



Abordagem estatística para aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração multiestágio

Matheus Martins Ribeiro Pinto

Projeto de Final de Curso

Orientadores

Fabio Pereira dos Santos, D.Sc.

Gabriel Teixeira Saturni, B.Sc.

Nathalia Corrêa de Sá, M.Sc.

Julho de 2023

Abordagem estatística para aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração multiestágio

Matheus Martins Ribeiro Pinto

Projeto Final de Curso submetido ao Corpo docente da Escola de Química como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Química.

Aprovado por:

Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D.

Príamo Albuquerque Melo Junior, D.Sc.

Orientado por:

Fabio Pereira dos Santos, D.Sc.

Gabriel Teixeira Saturni, B.Sc.

Nathalia Corrêa de Sá, M.Sc.

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Julho de 2023

Pinto, Matheus Martins Ribeiro.

Abordagem estatística para aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração multiestágio/Matheus Martins Ribeiro Pinto - Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2023

xvii, 92 p.; il.

(Monografia) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2023.

Orientador: Fabio Pereira dos Santos, D.Sc; Gabriel Teixeira Saturni, B.Sc e Nathalia Corrêa de Sá, M.Sc.

1. Craqueamento a vapor. 2. Propeno refrigerante. 3. Análise de Componentes Principais. 4. Monografia. (Graduação - UFRJ/EQ). 5. Fabio Pereira dos Santos, D.Sc. 6. Gabriel Teixeira Saturni, B.Sc. 7. Nathalia Corrêa de Sá, M.Sc. I. Abordagem estatística para aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração multiestágio

"Tu te tornas eternamente responsável por aquilo que cativas"

- disse a raposa, em *O Pequeno Príncipe*.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo carinho e compreensão ao longo de todos esses anos. Tudo o que conquistei até hoje só foi possível através do amor de vocês.

Aos meus orientadores por todo o apoio na minha vida acadêmica e profissional que culminou na realização desse trabalho. Ao Fabio por ter sido o primeiro a ter enxergado potencial em mim. À Nathalia por ser sempre muito atenciosa e pelas pontuações precisas. E ao Gabriel pela parceria que desenvolvemos ao longo de dois anos com muito aprendizado.

À minha líder Gisella, quem me incentivou e confiou a mim a execução desse projeto. À equipe que me apoiou no desenvolvimento e na condução desse desafio: Pedro, Amanda, Germanna, Marina, Beatriz e Leila. À Suzana, à Karen, ao Leonardo e aos demais colegas da Braskem por todo o conhecimento compartilhado.

Ao meu amigo Ian, que me ajudou a suavizar as dificuldades da vida e a valorizar os pequenos bons momentos.

Agradeço ao amor da minha vida, Tayane. A quem eu deveria escrever algumas monografias para fazer perceber o quão importante és para mim. Por hoje, contente-se apenas com meu: “*Obrigado, beibe!*”

Resumo do Projeto de Final de Curso apresentada à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Químico.

Abordagem estatística para aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração multiestágio

Matheus Martins Ribeiro Pinto

Julho, 2023

Orientadores: Fabio Pereira dos Santos, D.Sc

Gabriel Teixeira Saturni, B.Sc.

Nathalia Corrêa de Sá, M.Sc.

Resumo

O aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração industrial pode resultar em ganhos financeiros pela redução de gastos com combustível e na redução da emissão de gases de efeito estufa. A partir do histórico de operação, aplicou-se a Análise de Componentes Principais (PCA), uma técnica estatística multivariada, para identificar as variáveis de processo que podem ser manipuladas de forma a atingir consumos energéticos específicos mais baixos no refrigerador. A avaliação resultou que os parâmetros mais correlacionados estavam associados às condições operacionais do compressor. A partir dos resultados da PCA, um teste realizado em planta confirmou que reduzir a pressão de descarga da máquina pode levar a consumos energéticos específicos mais baixos sem causar distúrbios operacionais.

Conteúdo

Lista de Tabelas	ix
Lista de Figuras	x
Nomenclatura	xiii
1 Introdução	1
1.1 Visão geral	1
1.2 Objetivo e escopo	6
1.2.1 Objetivo global	6
1.2.2 Objetivos específicos	7
1.3 Estrutura do texto	7
2 Revisão Bibliográfica	8
2.1 Produção de olefinas leves por craqueamento a vapor	8
2.1.1 Visão geral	8
2.1.2 Sistemas de refrigeração	12

2.2	Ciclos de refrigeração industriais	13
2.2.1	Visão geral	13
2.2.2	Termodinâmica dos ciclos de refrigeração	14
2.3	Principais componentes de um sistema de refrigeração industrial . .	27
2.3.1	Refrigerante	27
2.3.2	Compressor	29
2.3.3	Condensador	41
2.3.4	Vaso receptor	42
2.3.5	Válvulas de expansão	43
2.3.6	Evaporador	43
2.4	Ciclos de refrigeração em plantas de eteno	44
2.5	Métodos para aumentar a eficiência energética em ciclos de refrige- ração industriais	47
2.5.1	Fundamentos	47
2.5.2	Revisão da literatura	48
2.6	Análise de Componentes Principais (PCA)	51
2.6.1	Fundamentos	51
2.6.2	Métodos para obtenção dos componentes principais	55
2.6.3	Aplicação da PCA na indústria	57
2.7	Considerações finais da revisão bibliográfica	59
3	Metodologia	60

3.1	Descrição do sistema industrial	60
3.2	Aquisição de dados e análise estatística	62
3.3	Definição do KPI	65
4	Resultados e Discussão	68
4.1	Análise de Componentes Principais	69
4.1.1	Contribuição das principais variáveis	69
4.1.2	Outras avaliações	76
4.2	Teste de redução da pressão de descarga	78
5	Considerações finais	83
	Bibliografia	86

Lista de Tabelas

2.1	Valor do coeficiente politrópico n para diferentes processos	17
2.2	Percentual da potência total de compressão em uma planta de eteno convencional	45
2.3	Dados típicos de projeto de um ciclo de propeno refrigerante	46
2.4	Dados típicos de projeto de um ciclo de eteno refrigerante	46
4.1	Variáveis que melhor diferenciam amostras com os valores de KPI mais baixos das amostras com os valores mais elevados, em ordem decrescente de relevância.	71

Lista de Figuras

1.1	Divisão das emissões de gases de efeito estufa por atividade fim em 2018.	4
2.1	Fluxograma de processo simplificado de uma planta de eteno que processa carga líquida	11
2.2	Representação esquemática do refrigerador de Carnot	20
2.3	Diagramas $T - s$ e $P - h$ referentes ao refrigerador de Carnot.	21
2.4	Diagrama $P - h$ referente a um refrigerador real	25
2.5	Fluxograma esquemático de um sistema de refrigeração multiestágio com serviços a dois níveis de temperatura	27
2.6	Fluxograma esquemático de um sistema de refrigeração em cascata	29
2.7	Trajectoria do gás em um único estágio de compressão	31
2.8	Representação simplificada de um compressor multiestágio	32
2.9	Curvas de desempenho típicas de compressores centrífugos	35
2.10	Curvas de desempenho para sucção do compressor em condição diferente do projeto	37
2.11	Limites operacionais para um compressor típico	38

