ponto ótimo. Também estão descritas as restrições do modelo que devem ser atendidas na modelagem e otimização do processo, conforme discutido anteriormente. O desempenho do ciclo será avaliado com uma variação de no máximo 25 % acima e abaixo em relação aos valores considerados do caso de referência.

Na segunda parte da planilha são determinadas as propriedades de estado de todas as correntes do processo e suas propriedades (pressão, entalpia, vazão e temperatura). A modelagem referente a corrente de gás natural se encontra na terceira parte. Estão modelados os trocadores de calor de propano e os trocadores que têm como fluido a própria corrente de gás natural. Dessa forma, a temperatura de saída da corrente de gás natural, que é de fundamental interesse, é determinada como resultado final da bateria de trocadores de calor.

#### 4.3.7 Biblioteca de propriedades Termofísicas Coolprop

O *Coolprop* é uma biblioteca de propriedades termofísicas “open-source” que dispõe do estado da arte em termos de formulações de propriedades termofísicas. O *Coolprop* permite o cálculo de propriedades de 110 fluidos puros e pseudo-componentes, assim como propriedades de fluidos incompressíveis e ar úmido. O código do *CoolProp* foi escrito em C++ e possui interface com uma gama de linguagens de programação, além de dispor das funcionalidades inerentes à programação orientada a objeto. Através do *coolprop* é possível calcular propriedades como a densidade, viscosidade, pressão e temperatura.

O cálculo das propriedades termodinâmicas de todos os fluidos que são implementados no *CoolProp* são baseados em equações de estado explícitas para a energia de Helmholtz. Segundo Bell *et al.* 2014, esta formulação é empregada atualmente para todas as equações de estado de alta acuracidade que estão disponíveis na literatura. Neste tipo de formulação, a energia de Helmholtz total é determinada como a soma de duas contribuições: a residual e a do gás ideal. A equação de Helmholtz explícita usa temperatura e massa específica como variáveis independentes, se outras variáveis são dadas, é necessário usar soluções numéricas para obter a temperatura e massa específica.

Para melhorar a velocidade da avaliação da equação de estado, dois métodos de interpolação são utilizados no *Coolprop*: o método tabular Taylor Series Expansion (TTSE) e o método de interpolação bicúbica. A principal limitação do *CoolProp* é que ele ainda não pode lidar com misturas de fluidos, que apresenta uma grande complexidade e desafios numéricos em comparação com a avaliação das propriedades termodinâmicas de fluidos puros.

Como o foco principal da dissertação é a modelagem do ciclo de propano, que foi considerado como puro, essa limitação não impediu a utilização. Entretanto, no caso da interface do ciclo de refrigeração com o processamento do gás natural, a mistura dos componentes do gás foi aproximada pelas propriedades do metano, que constitui aproximadamente 70% da corrente.

#### 4.4 Visão Geral do Modelo

O modelo do ciclo de refrigeração é composto por 164 variáveis, 144 equações, 14 especificações. Assim, o modelo apresenta 6 graus de liberdade para a otimização do sistema.

Para a modelagem do sistema os níveis de pressão do ciclo ( $P_{max}$ ,  $P_{min}$  e  $P_{int}$ ), a fração vaporizada da corrente 8 e o calor dos trocadores foram utilizados como variáveis de otimização.

#### 4.5 Restrições Operacionais

Uma vez que a UPGN apresenta uma grande integração energética, grandes variações nos valores das variáveis relacionadas com o ciclo ocasionam grandes perturbações na planta. Essa característica pode resultar em condições operacionais não factíveis, por exemplo, cruzamento de temperatura das correntes dos trocadores ou o não atendimento a alguma temperatura do lado processo. Com base nesses aspectos é necessária a definição das seguintes restrições operacionais:

- As temperaturas das correntes (6) e (7) têm que ser inferiores às das respectivas correntes do processo que compõem o trocador de calor P02;
- As temperaturas das correntes (13) e (14) têm que ser inferiores às das respectivas correntes do processo que compõe o trocador de calor P04;
- As válvulas devem ter uma variação de pressão mínima, bem como o compressor deve realizar trabalho diferente de zero;
- Para as temperaturas da corrente de gás natural definiu-se como limite superior 300 K e limite inferior 200 K.

#### 4.6 Função Objetivo

Para o processo modelado, a função de otimização tem como principal objetivo a maximização da eficiência energética do ciclo de refrigeração (COP). O sistema de resfriamento de gás natural tem como principal objetivo proporcionar a máxima refrigeração do gás natural, pois a diminuição da temperatura da corrente induz o início da liquefação das frações mais pesadas do gás natural. Assim sendo, necessita-se um máximo de calor retirado pelos trocadores de calor P02 e P04.

Em um sistema de refrigeração, o calor absorvido a uma baixa temperatura é rejeitado a uma temperatura maior com o auxílio de uma fonte externa de energia. A análise de eficiência do ciclo de refrigeração é realizada através do coeficiente de desempenho, que é definido pela relação entre a potência de refrigeração e a energia utilizada pela fonte externa de energia. Logo, pode-se definir a eficiência do ciclo de refrigeração como a relação entre o calor retirado da corrente do processo, através do P02 e P04, com o consumo de trabalho no



compressor. Consequentemente quanto maior o calor retirado e menor o trabalho, maior será a eficiência do processo.

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (4.48)$$

No estudo de caso abordado nesta dissertação temos um processo de refrigeração multiestágio que apresenta dois evaporadores. Para ciclos com multiestágios de compressão, cada estágio pode ser descrito por um ciclo reversível (ASHRAE, 2001), ou seja, a capacidade do sistema pode ser calculada pelo somatório de cada parte constituinte da equação, assim temos:

$$COP = \frac{(Q_2 + Q_4)}{(W_{C1} + W_{C2})} \quad (4.49)$$

## Capítulo 5 – Simulação e Resultados

### 5.1 Análise o comportamento do ciclo com a variação das Especificações

Conforme descrito na seção 4.5, foram estabelecidas restrições para a otimização do ciclo de refrigeração. Os limites das variáveis podem ser observados na Tabela 5.1.

**Tabela 5.1** Restrições consideradas na otimização do ciclo de refrigeração

VÁRIÁVEL DE ENTRADA	UNIDADE	LIMITE INFERIOR	LIMITE SUPERIOR
$P_{max}$	<i>bar</i>	12.90	22.13
$P_{int}$	<i>bar</i>	4.19	7.18
$P_{min}$	<i>bar</i>	1.03	3.00
$Q_2$	<i>kW</i>	1000	10000
$Q_4$	<i>kW</i>	1000	10000
<b>TGN4</b>	<i>K</i>	200	300
$x_8$	-	0	1
$F_{11}$	<i>Kg/s</i>	0	-
$F_{13}$	<i>Kg/s</i>	0	-
$F_4$	<i>Kg/s</i>	0	-
$F_6$	<i>Kg/s</i>	0	-
$WC_{01}$	<i>kW</i>	0	-
$T_{13}$	<i>K</i>	-	TGN4
$T_{14}$	<i>K</i>	-	TGN3
$T_6$	<i>K</i>	-	TGN2
$T_7$	<i>K</i>	-	TGN1
<b>COP</b>	-	0.01	-
<b>1/COP</b>	-	0	-

Todas as variáveis de decisão, exceto a que será analisada em cada seção, foram mantidas fixas. As análises realizadas nesta seção auxiliam no maior entendimento do comportamento do gás natural frente às suas principais variáveis de decisão.

### 5.1.1 Níveis de pressão do ciclo

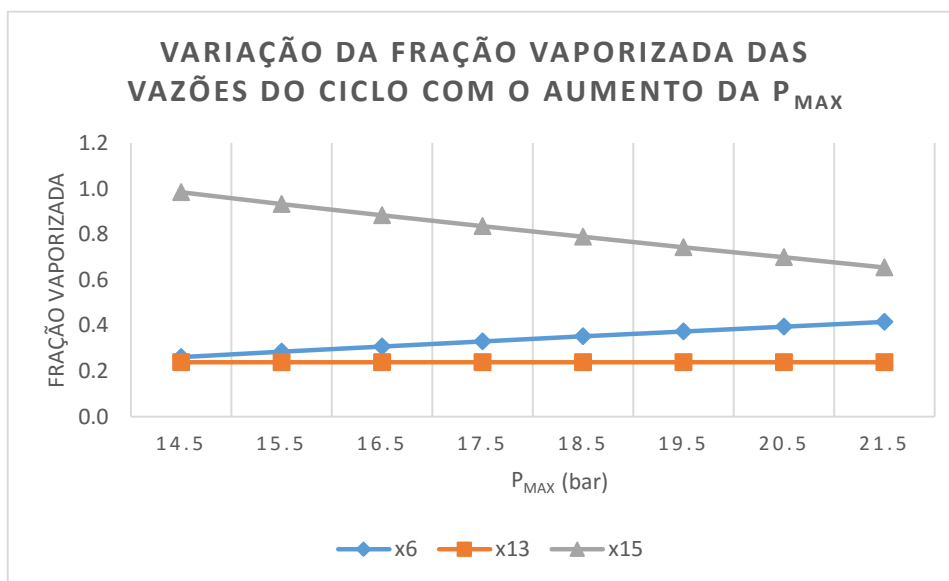
#### 5.1.1.1 Pressão Máxima ( $P_{max}$ )

Na Tabela 5.2 encontra-se um resumo das principais variáveis que foram fixadas para a análise do comportamento da variação da pressão máxima do ciclo de refrigeração.