2.12	Efeito do estrangulamento no controle de capacidade de um compressor de rotação constante	40
2.13	Efeito da pressão de descarga na curva de resistência	41
2.14	Número de trabalhos abrangendo a otimização de ciclos de refrigeração.	49
3.1	Fluxograma do ciclo de refrigeração de propeno	61
3.2	Comportamento da potência requerida na turbina em relação à carga processada na planta.	65
3.3	Comportamento do KPI em relação à carga processada na planta.	66
3.4	Perfil do consumo energético específico no tempo.	67
4.1	<i>Escores</i> do primeiro e do segundo componentes no modelo estatístico.	70
4.2	Comportamento do consumo energético específico em relação à razão de compressão do quarto estágio e a carga processada na planta	72
4.3	Comportamento do consumo energético específico em relação à pressão de descarga do quarto estágio e a carga processada na planta	73
4.4	Comportamento do consumo energético específico em relação à pressão de sucção do segundo estágio e a carga processada na planta	74
4.5	Comportamento do consumo energético específico em relação à pressão de sucção do primeiro estágio e a carga processada na planta	75
4.6	Influência da atuação do controle <i>anti-surge</i> no consumo energético específico.	76
4.7	Perfil de temperatura dos fluidos na etapa de condensação.	77

4.8	Relação entre o nível de líquido no evaporador EV-40 e a carga térmica.	79
4.9	Tendência de redução do consumo energético específico durante o período de teste ocorrido nos dias 09/05/2023 e 10/05/2023.	81
4.10	Comportamento do <i>approach</i> de temperatura nos condensadores de propeno refrigerante durante o período de teste ocorrido nos dias 09/05/2023 e 10/05/2023.	81
4.11	Comportamento da composição de eteno na fracionadora de eteno durante o período de teste ocorrido nos dias 09/05/2023 e 10/05/2023.	82

Nomenclatura

Lista de abreviações e siglas

BTX Benzeno, Tolueno e Xilenos

C3R Propeno refrigerante

C₂H₄ Eteno/etileno

CO₂ Dióxido de carbono

COP21 *2015 United Nations Climate Change Conference*

FCC *Fluidized Catalytic Cracking*

GLP Gás Liquefeito de Petróleo

HT2 *Hotelling's T²*

IPCC *Intergovernmental Panel on Climate Change*

ISBL *Inside Battery Limits*

KPI *Key Performance Indicator*

MBPCA *Model-Based Principal Component Analysis*

NIPALS *Non-linear Iterative Partial Least-Squares*

PC *Principal Component*

PCA *Principal Component Analysis*

PEAD Polietileno de Alta Densidade

PEBD Polietileno de Baixa Densidade

PELBD Polietileno Linear de Baixa Densidade

PLS *Partial Least Squares*

PP Polipropileno

RPCA *Recursive Principal Component Analysis*

SPE *Square Prediction Error*

SVD *Single Value Decomposition*

VAF Vazão na entrada da Área Fria

Lista de símbolos

\bar{H} *Head* [*J/kg*]

\bar{w} Trabalho por unidade de massa [*J/kg*]

δ Função sinal adaptada [adimensional]

\dot{m} Vazão mássica [*kg/s*]

\dot{n} Vazão molar [*mol/s*]

\dot{Q} Taxa de transferência de calor [*J/s*]

\dot{V} Vazão volumétrica [*m³/s*]

\dot{W}	Potência [J/s]
η	Eficiência [adimensional]
μ_{JT}	Coefficiente de Joule-Thomson [K/Pa]
ω	Coefficiente de desempenho de refrigeração [adimensional]
ϕ	Razão de compressão [adimensional]
σ	Variância
\tilde{u}	Velocidade linear média [m/s]
C	Constante arbitrária [adimensional]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Entalpia molar [J/mol]
k	Coefficiente adiabático [adimensional]
M	Massa molar [kg/mol]
N	Velocidade rotacional [$1/s$]
n	Coefficiente politrópico [adimensional]
P	Pressão [Pa]
q	Calor por unidade de mol [J/mol]
R	Constante universal dos gases ideais [$J/(mol.K)$]
s	Entropia molar [$J/(mol.K)$]
T	Temperatura [K]

U	Energia interna total [J]
u	Energia interna molar [J/mol]
v	Volume molar [m^3/mol]
W	Trabalho [J]
w	Trabalho por unidade de mol [J/mol]
Z	Fator de compressibilidade [adimensional]
z	Altura [m]

Subscritos

a	Processo adiabático
C	Condensador
$ciclo$	Ciclo de refrigeração
$comp$	Compressor
d	Descarga
E	Evaporador
exp	Expansor
H	Processo termodinâmico que ocorre a entalpia constante
m	Média aritmética
max	Máximo
min	Mínimo

P	Processo termodinâmico que ocorre a pressão constante
p	Processo politrópico
$real$	Processo real
rev	Processo termodinâmico reversível
S	Processo termodinâmico que ocorre a entropia constante
s	Sucção
V	Processo termodinâmico que ocorre a volume constante

Capítulo 1

Introdução

1.1 Visão geral

A atividade humana tem sido a causa dominante para o aquecimento da Terra desde meados do Século XX. A temperatura média da superfície do planeta aumentou em 0,85 °C entre 1880 e 2012 (ALLEN et al., 2014), enquanto que em 2017 esse aumento atingiu o patamar de 1,0 °C (MASSON-DELMOTTE et al., 2018). Caso não sejam implementadas medidas eficientes para conter a crise climática, projeta-se uma elevação de temperatura média de até 2,5 °C em 2050 (PÖRTNER et al., 2022).

Desdobramentos da crise climática têm se tornado cada vez mais complexos e mais desafiadores de gerenciar. Gradativamente, múltiplos impactos climáticos tenderão a ocorrer simultaneamente e interagirão formando uma série de riscos em cascata e trazendo novos focos de vulnerabilidade (MASSON-DELMOTTE et al., 2018).

Se a temperatura média global ultrapassar a marca de 1,5 °C em relação à

era pré-industrial, ocorrerão danos irreversíveis a ecossistemas menos resilientes, maiores probabilidades de cenários extremos como seca, ondas de calor, incêndios florestais e intensas chuvas, além do aumento do nível dos oceanos causando inundações e contribuindo para a perda de produtividade agrícola para obtenção de alimentos (PÖRTNER et al., 2022).

Comunidades em situação de pobreza são consideravelmente mais vulneráveis aos efeitos do aquecimento global pela falta de recursos para mitigação, adaptação e enfrentamento à crise (MASSON-DELMOTTE et al., 2018). No contexto do desenvolvimento sustentável e da erradicação da pobreza, o Acordo de Paris destaca a necessidade de esforços globais para que o limite de 1,5 °C de aumento de temperatura não seja ultrapassado, orientando a formação de uma sociedade de baixa emissão de gases de efeito estufa para que essa meta seja alcançada (UNFCCC, 2015).

Segundo FANKHAUSER et al. (2022), diversos trabalhos relatam os efeitos longevos das emissões de carbono de origem fóssil e a correlação monotônica entre as emissões antrópicas de CO₂ e o aquecimento global induzido pela presença de CO₂ na atmosfera (FANKHAUSER et al., 2022). O IPCC estima que, para alcançar a meta de 1,5 °C, é necessário reduzir por volta de 45% das emissões antrópicas líquidas globais até 2030 em relação ao nível de 2010, atingindo *net zero* em, aproximadamente, 2050. Isso seria possível apenas se a emissão líquida antrópica total ficasse limitada entre 400 GtCO₂ e 800 GtCO₂ (FANKHAUSER et al., 2022; MASSON-DELMOTTE et al., 2018). O *net zero* é um termo que tem se popularizado e, segundo o IPCC, pode ser definido como balanço global nulo entre emissão e eliminação antrópica de gás carbono em respeito a um determinado período de tempo.