**Tabela 5.2:** Variáveis de decisão fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da pressão máxima

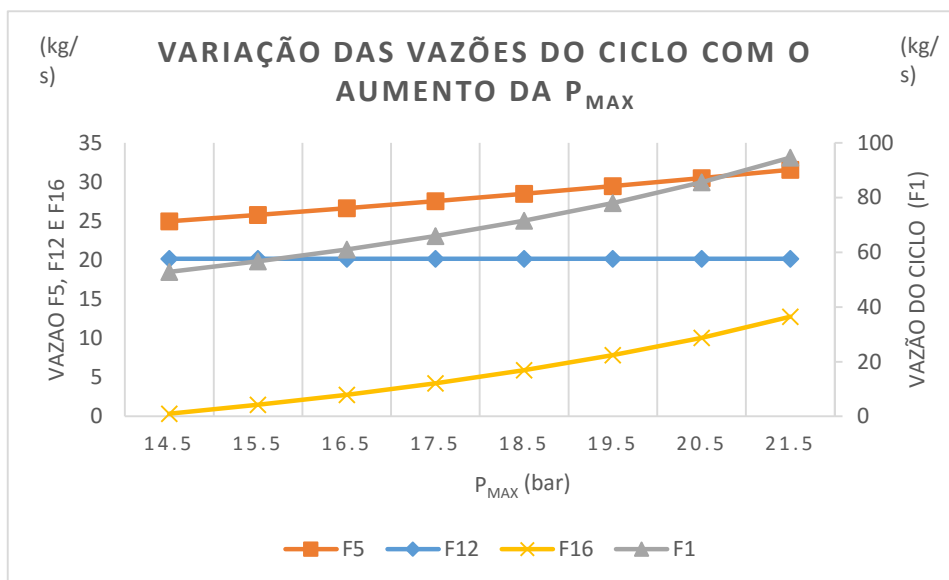
VARIÁVEL DE ENTRADA	TIPO
<b>Pmax</b>	Faixa: 14,5 a 21,5 bar
<b>Pint</b>	FIXA
<b>Pmin</b>	FIXA
<b>X8</b>	FIXA
<b>Q2</b>	FIXA
<b>Q4</b>	FIXA

A Pressão máxima do ciclo foi analisada e para isso ela teve seus valores alterados do seu limite inferior ao limite superior. Com esta análise pode-se observar através da Figura 5.1 que, com o aumento da pressão máxima do ciclo, tem-se um aumento na fração vaporizada do primeiro ramo do trocador (correntes 5,6 e 7), isso ocorre devido ao aumento na diferença de pressão da primeira válvula de expansão. Também pode-se observar uma queda na fração vaporizada da corrente 6 ( $x_6$ ). Através da fração vaporizada da corrente 15 pode-se analisar diretamente a perda de propano, assim, um aumento da fração vaporizada desta corrente leva a uma perda menor de propano. Este aspecto também pode ser notado na Figura 5.2 onde a vazão F16 apresenta um aumento.



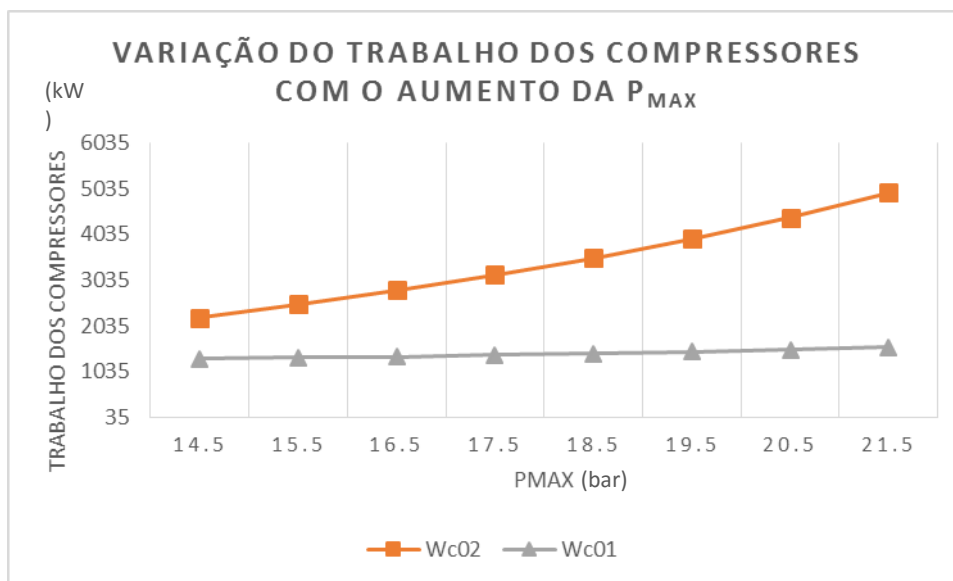
**Figura 5.1:** Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da pressão máxima do ciclo.

Através da Figura 5.2 também se observa um aumento na vazão do primeiro ramo do ciclo ( $F_5$ ) com o aumento da pressão máxima do ciclo. Podemos analisar a vazão do ciclo através da corrente 1, assim, através da análise do comportamento da corrente  $F1$  pode-se observar um aumento da vazão do ciclo com o aumento da pressão máxima.



**Figura 5.2:** Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da pressão máxima do ciclo

Com a Figura 5.3, observa-se que com o aumento da pressão máxima do ciclo, o compressor  $C02$  apresenta um aumento do seu trabalho. Isso se deve a uma maior necessidade de recuperação de pressão para levar a corrente da  $P_{min}$  até a  $P_{max}$ .



**Figura 5.3:** Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da pressão máxima do ciclo.

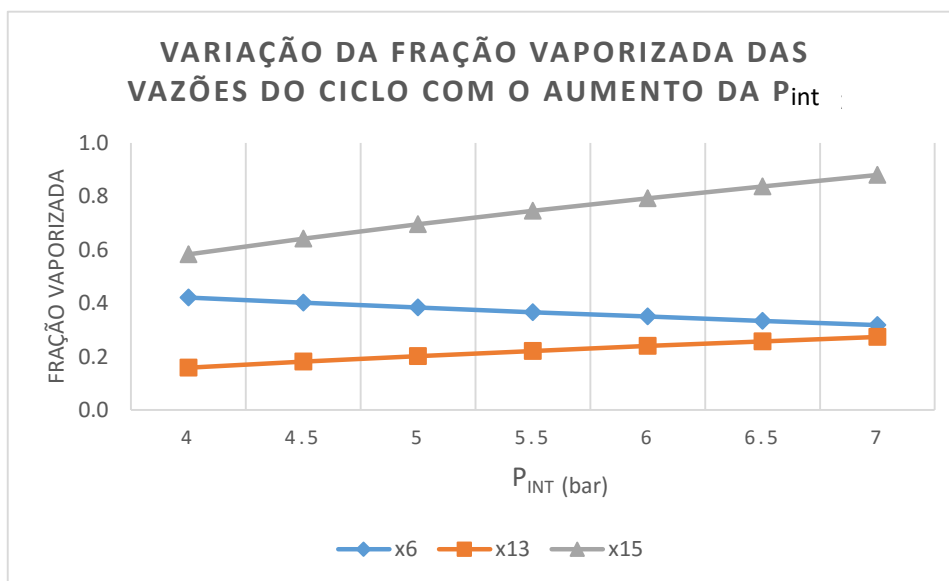
#### 5.1.1.2 Pressão Intermediária ( $P_{int}$ )

Na Tabela 5.3 encontra-se um resumo das principais variáveis que foram fixadas para a análise do comportamento da variação da pressão intermediária do ciclo de refrigeração.

**Tabela 5.3:** Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da pressão intermediária

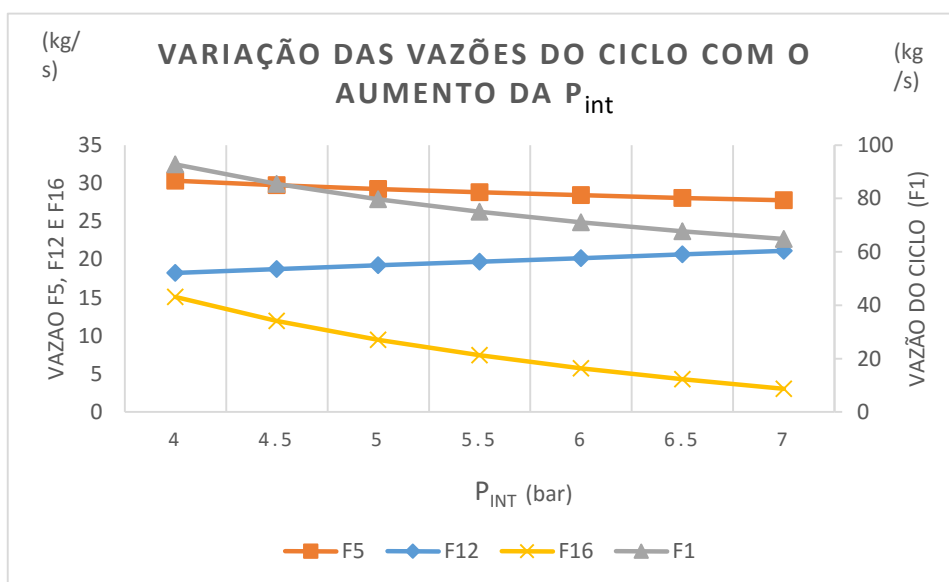
VÁRIÁVEL DE ENTRADA	TIPO
<b>Pmax</b>	FIXA
<b>Pint</b>	Faixa: 4 a 7 bar
<b>Pmin</b>	FIXA
<b>X8</b>	FIXA
<b>Q2</b>	FIXA
<b>Q4</b>	FIXA

Com o aumento da pressão intermediária do ciclo de refrigeração, observa-se através da Figura 5.4 uma diminuição na fração vaporizada ( $x_6$ ) da saída da primeira válvula de expansão (V01) e uma aumento desta ( $x_{13}$ ) na saída da V02. Este efeito ocorre, pois com o aumento da pressão intermediária do ciclo a variação da pressão da primeira válvula é menor enquanto a variação da pressão da segunda válvula aumenta.



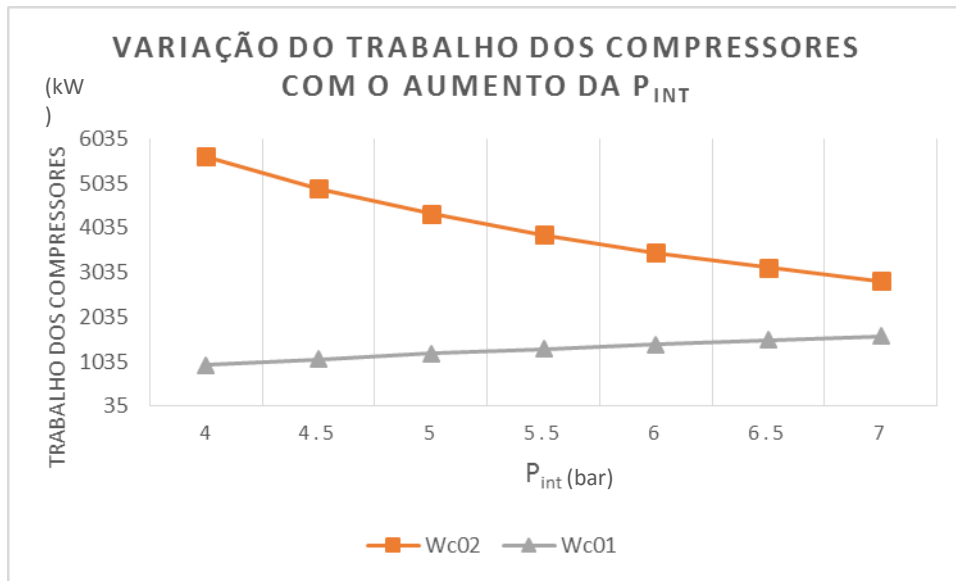
**Figura 5.4:** Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da pressão intermediária do ciclo.