O dióxido de carbono não é o único gás causador do efeito estufa, então

costuma-se utilizar a medida CO₂eq para normalizar em uma mesma base o impacto de diferentes gases. Nos últimos cinco anos, estima-se que as emissões globais estejam por volta de 50 GtCO₂eq a cada ano e com tendência crescente. Essa quantidade é mais do que 40 % superior ao patamar de 1990, o qual se encontrava em torno de 35 GtCO₂eq por ano (WATCH, 2022). Em 2021, 40,8 GtCO₂eq corresponderam a emissões somente no setor de energia, o qual abrange processos de combustão e processos industriais (IEA, 2022).

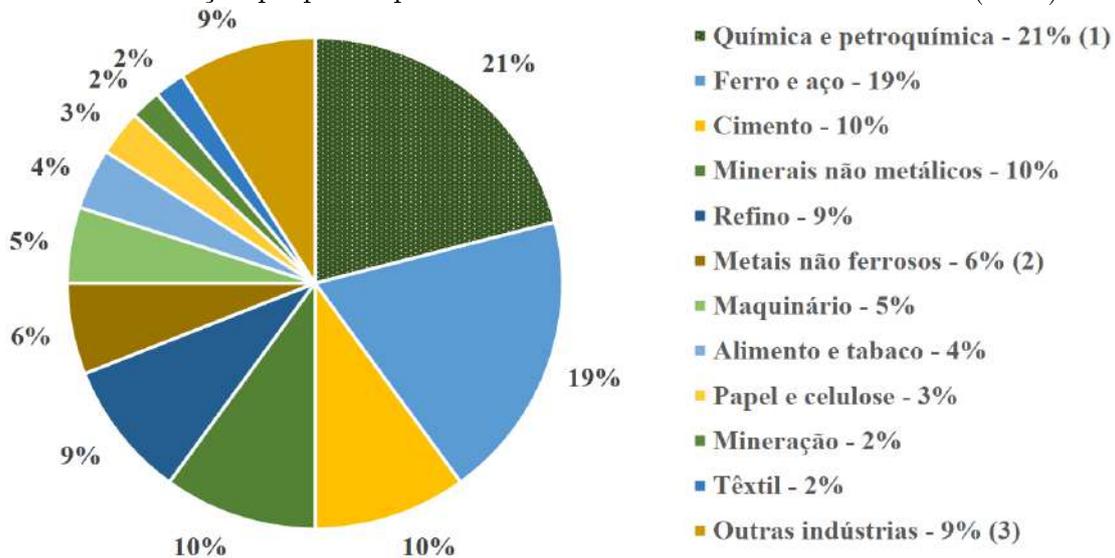
O setor de energia permeia por diversas cadeias produtivas. Então, quando se contabiliza o inventário de carbono por atividade fim, “indústria” consta como sendo responsável por aproximadamente 30% do montante global anual (ISELLA and MANCA, 2022; RITCHIE et al., 2020). De acordo com ISELLA and MANCA (2022), a avaliação da intensidade de carbono de cada subseção industrial precisa levar em consideração tanto emissões de processo diretas, através de rotas de síntese, como indiretas, tais quais uso de utilidades como eletricidade e gás combustível (ISELLA and MANCA, 2022). Pela Figura 1.1, dentre todas as divisões industriais, a química e petroquímica contribuem majoritariamente com 21%, englobando a produção de fertilizantes, pesticidas, fármacos, plásticos, resinas, refrigerantes, tintas, solventes, perfumes, sabão e fibras sintéticas (ISELLA and MANCA, 2022).

Na indústria química e petroquímica, destaca-se o eteno obtido do processo de craqueamento a vapor, conhecido também por pirólise e pelo nome em inglês *Steam Cracking*. O eteno é um hidrocarboneto de cadeia curta contendo uma ligação dupla, a qual lhe confere alta reatividade. Devido a esta característica, é uma olefina fundamental para a obtenção de diversos derivados, como polietilenos, etilenoglicol, dicloroetano, poliestireno, entre outros (LEITE, 2013).

A demanda mundial de eteno em 2011 foi de 127 Mt (LEITE, 2013). Já em

2020, segundo ISELLA and MANCA (2022), o eteno foi uma das *commodities* químicas mais produzidas, por volta de 165 Mt (ISELLA and MANCA, 2022). Em 2021, o tamanho do mercado global de petroquímicos foi de US\$ 556 bi (STATISTA, 2022b) e, desse total, US\$ 176 bi representavam o mercado de eteno (STATISTA, 2022a). Projeta-se uma taxa de crescimento anual de 5,6% ao ano no mercado de eteno até 2030 (STATISTA, 2022a).

Figura 1.1: Divisão das emissões de gases de efeito estufa por atividade fim em 2018. Nota 1: Inclui cal, vidro e cerâmica. Nota 2: Inclui alumínio e magnésio. Nota 3: Inclui equipamento de transporte, indústrias de madeira e eletrônicos. Fonte: Elaboração própria a partir de dados de ISELLA and MANCA (2022).



A produção de olefinas via craqueamento a vapor está entre os cinco processos químicos que mais consome energia e que também mais emite gases de efeito estufa (IEA, 2013). A depender da matéria-prima utilizada no craqueamento, estima-se a geração de 1,0 a 1,6 tCO₂/tC₂H₄ (ZIMMERMANN, 2012). Nesse sentido, todos os anos, a produção de olefinas contribui com mais de 300 MtCO₂ globalmente (AMGHIZAR et al., 2020). Em conjunto com a crescente demanda de eteno, esse processo se distingue como um significativo contribuinte para as emissões

antrópicas de gases de efeito estufa (AMGHIZAR et al., 2017; REN et al., 2006) e, portanto, para a crise climática global.

O craqueamento a vapor é a principal tecnologia para obtenção de eteno em escala industrial. Embora desenvolvida na década de 1960, seus princípios tecnológicos não foram alterados até os dias de hoje (ZIMMERMANN, 2012). Este processo consiste em uma pirólise de hidrocarbonetos parafínicos em alta temperatura na presença de vapor (LEITE, 2013). Aproximadamente 65% de todo o consumo energético da unidade de *Steam Cracking* refere-se à conversão endotérmica de hidrocarbonetos que ocorre nos fornos de craqueamento (REN et al., 2006). Essa energia é fornecida tipicamente através da queima de gás combustível e, por isso, a pirólise é o processo responsável por 90% das emissões de CO₂ da unidade (AMGHIZAR et al., 2020).

Segundo LEHLE (2022), as principais estratégias de descarbonização de uma unidade de craqueamento a vapor podem ser categorizadas em três abordagens chave: a primeira se refere ao aumento de eficiência energética nos processos da planta; a segunda abordagem se destina à substituição da matéria-prima fóssil por material de base biológica ou por resíduo plástico; e a última abordagem chave trata dos meios de fornecimento de energia térmica, como a substituição da queima de combustíveis fósseis por energia elétrica proveniente de fonte renovável ou através de consumo de biocombustíveis (LEHLE, 2022).

Ademais, essas unidades possuem sistemas de refrigeração com o objetivo de prover correntes em baixas temperaturas para a seção de fracionamento criogênico (AMARAL, 2019). O método mais comum de gerar refrigeração até uma temperatura de -100 °C é o sistema em cascata de eteno e propeno (ZIMMERMANN, 2012). Segundo PICKETT (2005), sistemas de refrigeração de plantas de olefinas modernas representam de 15 a 20% do investimento total do ISBL, e de 10 a 20%

do custo energético mensal devido à operação dos compressores (PICKETT, 2005). Portanto, otimizar o consumo energético desses ciclos de refrigeração é uma oportunidade competitiva no setor não somente pela redução de custos, mas também na redução da emissão de gases de efeito estufa.

1.2 Objetivo e escopo

1.2.1 Objetivo global

O presente trabalho visa estudar e propor melhorias operacionais em um sistema de refrigeração de uma planta petroquímica que reduzam seu consumo energético específico. No atual cenário global, melhorias energéticas de um sistema em operação não se restringem apenas a ganhos financeiros, mas também são examinadas oportunidades de redução na emissão de gases de efeito estufa.

O trabalho investiga parâmetros de processo do sistema de propeno refrigerante (C3R) de uma planta de eteno que processa matéria-prima gasosa. O compressor do sistema é acionado por uma turbina à vapor que é gerado através da queima de combustíveis fósseis nas caldeiras da unidade.

Dessa forma, melhorar a eficiência energética significa reduzir a energia gasta para comprimir uma mesma massa de refrigerante e resulta em uma menor necessidade de vapor de alta pressão admitido na turbina. Portanto, a necessidade de uma menor queima de combustível promove a redução de gastos financeiros e a redução da emissão de gases de efeito estufa.

1.2.2 Objetivos específicos

Aplicar a Análise de Componentes Principais (PCA) na avaliação de um sistema industrial relatando trabalhos anteriores que foram desenvolvidos utilizando a mesma metodologia.

Identificar as principais variáveis de processo que possam reduzir o consumo energético específico do sistema de refrigeração e avaliar ações operacionalmente viáveis.

1.3 Estrutura do texto

No presente capítulo, foram apresentados a contextualização e o objetivo do trabalho.

O Capítulo 2 contém a Revisão Bibliográfica, introduzindo uma descrição do processo industrial de produção de eteno, discorrendo sobre a teoria de ciclos de refrigeração, abordando conceitos relevantes sobre serviços de compressão, discutindo aspectos práticos sobre eficiência energética em sistemas de refrigeração industriais e por fim introduzindo definições sobre Análise de Componentes Principais.

O Capítulo 3 descreve o sistema industrial estudado, a aquisição e tratamento de dados e explicita o método adotado na avaliação estatística.

O Capítulo 4 exhibe as principais correlações examinadas e discute os resultados encontrados.

Por fim, o Capítulo 5 consiste na conclusão do estudo e apresenta sugestões para futuros trabalhos.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Produção de olefinas leves por craqueamento a vapor

2.1.1 Visão geral

Olefinas são importantes matérias-primas da indústria química devido às suas altas reatividades quando comparadas a hidrocarbonetos parafínicos (MATAR, 2000). Podem ser utilizadas para fabricar uma grande variedade de petroquímicos como plásticos, resinas, fibras e solventes (MEYERS, 2019). O eteno e o propeno são as olefinas mais produzidas mundialmente (ISELLA and MANCA, 2022). O eteno é utilizado como precursor de óxido de etileno, dicloroetano para produção de PVC, etilbenzeno para produção de poliestireno, e especialmente polietilenos (PEAD, PEBD, PELBD). A principal fonte de eteno atualmente é via craqueamento térmico (MEYERS, 2019; LEITE, 2013; ZIMMERMANN, 2012). Este processo industrial é também conhecido por craqueamento a vapor ou *Steam*

Cracking. Já o propeno pode ser convertido em acrilonitrila, óxido de propeno, cumeno e sobretudo em polipropileno (PP) (LEITE, 2013). O propeno também é obtido majoritariamente do processo de *Steam Cracking*, onde é coproduzido junto ao eteno (MATAR, 2000).

Nesse processo, uma corrente de hidrocarbonetos é pré-aquecida na zona de convecção de fornos de pirólise e, em seguida, misturada com vapor para reduzir a pressão parcial dos componentes. A reação ocorre posteriormente em serpentinas tubulares orientadas verticalmente na zona de radiação. A conversão de hidrocarbonetos saturados para um produto rico em olefinas é uma reação altamente endotérmica e, portanto, exige uma alta taxa de transferência de energia térmica que é fornecida por queimadores posicionados na câmara de radiação do forno. Após um baixo tempo de residência, que pode variar de 0,1 a 0,5 s, o produto craqueado sai da tubulação radiante entre 750 e 900 °C e é rapidamente resfriado para evitar conversão das olefinas em subprodutos de maior massa molar e menor valor agregado (MEYERS, 2019; ZIMMERMANN, 2012).

Há uma extensa relação de matérias-primas que podem ser processadas nas unidades de *Steam Cracking* (LEITE, 2013). Cargas gasosas como etano, propano, butano, bem como sua mistura (GLP), e cargas líquidas como nafta e gasóleos são as mais empregadas (MATAR, 2000). Compostos de cadeia mais longa craqueiam com maior facilidade e, portanto, necessitam de menor temperatura nos fornos. Entretanto, as frações mais pesadas geram menos eteno e mais subprodutos líquidos (LEITE, 2013).

Além de eteno, o craqueamento a vapor gera coprodutos de alto valor, como propeno, butadieno, BTXs, gasolina de pirólise e hidrogênio. Metano e óleo combustível também podem ser obtidos do processo (MEYERS, 2019). A distribuição de produtos é função da composição da carga, severidade, tipo do forno, tempo de

residência e pressão parcial (LEITE, 2013; MEYERS, 2019). Os termos severidade e conversão são utilizados para medir a extensão do craqueamento. A severidade de um componente é medida pela sua taxa de consumo em relação à concentração na carga (MEYERS, 2019).