Observa-se uma queda na perda de propano ( $F_{16}$ ), conforme pode ser observado na Figura 5.5, o que acompanha a tendência da fração vaporizada da corrente 15 ( $x_{15}$ ), a qual aumenta. A vazão do primeiro ramo do ciclo de refrigeração apresenta uma queda ( $F_5$ ), enquanto ocorre um aumento no segundo ramo ( $F_{12}$ ,  $F_{13}$  e  $F_{14}$ ).



**Figura 5.5:** Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da pressão intermediária do ciclo.

Com relação ao trabalho do ciclo, seu comportamento pode ser observado na Figura 5.6. Devido à alteração na diferença de pressão nas válvulas de expansão temos um efeito no trabalho dos compressores. Observa-se um aumento no trabalho do primeiro compressor e uma queda no trabalho do segundo.



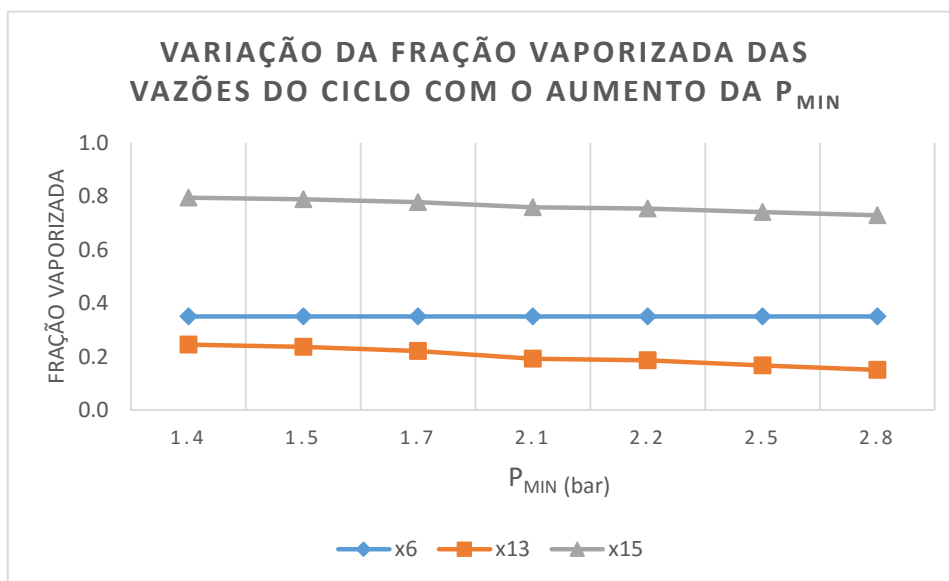
**Figura 5.6:** Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da pressão intermediária do ciclo.

#### 5.1.1.3 Pressão Mínima ( $P_{min}$ )

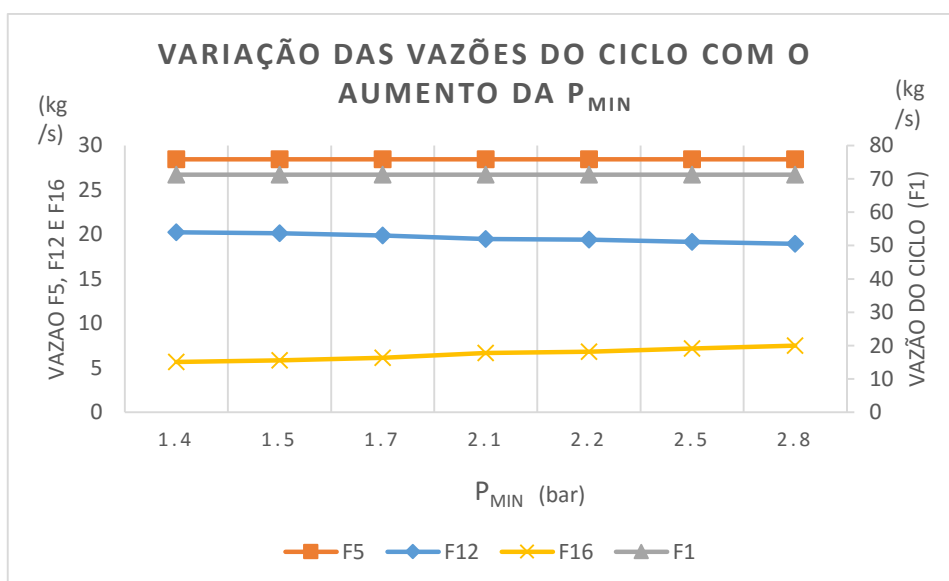
Com o aumento da pressão mínima do ciclo de refrigeração temos uma queda na fração vaporizada da válvula V02 ( $x_{13}$ ). A perda de propano ( $F_{16}$ ), que pode ser analisada pela fração vaporização da corrente 15 ( $x_{15}$ ), sofre um pequeno aumento conforme pode ser observado na Figura 5.7.

**Tabela 5.4:** Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da pressão mínima

VÁRIÁVEL DE ENTRADA	TIPO
<b>Pmax</b>	FIXA
<b>Pint</b>	FIXA
<b>Pmin</b>	Range: 1.4 a 2.8
<b>X8</b>	FIXA
<b>Q2</b>	FIXA
<b>Q4</b>	FIXA



**Figura 5.7:** Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da pressão mínima do ciclo.

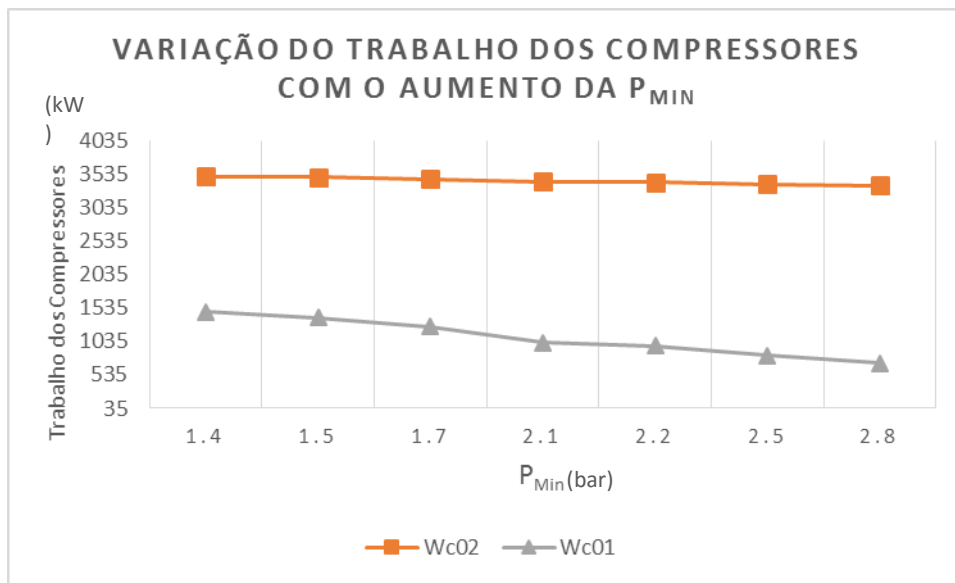


**Figura 5.8:** Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da pressão mínima do ciclo.

Pode-se observar através da Figura 5.8 o aumento na vazão de saída da corrente 16 em decorrência de uma vaporização menor da vazão 15 ( $x_{15}$ ). A vazão do ciclo e do primeiro ramo se mantiveram constantes. Já a vazão do segundo ramo apresentou uma queda de aproximadamente 14%.

Através da Figura 5.9 pode-se observar que o trabalho do primeiro compressor apresentou uma queda, isto ocorre pois, como a pressão mínima é menor, é necessário uma potência menor para levar o ciclo até a pressão intermediária.





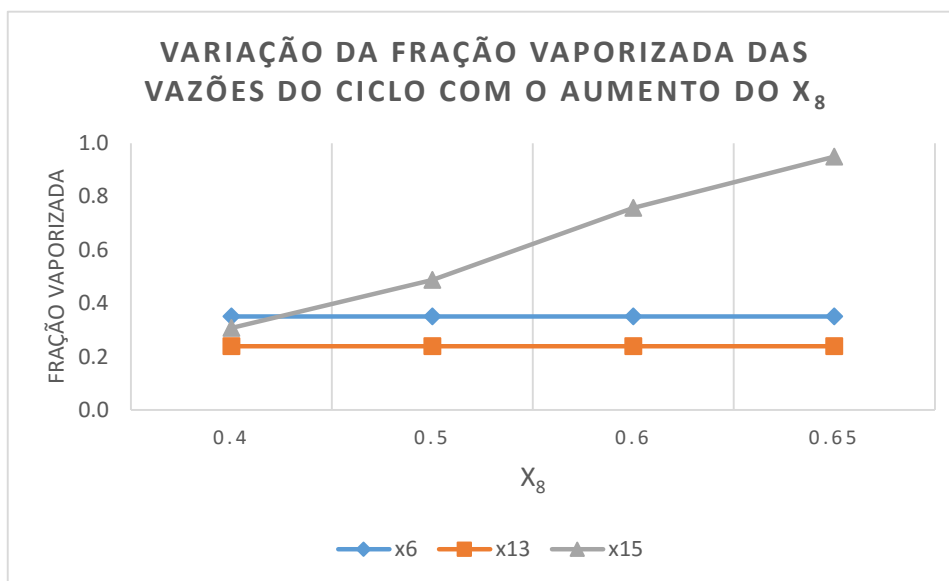
**Figura 5.9:** Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da pressão mínima do ciclo.

### 5.1.2 Fração Vaporizada da corrente 8 ( $x_8$ )

**Tabela 5.5:** Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a fração vaporizada da corrente 8.

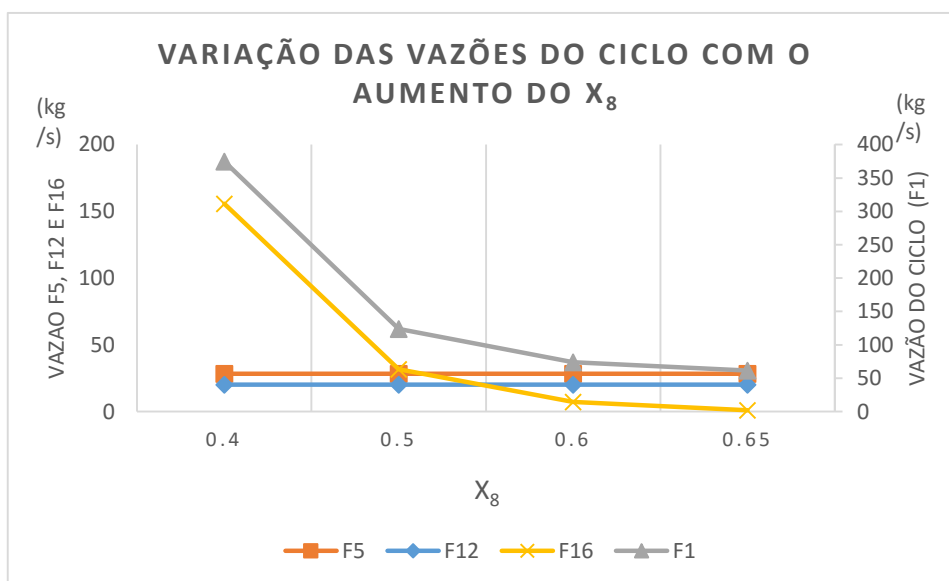
VÁRIÁVEL DE ENTRADA	TIPO
<b>Pmax</b>	FIXA
<b>Pint</b>	FIXA
<b>Pmin</b>	Faixa:0.4 a 0.65
<b>X8</b>	FIXA
<b>Q2</b>	FIXA
<b>Q4</b>	FIXA

Analisando a Figura 5.10, observa-se que a fração vaporizada da corrente 8 ( $x_8$ ) está diretamente ligada à perda de propano. Quanto maior a fração vaporizada na corrente 8, maior a geração de vapor da corrente 15.



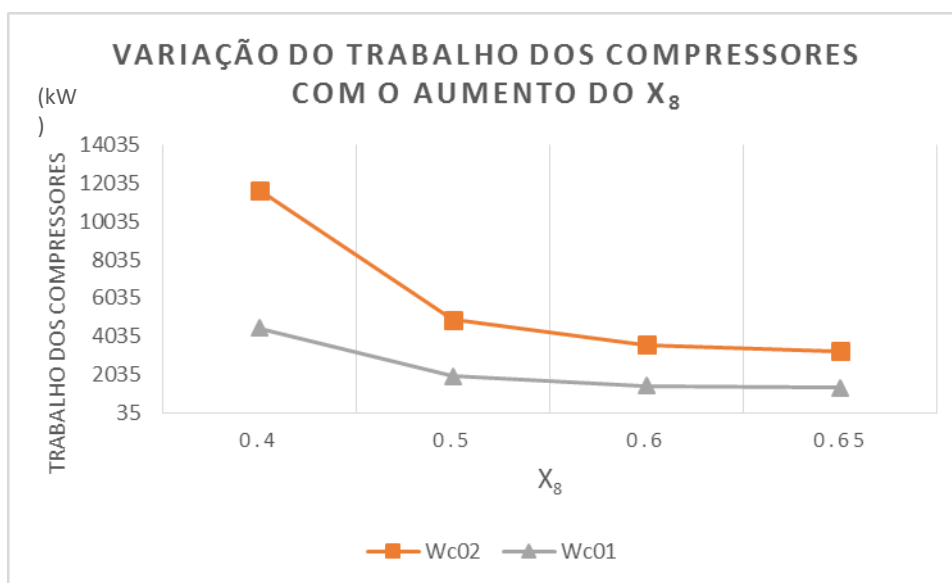
**Figura 5.10:** Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação da fração vaporizada da corrente 8.

A vazão de saída do propano ( $F_{16}$ ) pode ser melhor analisada a partir da Figura 5.11, na qual se percebe uma queda acentuada na perda de propano com o aumento da fração vaporizada da corrente 8.



**Figura 5.11:** Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da fração vaporizada da corrente 8.

Conforme a Figura 5.12, se observa que com o aumento da fração vaporizada da corrente 8 observa-se uma queda no trabalho dos compressores. Isso ocorre pois a queda da vazão do ciclo de refrigeração tem um impacto maior na redução do trabalho dos compressores que o aumento da fração vaporizada da corrente.



**Figura 5.12:** Comportamento do trabalho dos compressores com a variação da fração vaporizada da corrente 8.

### 5.1.3 Calor trocado pelos Permutadores de Propano

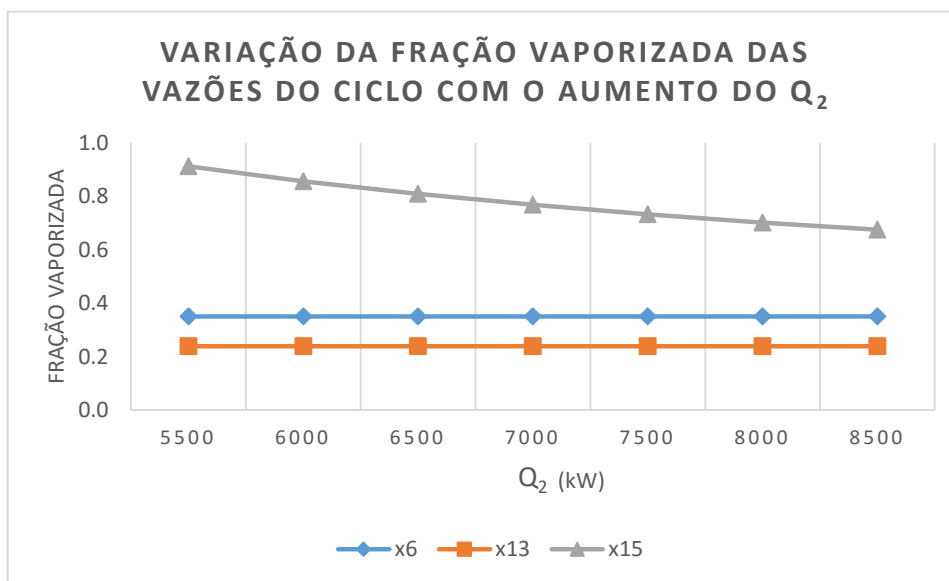
#### 5.1.3.1 Trocador de Calor P02

Para a análise do comportamento do ciclo de refrigeração frente a modificações no calor trocado com gás natural o calor trocado pelo P02 variou de acordo com a Tabela 5.6.

**Tabela 5.6:** Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da troca térmica do P02.

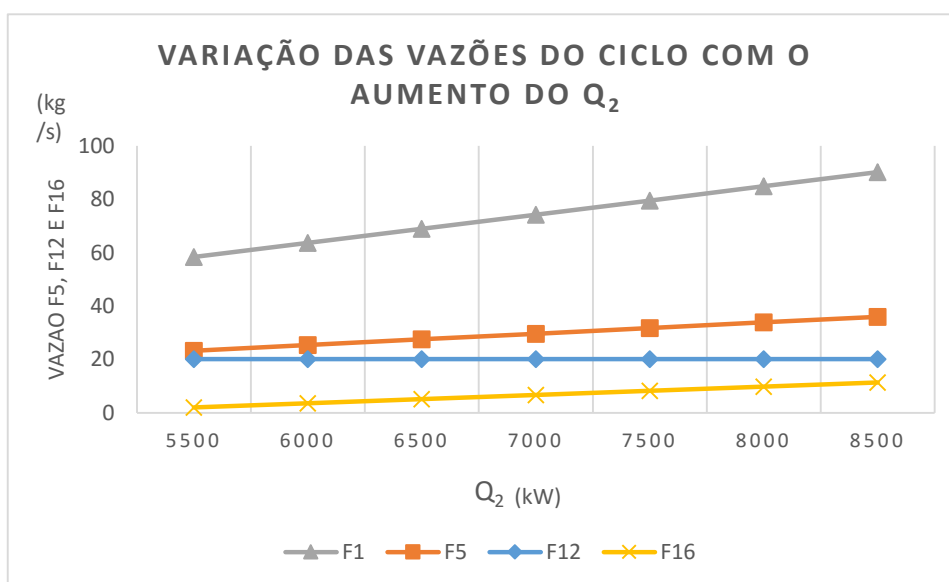
VÁRIÁVEL DE ENTRADA	TIPO
<b>Pmax</b>	FIXA
<b>Pint</b>	FIXA
<b>Pmin</b>	FIXA
<b>X8</b>	FIXA
<b>Q2</b>	Faixa:5500 a 8500 kJ/s
<b>Q4</b>	FIXA

A partir da Figura 5.13 percebe-se que com o aumento do calor trocado no P02 temos como consequência a queda na fração vaporizada da corrente 15 levando a uma maior perda de propano.



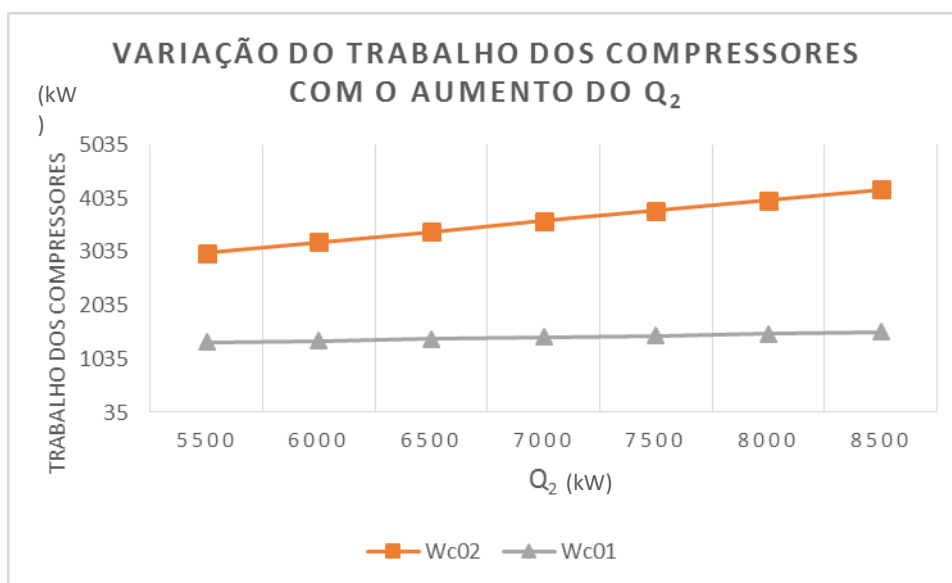
**Figura 5.13:** Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação do  $Q_2$ .