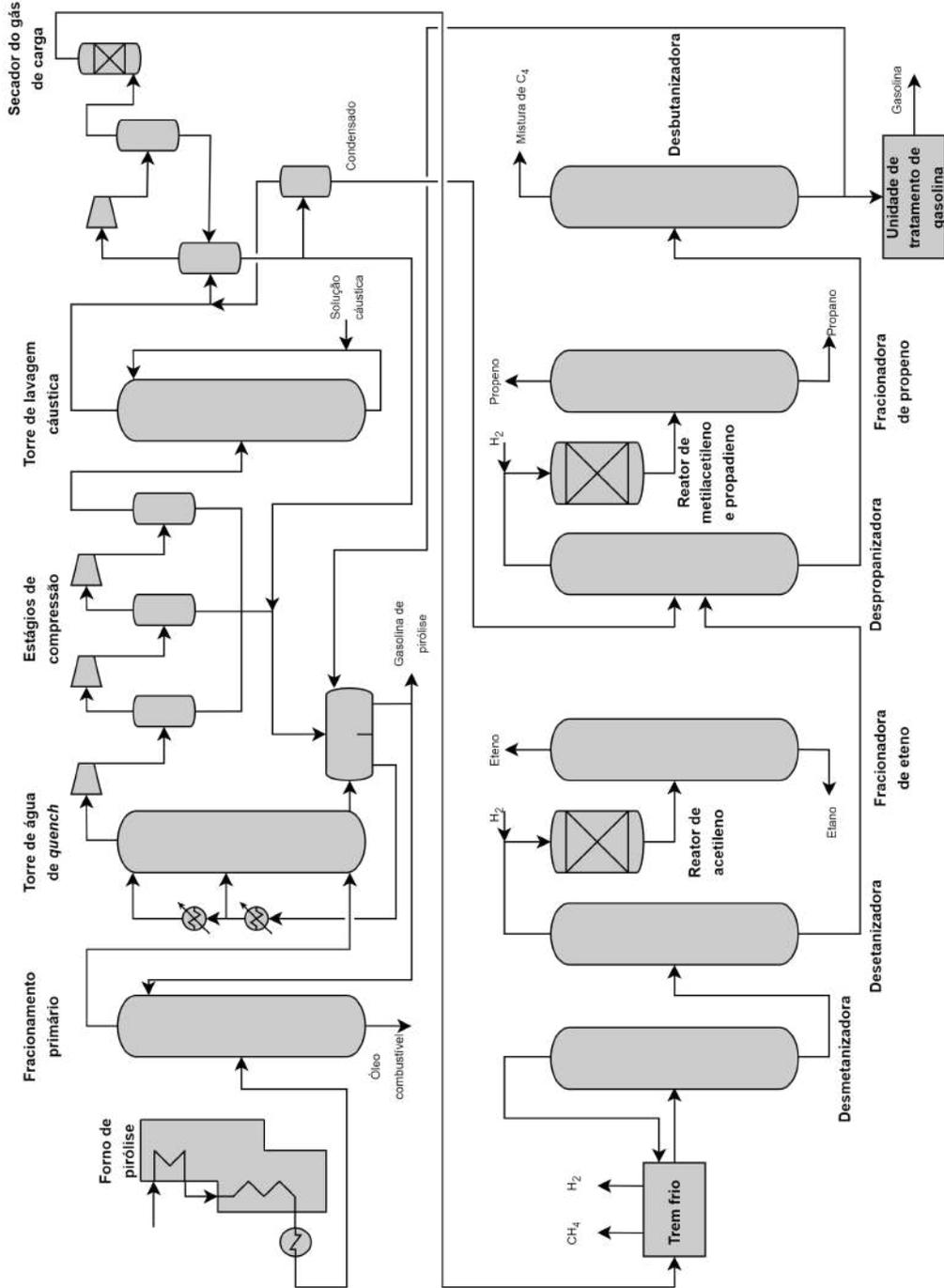
A Figura 2.1 ilustra uma configuração geral de uma unidade de craqueamento a vapor que processa cargas líquidas.

Após passar por rápido resfriamento, o efluente do forno segue para o fracionamento primário, onde óleo combustível é removido. Em seguida, a torre de água de *quench*, além de resfriar a corrente gasosa, promove a condensação de frações pesadas da gasolina de pirólise e recuperação do vapor de diluição que retorna para o processo (LEITE, 2013). No caso de uma planta que processa apenas matéria-prima gasosa, a etapa de fracionamento primário não é necessária, pois a coluna de água de *quench* é suficiente para remover a menor quantidade de hidrocarbonetos pesados que é gerada nos fornos quando comparada a uma unidade que processa líquido (ZIMMERMANN, 2012).

Em seguida, o gás é comprimido antes da seção de fracionamento da planta e tratado para remoção de gases ácidos e de umidade. Os produtos desejados, eteno e propeno, estão misturados aos outros componentes resultados do craqueamento. Em particular, estão presentes etano e propano que não foram convertidos na pirólise, que apresentam pontos de ebulição muito similares ao eteno e ao propeno respectivamente (LEITE, 2013). Nesse contexto, a compressão do gás é necessária para destilar os diversos produtos em temperaturas que não sejam excessivamente baixas (LEITE, 2013). Além disso, a secagem do gás comprimido é uma etapa realizada para evitar formação de gelo e hidratos nas seções mais frias da planta (ZIMMERMANN, 2012).

O fracionamento e purificação dos produtos ocorrem em sistemas criogênicos

Figura 2.1: Fluxograma de processo simplificado de uma planta de eteno que processa carga líquida. Fonte: Elaboração própria a partir de dados de MATAR (2000).



sob altas pressões. Colunas de destilação em série e reatores de hidrogenação são projetados para permitir a especificação dos principais produtos: eteno e propeno (AMARAL, 2019). Etano e propano são reciclados para os fornos de pirólise (MEYERS, 2019). Gasolina de pirólise pode ser destinada ao ciclo de aromáticos de uma central petroquímica (LEITE, 2013). Hidrogênio pode ser empregado nos próprios reatores de hidrogenação da planta e metano pode ser usado como gás combustível para os fornos (ZIMMERMANN, 2012).

A área de fracionamento de uma unidade de *Steam Cracking*, normalmente denominada área fria, necessita de refrigeração para atingir níveis de temperatura baixos o suficiente para permitir a separação dos componentes. Plantas tradicionais de eteno são compostas por três sistemas que fornecem refrigeração em um intervalo desde 18 °C até -140 °C: refrigeração por propeno que fornece até temperatura de -40 °C, por eteno que chega até -101 °C e refrigeração por metano ou hidrogênio/metano que alcança -140 °C (MEYERS, 2019).

2.1.2 Sistemas de refrigeração

De acordo com ZIMMERMANN (2012), a seção de refrigeração em uma planta de eteno é fundamental no projeto da unidade, por ser importante para o processo e por ser uma etapa onerosa. Em geral, dois sistemas fechados em cascata são utilizados, um de eteno e outro de propeno, ou de eteno e propano. Os sistemas são multiestágios e podem gerar de dois a cinco níveis de temperatura (ZIMMERMANN, 2012).

O ciclo de propeno refrigerante é projetado para que o calor do sistema seja removido através da sua condensação por resfriamento a ar ou por água de resfriamento após a última etapa de compressão. Calor é removido do ciclo de eteno refrigerante (C2R) em temperaturas abaixo de 50 °C e transferida para o ciclo

de C3R ao condensar ou dessuperaquecer C2R de alta pressão (ZIMMERMANN, 2012). Além desses dois sistemas fechados, metano gera refrigeração adicional através de simples expansão cujo principal objetivo é fornecer corrente fria para purificar hidrogênio (ZIMMERMANN, 2012).

Eteno, propeno, propano e metano são os fluidos refrigerantes mais empregados no *Steam Cracking* devido às suas características físico-químicas e às suas disponibilidades (ZIMMERMANN, 2012).

Compressores de ciclos de refrigeração têm características que os diferem de turbomáquinas aplicadas na maioria de outros processos. O tipo de material que deve atender serviços em baixas temperaturas e a presença de correntes laterais de entrada e/ou bocais de extração que introduzem e extraem o refrigerante do compressor em uma seção intermediária da máquina tornam seus projetos consideravelmente complexos e especializados (HOHLWEG et al., 2005).

2.2 Ciclos de refrigeração industriais

2.2.1 Visão geral

Sistemas de refrigeração são comuns na indústria de processamento de gás natural e em processos relacionados ao refino de petróleo, petroquímica e indústrias químicas (GPSA, 2012). O principal objetivo de um ciclo de refrigeração é realizar o inverso de uma máquina de calor, isto é, transferir calor de um meio de baixa temperatura para um ambiente de temperatura mais elevada (DINÇER, 2017). Os principais tipos de sistemas de refrigeração disponíveis comercialmente são (DINÇER, 2017):

- Refrigeração por compressão de vapor

- Refrigeração por absorção
- Refrigeração a ar
- Refrigeração por jato compressor

Em aplicações práticas, sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados (DINÇER, 2017). O desenvolvimento deste trabalho de conclusão de curso de graduação será voltado à análise desse tipo de sistema.