O aumento do calor trocado no permutador do primeiro ramo não afeta a fração vaporizada do segundo ramo ( $x_{13}$ ), porém exerce um impacto na vazão do primeiro ramo (Figura 5.14), pois para uma maior troca térmica a vazão de propano precisa aumentar.



**Figura 5.14:** Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação da fração vaporizada do  $Q_2$ .

Com o aumento do calor do primeiro trocador de propano (P02) temos um aumento do trabalho mais representativo no segundo compressor, pois o aumento da vazão para realizar a troca térmica acarreta em um aumento do trabalho do segundo compressor.



**Figura 5.15:** Comportamento do trabalho dos compressores com a variação do  $Q_2$ .

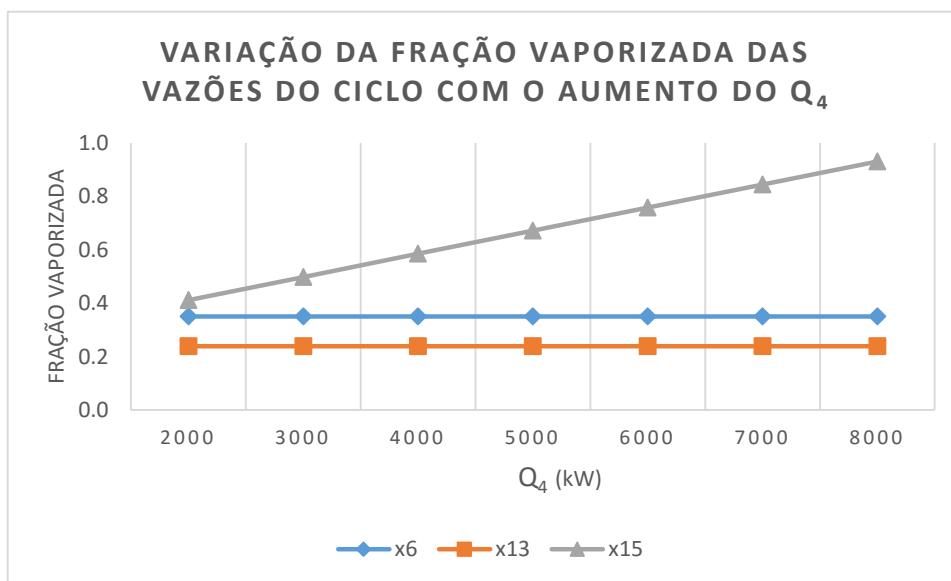
#### 5.1.3.2 Trocador de Calor P04

Na Tabela 5.7 encontra-se a faixa de calor que foi utilizada na análise do comportamento do ciclo frente a variação do calor do trocador P04.

**Tabela 5.7:** Variáveis fixas para a análise do comportamento do ciclo com a variação da troca térmica do P04.

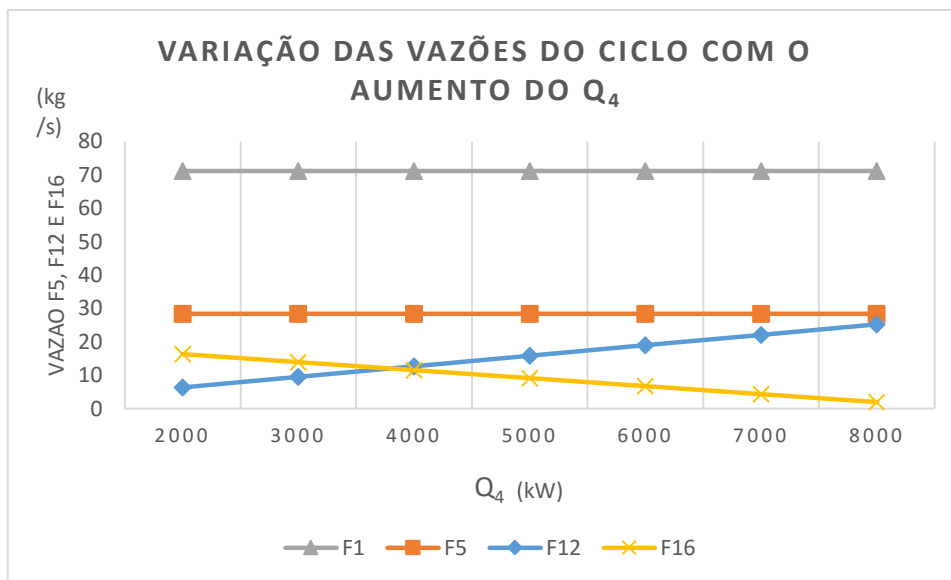
VÁRIÁVEL DE ENTRADA	TIPO
<b>Pmax</b>	FIXA
<b>Pint</b>	FIXA
<b>Pmin</b>	FIXA
<b>X8</b>	FIXA
<b>Q2</b>	FIXA
<b>Q4</b>	Faixa:2000 a 8000 kJ/s

Ao contrário do que aconteceu com o aumento do calor trocado no P02, com o aumento de  $Q_4$  temos um aumento na fração vaporizada e uma queda na perda de propano. Este efeito pode ser analisado na Figura 5.16.

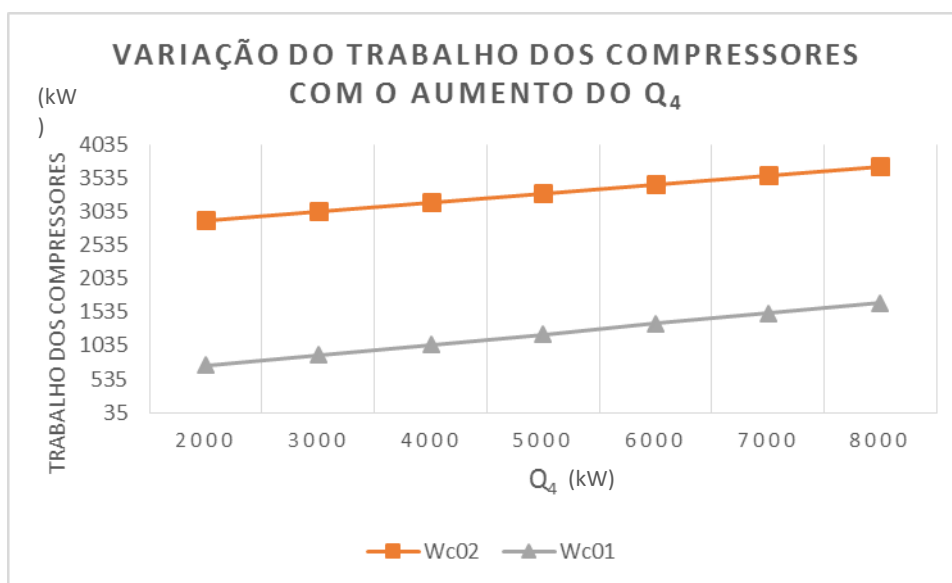


**Figura 5.16:** Comportamento das frações vaporizadas das correntes dos ramos do ciclo após as válvulas de expansão com a variação do  $Q_4$ .

O efeito na vazão dos ramos do ciclo é similar ao ocorrido quando aumentamos o  $Q_2$ . Logo com o aumento do calor do P04 temos um aumento na vazão do segundo ramo do ciclo ( $F_{12}$ ).



**Figura 5.17:** Comportamento das vazões total, dos ramos do ciclo de refrigeração e da corrente de saída de propano com a variação do  $Q_4$ .



**Figura 5.18:** Comportamento do trabalho dos compressores com a variação do  $Q_4$ .

Enquanto o aumento do calor do P02 só teve impacto no trabalho do segundo compressor, um aumento no calor no P04 leva a um aumento no trabalho dos dois compressores (Figura 5.18).

## 5.2 Simulação do Caso Base

Na Tabela 5.6 são mostrados os valores de projeto empregados como entradas (especificações) para a simulação do caso de referência do sistema de refrigeração, Entre as principais variáveis apresentadas têm-se as pressões do ciclo, ou seja, as das válvulas e a do compressor. A vazão do ciclo é determinada pela fração vaporizada da corrente 8 ( $x_8$ ), e os calores dos trocadores de propano também são utilizados como entradas.

**Tabela 5.8:** Especificações empregadas para o modelo do ciclo de refrigeração

VÁRIÁVEL	UNIDADE	VALOR
$P_{max}$	bar	18.44
$P_{int}$	bar	5.98
$P_{min}$	bar	1.47
$x_8$	-	0.61
$Q_2$	kW	6712.95
$Q_4$	kW	6384.21
TGN1	K	305
TGN2	K	287
TGN3	K	275
TGN4	K	257

Realizando a simulação com as informações da Tabela 5.6, tem-se como principais saídas do modelo as variáveis listadas na Tabela 5.9.

**Tabela 5.9:** Principais variáveis de saída da simulação do modelo.

VÁRIÁVEL	UNIDADE	VALOR
COP	-	2.66
WC <sub>01</sub>	kJ/s	1420.39
WC <sub>02</sub>	kJ/s	3495.62
F1	kg/s	71.2
F16	kg/s	5.80

### 5.3 Comparação do Caso Base com o Modelo Otimizado

Nesta seção os valores otimizados para as variáveis de decisão são comparados com os valores simulados das variáveis do ciclo obtidos a partir do caso base.

A otimização do sistema foi realizada utilizando o *Solver* do *Excel* com o método “*Evolutionary*”. A precisão da restrição utilizada foi de 0.000001, a convergência de 0.0001, taxa de mutação 0.075, tamanho da população 10000 e o tempo máximo sem aperfeiçoamento de 220. Esta mesma configuração foi usada para as análises realizadas na seção 5.4. O tempo de otimização foi de aproximadamente 25 minutos.

Para analisar o comportamento do ciclo e da sua eficiência, o processo foi simulado atendendo às restrições estabelecidas na seção 5.2. Como na simulação tem-se as vazões ligadas ao calor trocado em cada trocador de propano e a fração vaporizada da corrente 8 é uma variável de decisão, não se obtém uma referência cruzada que inviabilizaria a resolução do ciclo de refrigeração.

Para a otimização do processo, tem-se como variáveis de decisão para a otimização do problema:

- as pressões ( $P_{max}$ ,  $P_{int}$ ,  $P_{min}$ ) do ciclo. A diferença entre as pressões do ciclo definem o nível de troca térmica e, assim, estão ligadas diretamente a eficiência do ciclo de refrigeração;

- a fração vaporizada da corrente 8 ( $x_8$ ): satisfazendo assim um dos controles do ciclo, esta variável estará ligada, juntamente com os calores dos trocadores, à vazão do ciclo de refrigeração;

- as cargas térmicas nos trocadores a propano ( $Q_2$  e  $Q_4$ ): como estes equipamentos são responsáveis pela queda de temperatura da mesma corrente de gás natural, a atividade de um trocador afeta diretamente a troca térmica do outro. Logo, a otimização de quanto calor será trocado em cada trocador é fator



primordial na eficiência do ciclo e também para o atingimento do objetivo final que é a diminuição da temperatura da corrente de gás natural.

Os seguintes símbolos foram utilizados para facilitar a visualização e análise:

“FIXO”: valor foi mantido fixo (especificado) para a otimização;

“→”: Valor se manteve constante após a otimização em relação à simulação;

“↑”: Valor aumentou após a otimização;

“↓”: Valor diminuiu após a otimização.

**Tabela 5.10:** Comparação dos calores e das temperaturas da corrente de gás natural da modelagem do ciclo e na otimização

VARIÁVEIS	SIMULAÇÃO	OTIMIZAÇÃO	$\Delta$
$Q_1$	8378.96	8378.96	FIXO
$Q_2$	6712.95	9123.86	↑
$Q_3$	4260.62	4260.62	FIXO
$Q_4$	6384.21	3978.50	↓
TGN0	328.05	328.05	FIXO
TGN1	305.38	305.38	→
TGN2	286.73	280.00	↓
TGN3	274.84	268.10	↓
TGN4	257.03	257.01	→

Conforme pode ser analisado na Tabela 5.10, a otimização convergiu de maneira que o calor trocado P04 diminuísse e no P02 aumentasse. Este efeito pode ser validado pelas análises realizadas nas seções 5.1.3.1 e 5.1.3.2 onde observa-se que um aumento no calor do P02 impacta o trabalho do C02, enquanto um aumento do calor do P04 leva a um aumento de trabalho no C01 e no C02. Nos outros trocadores, P01 e P03, a carga térmica foi mantida constante. O aumento da carga térmica no P02 foi de aproximadamente 36%, enquanto a queda do calor trocado no P04 foi de 38%. Assim, pode-se inferir que se tem uma troca mais eficiente quanto maior for a fração de energia trocada no primeiro trocador de propano (P02).

Para se ter o mesmo patamar de troca térmica a variação da temperatura final do gás natural (TGN4) foi analisada considerando uma variação máxima de 2%. A variação apresentada foi de 0.006%, assim pode-se considerar que a temperatura de saída é a mesma na simulação e na otimização do processo.

Pode-se notar na Tabela 5.11, que a vazão do sistema ( $F_1$ ) teve uma redução de 13% do seu valor após a otimização. Através da corrente  $F_5$  observa-se um aumento de aproximadamente 28% na corrente desviada para o primeiro trocador, enquanto no segundo trocador (corrente  $F_{12}$ ) tem-se uma queda de 41%. Este comportamento na queda da vazão dos ramos dos trocadores está associado à variação da troca térmica requerida em cada trocador. Através da otimização, o *make-up* de propano ( $F_{21}$ ) diminuiu, pois a perda de propano ( $F_{16}$ ) também diminuiu 21%.

**Tabela 5.11:** Comparação das vazões de propano na simulação e na otimização.

VARIÁVEIS	SIMULAÇÃO	OTIMIZAÇÃO	$\Delta$
$F_1$	71.22	62.22	↓
$F_2$	0.00	0.00	→
$F_3$	71.22	62.22	↓
$F_4$	42.78	25.79	↓
$F_5$	28.44	36.43	↑
$F_6$	28.44	36.43	↑
$F_7$	28.44	36.43	↑
$F_8$	71.22	62.22	↓
$F_9$	43.44	44.76	↑
$F_{10}$	27.77	17.45	↓
$F_{11}$	7.62	5.60	↓
$F_{12}$	20.16	11.85	↓
$F_{13}$	20.16	11.85	↓
$F_{14}$	20.16	11.85	↓
$F_{15}$	27.77	17.45	↓
$F_{16}$	5.80	4.60	↓
$F_{17}$	21.98	12.85	↓
$F_{18}$	21.98	12.85	↓
$F_{19}$	65.42	57.62	↓
$F_{20}$	65.42	57.62	↓
$F_{21}$	5.80	4.60	↓

Analisando as pressões no ciclo através da Tabela 5.12, temos uma queda na pressão máxima ( $P_{max}$ , por exemplo  $P_1$ ) de aproximadamente 13%. A pressão intermediária ( $P_{int}$ , por exemplo  $P_6$ ) teve uma queda de 12% e a pressão mínima ( $P_{int}$ , por exemplo  $P_{13}$ ) teve um aumento de 30%.

A otimização confirmou as observações realizadas na análise de sensibilidade das seções 5.1.1.1 e 5.1.1.3, onde um aumento da pressão máxima levava a um aumento do trabalho e um aumento na pressão mínima levava a uma queda no trabalho.

Já com o aumento da pressão intermediária tínhamos uma queda no trabalho do segundo compressor, porém causava um pequeno aumento no trabalho do primeiro compressor. Como com a otimização tivemos uma variação significativa na vazão dos ramos (aumento no primeiro ramo e queda no segundo ramo) temos uma combinação de efeitos com a variação da pressão intermediária.

**Tabela 5.12:** Comparação das pressões de propano na simulação e na otimização

VARIÁVEIS	SIMULAÇÃO	OTIMIZAÇÃO	$\Delta$
P <sub>1</sub>	18.44	16.10	↓
P <sub>2</sub>	18.44	16.10	↓
P <sub>3</sub>	18.44	16.10	↓
P <sub>4</sub>	18.44	16.10	↓
P <sub>5</sub>	18.44	16.10	↓
P <sub>6</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>7</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>8</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>9</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>10</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>11</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>12</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>13</sub>	1.47	1.91	↑
P <sub>14</sub>	1.47	1.91	↑
P <sub>15</sub>	1.47	1.91	↑
P <sub>16</sub>	1.47	1.91	↑
P <sub>17</sub>	1.47	1.91	↑
P <sub>18</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>19</sub>	5.98	5.26	↓
P <sub>20</sub>	18.44	16.10	↓
P <sub>21</sub>	21.00	21.00	FIXO

O  $\Delta P$  na V01 passou de 12.46 para 10.83, resultando numa fração vaporizada da corrente 6 ( $x_6$ ) de 0.32. A fração vaporizada da corrente 8 ( $x_8$ ) teve um aumento, fazendo com que menos líquido chegasse no segundo ramo. Esta variação ocorre devido à diminuição na troca térmica do P04.

Conforme descrito nas análises de vazão, tem-se uma perda menor de propano pela corrente  $F_{16}$ , e isto pode ser analisado e validado a partir da redução na fração vaporizada da corrente  $F_{15}$ .

**Tabela 5.13:** Comparação das frações de propano na simulação e na otimização

VARIÁVEIS	SIMULAÇÃO	OTIMIZAÇÃO	$\Delta$
$x_1$	0.00	0.00	→
$x_2$	1.00	1.00	→
$x_3$	0.00	0.00	→
$x_4$	0.00	0.00	→
$x_5$	0.00	0.00	→
$x_6$	0.35	0.32	↓
$x_7$	1.00	1.00	→
$x_8$	0.61	0.72	↑
$x_9$	1.00	1.00	→
$x_{10}$	0.00	0.00	→
$x_{11}$	0.00	0.00	→
$x_{12}$	0.00	0.00	→
$x_{13}$	0.24	0.18	↓
$x_{14}$	1.00	1.00	→
$x_{15}$	0.79	0.74	↓
$x_{16}$	0.00	0.00	→
$x_{17}$	1.00	1.00	→
$x_{18}$	superaquecido	superaquecido	→
$x_{19}$	superaquecido	superaquecido	→
$x_{20}$	superaquecido	superaquecido	→

Através da Tabela 5.14, pode-se observar que o trabalho realizado pelos compressores no sistema de refrigeração diminuiu. O trabalho no primeiro compressor sofre uma queda de 58%, enquanto no segundo a queda é de 13%. Esta queda do trabalho no ciclo está ligada ao fato de que uma menor vazão está sendo utilizada no sistema, e, além disso, de que a perda de pressão nas válvulas é também menor, levando a uma menor necessidade de recuperação de pressão. O coeficiente de eficiência do ciclo atingiu um valor 35% maior.

**Tabela 5.14:** Comparação do trabalho realizado e coeficiente de performance (COP) na simulação e na otimização

VARIÁVEIS	SIMULAÇÃO	OTIMIZAÇÃO	$\Delta$
$W_{C01}$	1420.39	597.22	↓
$W_{C02}$	3495.62	3034.22	↓
<b>COP</b>	2.66	3.61	↑

## 5.4 Otimização do sistema variando as condições de entrada do Gás Natural

As características da corrente de gás natural que passa o pelo sistema de refrigeração interferem diretamente no comportamento do ciclo. Para uma análise do comportamento foram escolhidas como variáveis de a vazão (FGNO) e a temperatura (TGN0) de entrada da corrente no sistema.