2.2.2 Termodinâmica dos ciclos de refrigeração

Fundamentos sobre compressão de gás

Em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, destaca-se a presença da etapa de compressão. O compressor é uma máquina de fluxo cujos objetivos são adequar a pressão de um gás para um processo à jusante e forçar a movimentação do fluido com a intensidade desejada. Diferente de um processo de bombeamento de um líquido, a compressão de um gás é acompanhada por dois efeitos: a diminuição do volume específico e aumento da temperatura. A redução de volume é causada pela natureza compressível dos gases e a elevação de temperatura é um fenômeno importante porque diminui a resistência dos materiais metálicos, os torna mais suscetíveis a corrosão (RODRIGUES, 2013) e pode aumentar taxa de polimerização dependendo do fluido comprimido.

Com a finalidade de compreender o processo de compressão, são relevantes algumas definições. A lei dos gases ideais corrigida pelo fator de compressibilidade Z é descrita pela Equação 2.1. Para um gás ideal, $Z = 1$. As capacidades caloríficas molares a pressão constante e a volume constante são definidas, respectivamente, pelas Equações 2.2 e 2.3.

$$Pv = RTZ \quad (2.1)$$

$$c_P = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P \quad (2.2)$$

$$c_V = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_V \quad (2.3)$$

Partindo da relação fundamental termodinâmica para a entalpia (Equação 2.4) (SMITH et al., 2009), e pelas equações apresentadas $dh = c_P dT$ e $v = RT/P$, obtém-se a Equação 2.5.

$$dh = Tds + vdP \quad (2.4)$$

$$ds = c_P \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (2.5)$$

Para um gás ideal que passa por um processo isentrópico que ocorre entre um estado termodinâmico inicial 1 e um final 2, a Equação 2.6 é obtida após algumas transformações algébricas a partir da Equação 2.5, onde C e k são constantes. Para gases ideais, é válida a relação $R = c_P - c_V$. O termo k é denominado coeficiente adiabático e é definido por $k = c_P/c_V$.

$$Pv^k = C \quad (2.6)$$

A equação de balanço de energia em processos com escoamento em estado estacionário que ocorrem em sistemas abertos é dado pela Equação 2.7 (SMITH

et al., 2009), onde J simboliza o número total de correntes que atravessam a superfície de controle para o qual o balanço se aplica, j indica a j -ésima corrente do balanço e $\delta_j = 1$ para correntes que saem do volume de controle e $\delta_j = -1$ para correntes que entram.

$$\sum_{j=1}^J \left[\delta_j \dot{n}_j \left(h_j + \frac{1}{2} \tilde{u}_j^2 + gz_j \right) \right] = \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.7)$$

Para um compressor, os termos de variação de energia cinética e potencial da Equação 2.7 são desprezíveis, assim como a transferência de calor. Então, considerando um compressor com apenas uma corrente de sucção, simbolizado por corrente 1, e uma de descarga, corrente 2, o balanço da Equação 2.7 se reduz à Equação 2.8.

$$\dot{n} (h_2 - h_1) = \dot{W} \quad (2.8)$$

Simplificando a Equação 2.4 para um processo isentrópico, a variação de entalpia é dada pela Equação 2.9.

$$h_2 - h_1 = \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (2.9)$$

Portanto, combinando as Equações 2.9, 2.8 e 2.6, obtém-se a Equação 2.10.

$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{n}} = h_2 - h_1 = \int_{P_1}^{P_2} v dP = \int_{P_1}^{P_2} \frac{C}{P^{-1/k}} dP \quad (2.10)$$

Após manipulações algébricas, a Equação 2.10 torna-se 2.11.

$$w = \frac{k}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (2.11)$$

Além do processo isentrópico, modelado pela Equação 2.6, pode-se definir um tipo de transformação termodinâmica mais abrangente que pode ser experimentado por qualquer fluido. Esse processo é denominado politrópico e se refere a uma transformação termodinâmica quasiestática que obedece a Equação 2.12.

$$Pv^n = C \quad (2.12)$$

Na Equação 2.12, o expoente n é constante e é denominado coeficiente politrópico. O valor de n pode assumir valores de $-\infty$ a ∞ e, diferente de k , o coeficiente politrópico não é uma propriedade termodinâmica do gás e depende do tipo de transformação termodinâmica que o processo politrópico transcorre. A Tabela 2.1 resume alguns valores típicos que n pode assumir.

Tabela 2.1: Valor do coeficiente politrópico n para diferentes processos

Valor de n	Tipo de processo
$n = 0$	Processo isobárico
$n = 1$	Processo isotérmico
$n = k$	Processo adiabático
$n = \infty$	Processo isocórico

O trabalho realizado sobre um gás perfeito que passa por um processo politrópico pode ser determinado supondo passos infinitesimais de compressão. Define-se eficiência politrópica o parâmetro η_p , que representa a razão entre a diferença de entalpia de uma compressão isentrópica e de uma compressão real. Durante estas etapas infinitesimais, pode-se assumir que η_p é constante (LÜDTKE, 2004). A definição de η_p é apresentada pela Equação 2.13.

$$\eta_p = \frac{(dh)_S}{(dh)_{real}} = \frac{vdP}{(dh)_{real}} \quad (2.13)$$

A Equação 2.13 pode ser integrada e, utilizando a definição apresentada na Equação 2.12, o trabalho molar pode ser então apresentado pela Equação 2.14.

$$w_p = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (2.14)$$

Para um compressor, o estado termodinâmico 1 das equações apresentadas se refere à sucção e o estado 2 à descarga, ambos de um mesmo estágio de compressão. A partir da Equação 2.14, pode-se definir $P_2/P_1 = \phi$, onde ϕ é a razão de compressão do estágio, onde P_1 e P_2 são expressos em termos da pressão absoluta.

Processos de compressão reais operam entre os comportamentos adiabático e isotérmico. Então, o modelo politrópico é mais adequado para descrever esse tipo de processo uma vez que o real não ocorre nem a entropia constante, ou seja, adiabaticamente, nem a temperatura constante, isotermicamente (COKER, 2015). Em geral, cálculos de compressão são realizados baseando-se na curva adiabática, pois a maioria dos compressores opera próximo desta condição (GREEN and SOUTHARD, 2019).

Fundamentos sobre processo de estrangulamento

Em um ciclo de refrigeração, o fluido refrigerante adquire baixas temperaturas como resultado de um processo de estrangulamento. Ao escoar através de uma restrição, como o orifício de uma válvula de expansão, a pressão do fluido é reduzida e, conseqüentemente, ocorre uma mudança de temperatura.

Pode-se aplicar a equação do balanço de energia (Equação 2.7) para um volume

de controle que engloba uma válvula de estrangulamento, desprezando variações de energia cinética e potencial. Além disso, o processo ocorre sem transferência de energia térmica e mecânica com a vizinhança. Portanto, o processo é dito isentálpico.

A temperatura do fluido que experimenta um processo de estrangulamento pode aumentar ou reduzir como resultado da diminuição de pressão. Esse comportamento é descrito pelo coeficiente de Joule-Thomson, μ_{JT} , uma propriedade da substância (SINGH, 2009). O coeficiente de Joule-Thomson é definido pela Equação 2.15. Quando $\mu_{JT} > 0$, a temperatura do refrigerante diminui em um processo de estrangulamento. Pode-se perceber que, para um gás ideal, $\mu_{JT} = 0$, pois um processo isentálpico implica, necessariamente, em um processo isotérmico.

$$\mu_{JT} \equiv \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad (2.15)$$

Ciclos ideais de compressão a vapor de um único estágio

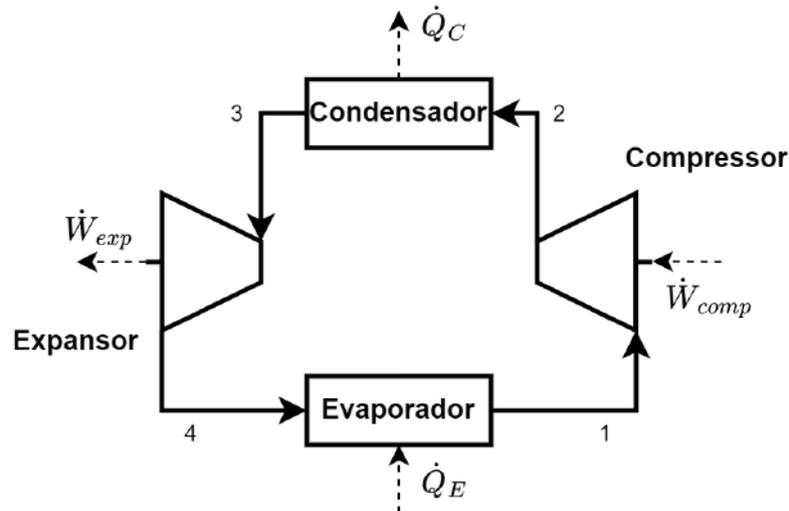
Ciclos de refrigeração são processos que operam continuamente entre regiões de diferentes temperaturas, onde calor é transferido de um meio de baixa temperatura para outro meio com temperatura mais elevada. Ou seja, inverso do que ocorre em uma máquina térmica convencional. O objetivo dos refrigeradores é justamente manter um ambiente com temperatura mais baixa que sua vizinhança (MORAN, 2014).

Sistemas de refrigeração por compressão de vapor são constituídos por, ao menos, quatro principais processos termodinâmicos pelos quais o fluido refrigerante experimenta: evaporação, compressão, condensação e expansão.

O refrigerador ideal é um modelo teórico que funciona como um ciclo de Carnot

invertido. Nesse caso, todas os processos são internamente reversíveis e as etapas de evaporação e condensação são etapas cuja transferência de calor ocorre em temperatura constante (MORAN, 2014).

Figura 2.2: Representação esquemática do refrigerador de Carnot. Fonte: Elaboração própria.

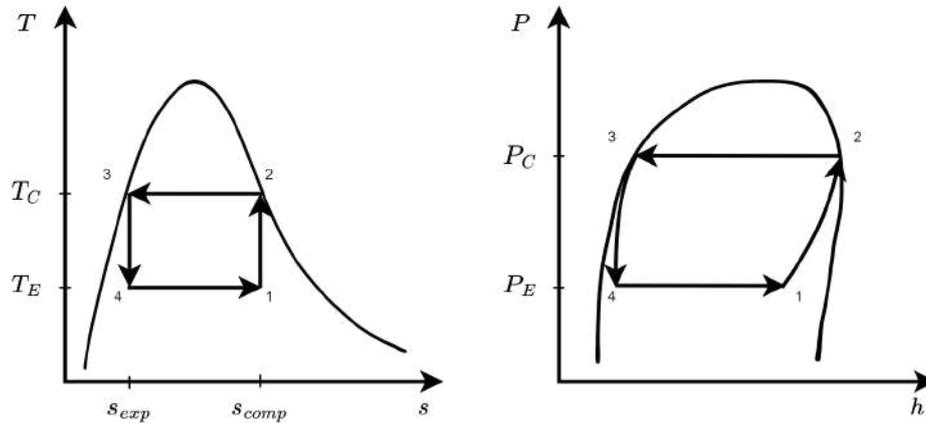


A Figura 2.2 ilustra a máquina térmica invertida de Carnot. As etapas são descritas a seguir. O trajeto termodinâmico de cada uma dessas etapas pode ser visualizado na Figura 2.3.

- 1-2: Compressão isentrópica. O fluido bifásico é comprimido até o estado de vapor saturado.
- 2-3: Rejeição de calor isobárica e isotérmica para uma região denominada reservatório frio. O vapor saturado é condensado até o estado de líquido saturado sem perda de carga.
- 3-4: Expansão isentrópica. O líquido saturado vaporiza parcialmente tendo sua temperatura reduzida. A energia extraída nessa etapa pode ser aproveitada.

- 4-1: Absorção de calor isobárica e isotérmica recebida de uma região denominada reservatório quente. Aumento da fração vaporizada do fluido sem perda de carga.

Figura 2.3: Diagramas $T - s$ e $P - h$ referentes ao refrigerador de Carnot. Fonte: Elaboração própria.



A partir da análise termodinâmica do refrigerador, na Equação 2.16 define-se o coeficiente de desempenho ω . O termo q_E representa o calor absorvido no evaporador e w_{ciclo} o trabalho líquido no ciclo termodinâmico. Como se busca a maior taxa de refrigeração introduzindo o mínimo de energia na etapa de compressão, então são desejados maiores valores de ω .

$$\omega = \frac{q_E}{w_{ciclo}} \quad (2.16)$$

Através de um balanço de energia no ciclo, têm-se a Equação 2.17.

$$q_E + w_{ciclo} = q_C \quad (2.17)$$

Para um ciclo ideal, é válida a Equação 2.18.

$$\frac{q_E}{T_E} + \frac{q_C}{T_C} = 0 \quad (2.18)$$

Portanto, através das Equações 2.17 e 2.18, obtém-se a relação para a máxima eficiência teórica que um ciclo de refrigeração que opera a dois níveis de temperatura pode apresentar, expressa na Equação 2.19 a partir da Equação 2.16.

$$\omega = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (2.19)$$

Ciclos reais de compressão a vapor de um único estágio

O modelo teórico do refrigerador de Carnot é bastante útil para deduzir algumas correlações, como na Equação 2.19, e apresentar importantes conceitos envolvidos no processo. No entanto, essa máquina possui diversos requisitos que tornam sua existência inviável. A seguir são apresentadas as principais diferenças de um refrigerador real para o modelo teórico:

- A transferência de calor entre o fluido refrigerante e os reservatórios não ocorre de forma reversível. A temperatura no evaporador é menor que no reservatório quente e a temperatura no condensador é maior que no reservatório frio. Ou seja, a transferência de calor não ocorre em estágios infinitesimais como em um processo reversível. O coeficiente de desempenho ω diminui quando a temperatura média do refrigerante no evaporador diminui e quando a temperatura média do refrigerante no condensador aumenta (MORAN, 2014).
- Geralmente o líquido deixa o condensador subresfriado. Na prática, isso reduz *flashing* quando o fluido expande, ou seja, reduz a quantidade de gás

que entra no evaporador e, portanto, auxilia no aumento da eficiência do sistema (DINÇER, 2017).

- Um compressor real não deve operar com fluido úmido. Essa condição é evitada porque a presença de líquido pode danificar os componentes internos da máquina. Sendo assim, a sucção é geralmente constituída de vapor superaquecido. O vapor pode ser superaquecido nos próprios evaporadores do refrigerador (MORAN, 2014).
- Além disso, o processo de compressão real não é isentrópico. Nessa etapa, o fluido passa por um processo politrópico irreversível (KOELET, 1992).
- A etapa de expansão fornece pouco trabalho de eixo se comparado à energia requerida na etapa de compressão. Ademais, para uma turbina real, além dos desafios operacionais de operar com fluido bifásico, o trabalho seria ainda menor devido às baixas eficiências isentrópicas características desse tipo de processo. Por isso, uma válvula de estrangulamento é normalmente utilizada no lugar de uma turbina. Isso torna o processo mais simples operacionalmente e menos oneroso financeiramente (MORAN, 2014). Entretanto, isso traz também uma perda na capacidade de refrigeração, pois a entalpia específica do fluido resultante do estrangulamento é maior do que seria se fosse empregada uma turbina (STOECKER, 1998).
- Além de todos esses aspectos, em um sistema real ocorrem naturalmente perdas de carga pelo escoamento e perdas de energia térmica para o ambiente ao longo das tubulações e equipamentos.