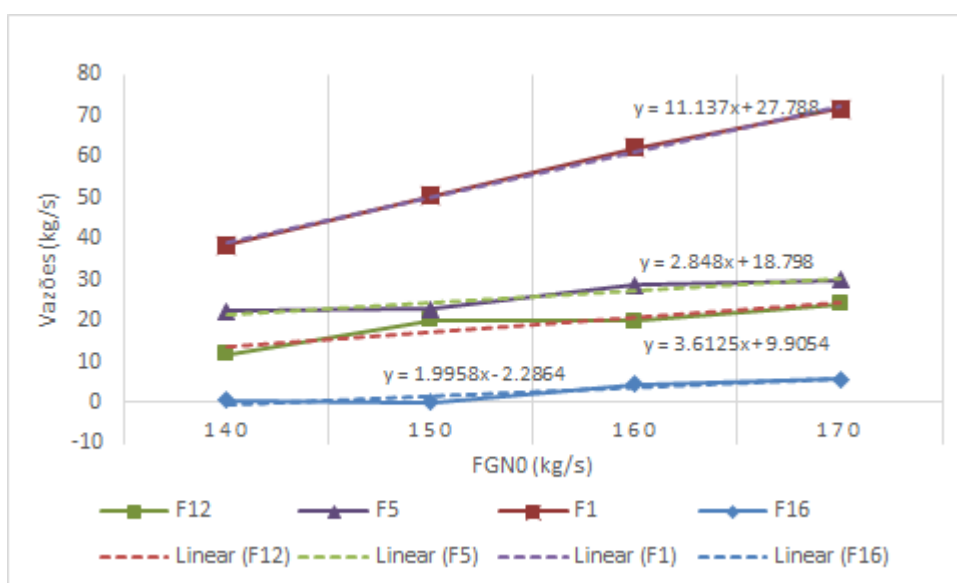
Para a análise foi realizada a otimização do sistema para cada condição diferenciada de entrada da corrente de gás natural. As características da otimização foram as mesmas utilizadas na otimização da unidade apresentada na seção 5.3. Como principal restrição tem-se a temperatura de saída final do gás natural que teve como restrição o valor de operação (257 K) com uma variação de dois pontos percentuais.

### 5.4.1 Análise variando a vazão do Gás Natural

A primeira análise realizada foi variando a vazão de gás natural. Pela Figura 5.19 pode-se observar o comportamento das principais vazões do ciclo com a variação da vazão do gás natural.

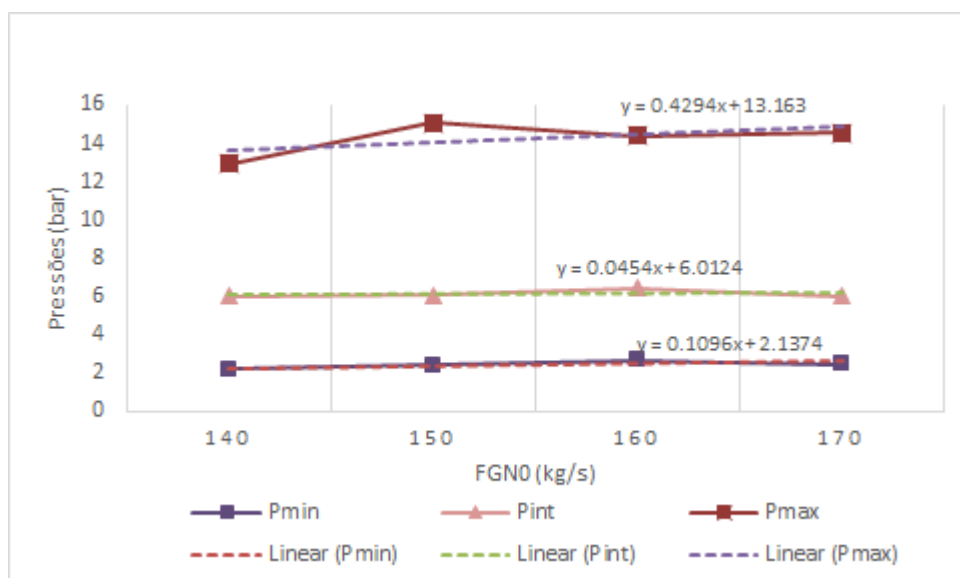
A vazão principal do ciclo ( $F_1$ ) tem um comportamento de aumento linear e uma proporção de 11.14 de aumento da vazão do propano para cada variação do gás natural. A vazão do primeiro trocador está representada pela corrente  $F_5$  e do segundo trocador pela corrente  $F_{12}$ . Assim, observa um aumento relativamente maior no segundo trocador.

A perda de propano ( $F_{16}$ ) apresenta um pequeno aumento.



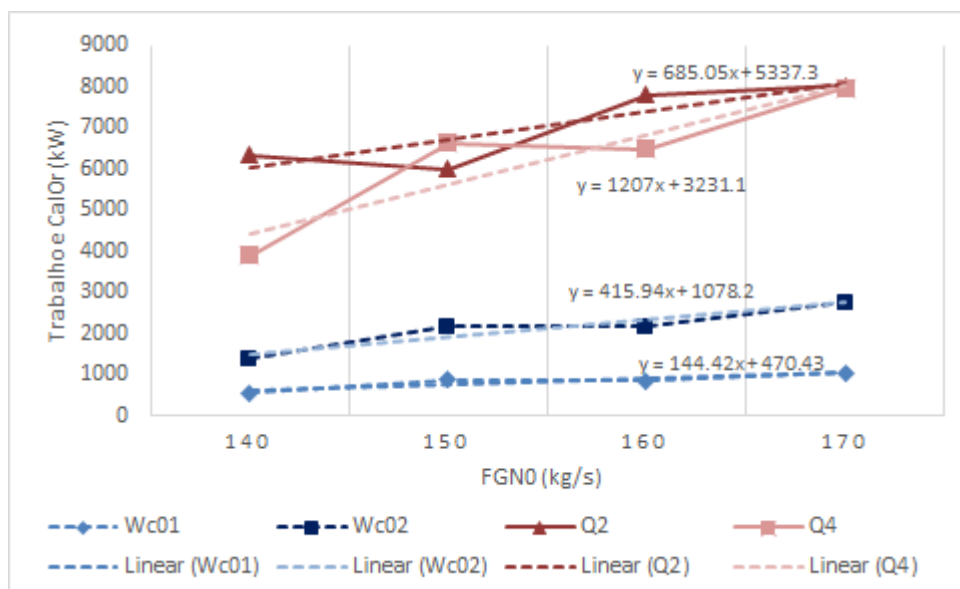
**Figura 5.19:** Comportamento das vazões do ciclo frente à variação da vazão de entrada do GN.

Na Figura 5.20 tem-se o comportamento das pressões do ciclo. Observa-se que o impacto mais representativo ocorre na pressão máxima do ciclo. A pressão mínima e intermediária apresentam um variação muito pequena.



**Figura 5.20:** Comportamento das pressões do ciclo frente à variação da vazão de entrada do GN.

O comportamento do trabalho dos compressores e o calor dos trocadores de calor pode ser observada pela Figura 5.21. Com o aumento da vazão do gás natural ocorre um aumento no trabalho realizado no segundo compressor ( $W_{C02}$ ) e um aumento no calor trocado no segundo trocador de calor ( $P_{02}$ ).

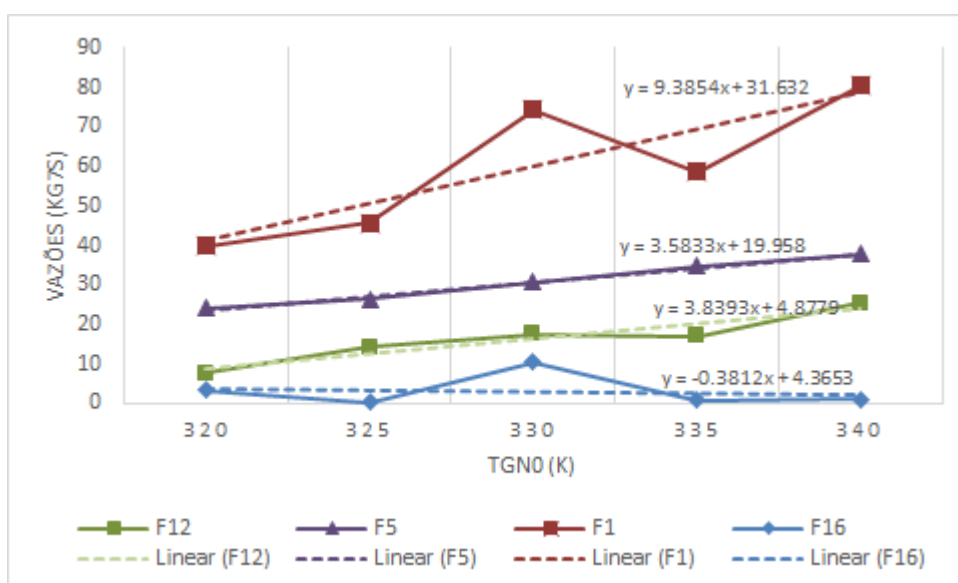


**Figura 5.21:** Comportamento dos Calores e Trabalhos do ciclo frente à variação da vazão de entrada do GN.

#### 5.4.2 Análise variando a temperatura de entrada do Gás Natural

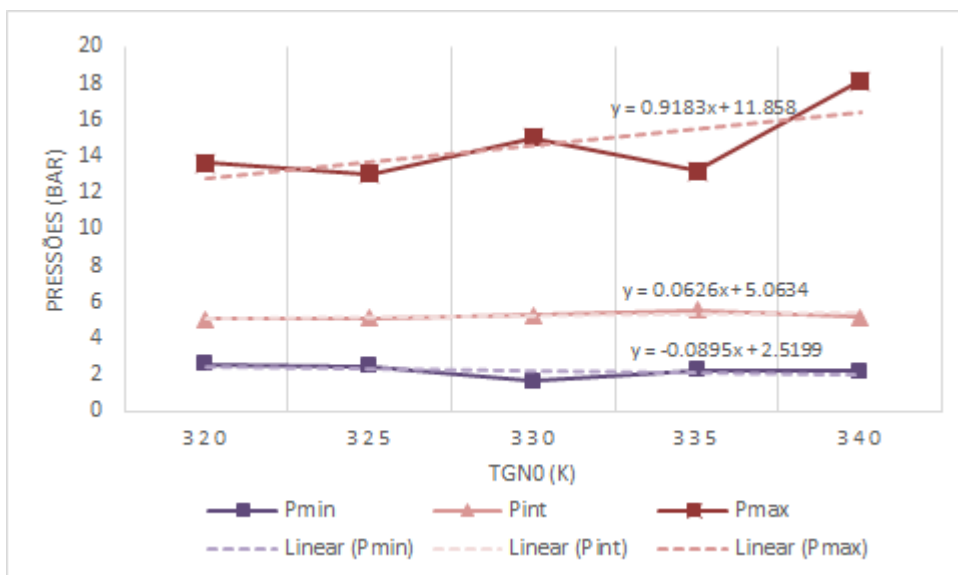
Na Figura 5.22 pode-se observar o comportamento das vazões do ciclo de refrigeração frente a variação na temperatura de entrada do gás natural (TGNO). Comparando com o comportamento observado para a vazão de gás natural (Figura 5.19) pode-se afirmar que a temperatura apresenta um impacto menor na vazão do ciclo do que a variação de vazão do gás natural, pois a variação do vazão do ciclo ( $F_1$ ) apresenta o coeficiente angular de 9.38, menor que o apresentado com a variação da vazão de gás natural.

O aumento das vazões que passam pelo primeiro e segundo trocadores de propano ( $P02$  e  $P04$ ) apresentam variação similar. A perda de propano, representada pelo ( $F_{16}$ ), apresenta uma pequena queda.



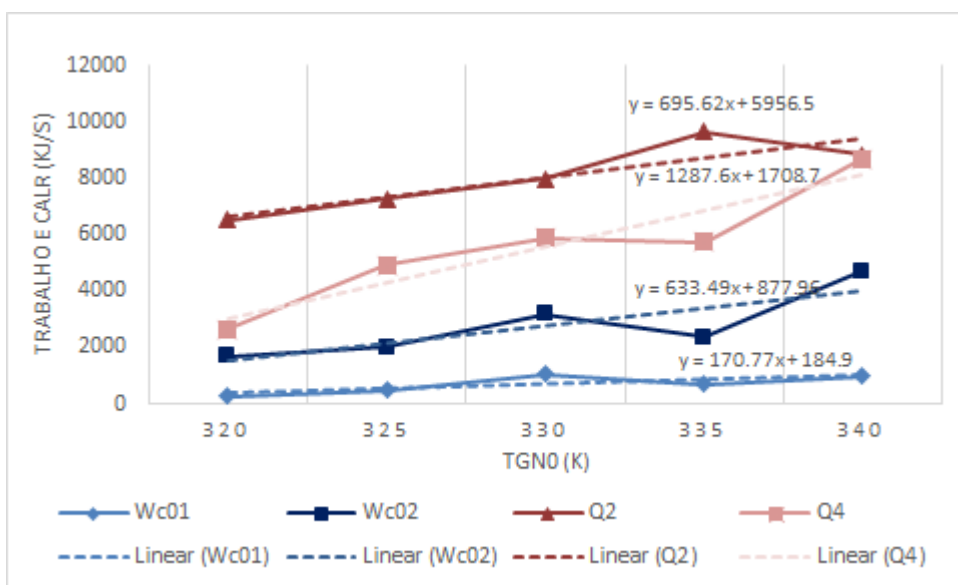
**Figura 5.22:** Comportamento das vazões do ciclo frente à variação da temperatura de entrada do GN.

Da mesma maneira que ocorreu com a variação da vazão, um aumento na temperatura de entrada do gás natural tem efeito direto na pressão máxima do ciclo. Este efeito pode ser observado na Figura 5.23.



**Figura 5.23:** Comportamento das pressões do ciclo frente à variação da temperatura de entrada do GN.

Na Figura 5.24 observa-se que com o aumento da temperatura de entrada do gás natural temos um aumento mais expressivo no calor do segundo trocador de propano (P04) e no trabalho realizado pelo segundo compressor.



**Figura 5.24:** Comportamento dos Calores e Trabalhos do ciclo frente à variação da temperatura de entrada do GN.



## Capítulo 6 – Conclusão

Nesta dissertação foi realizada uma análise da unidade de processamento de gás natural e principalmente do seu sistema de refrigeração a propano. A unidade de processamento de gás natural tem como objetivo a obtenção de diversos produtos, assim, dependendo da demanda corrente a priorização do que precisa ser produzido pode ser analisada.

O ciclo de refrigeração da unidade de processamento é um sistema complexo onde tem-se uma grande interação, não só com o processamento de gás natural, mas no desempenho dos seus equipamentos que estão altamente correlacionados. Assim, a eficiência do sistema não depende de um fator isolado, mas do comportamento do conjunto.

Os ciclos de refrigeração com múltiplos estágios, como o estudado nesta dissertação, possuem um custo inicial maior, porém seu custo de operação é menor, pois devido aos compressores menores é requerida uma menor potência. Além disso podemos observar uma maior flexibilidade para que sua otimização seja realizada.

Com base nos resultados obtidos, verifica-se que a energia gasta no compressor tem um aumento relevante quando a variação de pressão da válvula de expansão é liberada. Isso pode ser explicado pelos princípios básicos do ciclo de refrigeração, no qual o calor trocado e o trabalho realizado no compressor estão diretamente relacionados à pressão em que ocorre a evaporação e à condensação do fluido refrigerante. Assim, os resultados indicam que expansões isentálpicas com menores razões da queda de pressão e com menores vazões influenciam de forma positiva a eficiência energética.

Outro ponto importante está relacionado com os trocadores de calor do ciclo, que possuem uma maior eficiência quanto maior for o calor trocado no evaporador que se encontra a uma pressão maior, ou seja, quando o trocador do primeiro ramo do ciclo apresenta uma maior troca de energia.

Quando o sistema é otimizado a mudança da diferença de pressão na válvula de expansão e a vazão do ciclo, bem como dos seus ramos, são de fundamental importância para se atingir o ponto ótimo do ciclo. A ação conjunta destas variáveis afeta diretamente a troca térmica e o comportamento dos compressores que estão ligados com a eficiência do ciclo de refrigeração.

Para a análise do ciclo de refrigeração foi utilizado o suplemento *Coolprop*. Sua instalação e utilização são acessíveis permitindo a construção do modelo de forma que se torne de fácil entendimento.

Os resultados obtidos na simulação permitiram se entender as correlações entre as variáveis e seu comportamento com mudanças na corrente de gás natural. Também através da comparação entre os valores de projeto e de otimização se pode ter uma visão de que existe espaço para a otimização da unidade.

Através da análise de sensibilidade do sistema observa-se que com o aumento da pressão máxima do ciclo tem-se um aumento na vazão global, na vazão do primeiro ramo e na perda de propano. O trabalho do primeiro compressor também apresenta aumento quando variamos a pressão máxima do ciclo.

Com o aumento da pressão intermediária temos uma queda na vazão do ciclo e na vazão do primeiro ramo. Com essa variação a vazão do segundo ramo e da saída de propano aumentam e o trabalho do primeiro compressor apresenta um aumento e do segundo compressor uma queda.

O aumento da pressão mínima não apresenta impacto nas vazões do ciclo e o trabalho do primeiro compressor apresenta uma queda.

A fração vaporizada da corrente 8 impacta em uma queda da vazão do ciclo e na perda de propano. O trabalho dos dois estágios do compressor apresentam uma queda com o aumento de  $x_8$ .

A variação do calor trocado no primeiro trocador de propano (P02) leva a uma aumento da vazão global e na vazão do primeiro ramo. O trabalho do segundo estágio do compressor aumenta com o aumento de P02, principalmente devido ao efeito da vazão.

Com o aumento do calor trocado no P04 tem-se um aumento na vazão do segundo ramo e uma queda na perda de propano. O trabalho dos dois estágios do compressor aumentam, pois as variações de vazão realizadas na corrente que passa pelo segundo trocador de propano tem efeito direto no primeiro compressor e conseqüentemente no segundo.

Através da otimização do caso base obteve-se um aumento de 35% do COP, passando de 2.66 para 3.61. As principais variáveis que sofreram modificações foram o calor dos trocadores onde o primeiro ramo sofreu um aumento de 36% enquanto o segundo ramo uma queda de 38%.

A vazão do ciclo apresentou uma queda de 13%, sendo que o primeiro ramo apresentou um aumento de 28% e o segundo ramo uma queda de 13%. A perda de propano foi diminuída em 21%.

A pressão máxima do ciclo apresentou uma queda de 13%, a pressão intermediária uma queda de 12% e a mínima uma queda de 30%. Esta variação faz com que as pressões (máxima e mínima) do ciclo se aproximem levando a um menor consumo de potência.

Através deste trabalho foi possível se determinar as melhores tendências dos valores para as variáveis de decisão para determinadas condições de entrada do gás natural. Esta conclusão é também útil para uma posterior otimização de toda a unidade de processamento de gás natural, em vista que conforme analisado ciclos de refrigeração apresentam elevado consumo de energia, a otimização da operação destes sistemas se traduz em ganhos significativos.

## Referências

ASHRAE Fundamentals Handbook, 2001, *American Society of Heating, refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.

Bell, I. H.; Wronski, J.; Quoilin, S.; Lemort, V., *Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*. Industrial & Engineering Chemistry Research. ACS publications. 2014.

CIPOLATO, L. *Análise exergética de um ciclo em Cascata para liquefação de gás natural*. Dissertação de Mestrado, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2008

FÁBREGA, F.M. *Otimização Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração do Processo de Produção de Etileno e Propileno*. Tese de doutorado, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2010.

FERNANDES, P.A. *Modelagem e simulação dinâmica do ciclo de refrigeração a propano de uma unidade de processamento de gás natural*. Dissertação de Mestrado, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2009.

FOUST, A. *Princípios das Operações Unitárias*, 2ª ed. Editora LTC, 1982

GENIÊR, F. S.; COSTA, A.O.; COSTA, E. F. *Ciclos de refrigeração: conceitos e estudos de eficiência*. Enciclopédia biosfera, Centro Científico Conhecer, v. 9, N.16, p.2893, 2013.

H.C. VAN NESS & J.M. SMITH & M.M. ABBOTT, 2007, *Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química*. 7 ed., LTC Editora.

PAIVA, A. L. *Aplicação do método de evolução diferencial à otimização de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor de dois estágios através da análise exergética*. Dissertação de Mestrado, UFRGJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2011.

SILVA, V. R. *Modelagem e simulação de um sistema de refrigeração industrial*. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.

STOECKER, W.F., JABARDO, J.M.S., 2002, *Refrigeração industrial*. 2ed., São Paulo, Edgar Blucher.

STOECKER, W.F., *Industrial Refrigeration Handbook*, McGraw-Hill, 2004.

TODESCHINI, A. *Proposta de economia de energia em um sistema de refrigeração*. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.

VANDERPLAATS, G.N., 1984, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design: With Applications*. McGraw Hill Series in Mechanical Engineering.

VAZ, C. E. M.; MAIA, J.L.P.; SANTOS, W. G. *Tecnologia da Indústria do Gás Natural*, 1ª ed., Blucher, 2009.

Composicao do gás natural. Disponível em:

[http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/folder\\_portarias\\_anp/portarias\\_anp\\_tec/2002/julho/panp%20104%20-%202002.xml](http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/folder_portarias_anp/portarias_anp_tec/2002/julho/panp%20104%20-%202002.xml). Acesso em 1 nov. 2015.

## ANEXO I