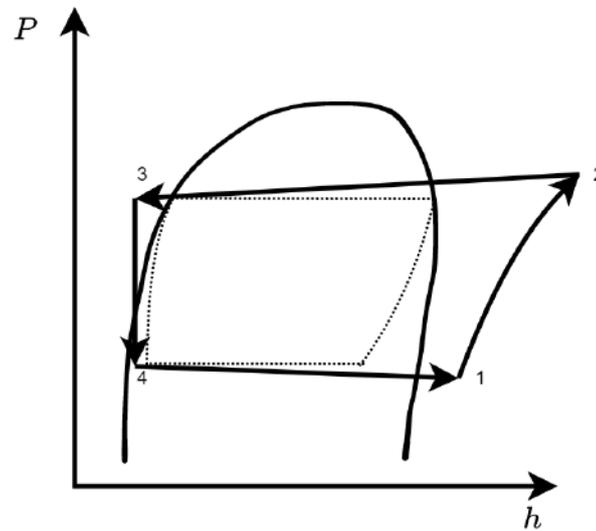
A Figura 2.4 ilustra um contraste entre os processos termodinâmicos de um refrigerador ideal e um real. As etapas são descritas a seguir (DINÇER, 2017):

- 1-2: Compressão. Vapor superaquecido é comprimido até uma pressão cuja temperatura de saturação seja alta o suficiente para condensar o refrigerante utilizando fluido frio disponível.
- 2-3: Condensação. O vapor é dessuperaquecido, condensado e subresfriado. A pressão do refrigerante líquido que sai do trocador de calor é menor do que na entrada e sua temperatura é, em todo o processo, mais elevada que a do meio que foi utilizado para receber o calor do refrigerante.
- 3-4: Expansão. O líquido subresfriado vaporiza parcialmente tendo sua temperatura reduzida. Quanto maior o grau de subresfriamento do refrigerante, menor quantidade de vapor é gerada no processo.
- 4-1: Evaporação. O refrigerante líquido é vaporizado ao receber calor do processo o qual se deseja efetuar a refrigeração. O vapor gerado possui uma pressão mais baixa de quando o refrigerante entra no trocador de calor. Em geral, o vapor sai dessa etapa com algum grau de superaquecimento e ainda pode trocar calor com a vizinhança, aumentando sua temperatura, até chegar na sucção do compressor.

Um modo de quantificar a eficiência de um sistema de refrigeração real em relação a um ciclo ideal é empregando o conceito de exergia. A Análise Exérgica é um método baseado na Segunda Lei da Termodinâmica capaz de avaliar e mensurar o desvio do desempenho termodinâmico real de um sistema em relação à idealidade, identificando ineficiências, irreversibilidades e localizando os pontos do sistema onde ocorrem (DINÇER, 2017). A exergia pode ser definida como a máxima energia disponível ou trabalho teórico útil obtível de um sistema em um estado específico em relação a um estado de referência que está em equilíbrio com a vizinhança (DINÇER, 2017; MORAN, 2014). Portanto, a exergia é uma propri-

idade que depende tanto do estado do sistema quanto da vizinhança (DINÇER, 2017).

Figura 2.4: Diagrama $P - h$ referente a um refrigerador real. Fonte: Elaboração própria a partir de dados de STOECKER (1998).



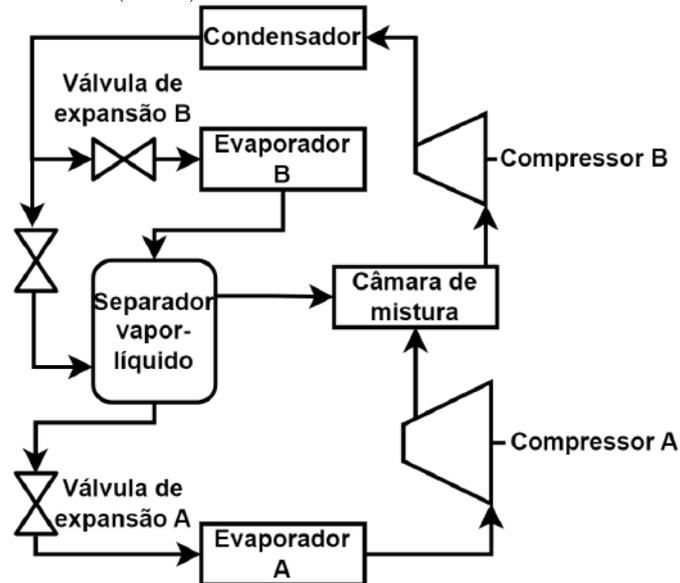
Ciclos de compressão a vapor em múltiplos estágios

Muitas plantas de refrigeração operam com uma grande diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador (STOECKER, 1998). Essa elevada amplitude de temperatura pode requerer razões de compressão excessivas no compressor, o que acarretaria em baixas eficiências, temperaturas de descarga elevadas e aumento do consumo específico de energia (DINÇER, 2017; STOECKER, 1998). Para contornar essa condição indesejável, muitos sistemas são projetados com dois ou mais estágios de compressão. Dois compressores em série, por exemplo, normalmente operam de forma mais eficiente que um único compressor de maior capacidade que abrange o mesmo intervalo de pressão entre o evaporador e o condensador (ASHRAE, 2021).

O projeto de ciclos multiestágios apresenta algumas oportunidades adicionais. Uma dessas vantagens é possuir uma maior flexibilidade para atender serviços que necessitam de diferentes níveis de temperatura. Outro benefício é a existência de um processo de resfriamento que pode ocorrer entre etapas de compressão. O vapor que sai de uma etapa de compressão pode ser resfriado antes de ser sucionado na próxima etapa. Esse dessuperaquecimento promove a redução da entalpia específica do vapor, e, conseqüentemente, menor energia gasta na compressão (STOECKER, 1998).

Dependendo dos níveis de temperatura, diversas configurações de um ciclo multiestágio são possíveis. A Figura 2.5 esquematiza um sistema de dois estágios que atende a dois usuários em diferentes temperaturas. Nessa figura, o refrigerante é comprimido a partir de uma pressão intermediária até uma pressão elevada após passar pelo compressor B e, em seguida, condensado e subresfriado no condensador. Parte do líquido subresfriado é despressurizada numa válvula de expansão B para atender à demanda energética do evaporador B. O separador vapor-líquido, geralmente um vaso *flash*, destina o vapor para dessuperaquecer a descarga do compressor A por contato direto e o líquido é enviado ao evaporador A, que representa um serviço que exige uma temperatura mais baixa que o evaporador B e, portanto, ocorre a uma pressão ainda mais baixa.

Figura 2.5: Fluxograma esquemático de um sistema de refrigeração multiestágio com serviços a dois níveis de temperatura. Fonte: Elaboração própria a partir de dados de STOECKER (1998).



2.3 Principais componentes de um sistema de refrigeração industrial

2.3.1 Refrigerante

A seleção do refrigerante depende das circunstâncias de cada projeto de refrigerador. Algumas características são imediatamente importantes como toxicidade, flamabilidade, custo, propriedades de corrosão, estabilidade térmica e química e que cause o mínimo de impactos ambientais (SMITH et al., 2009; MORAN, 2014; DINÇER, 2017).

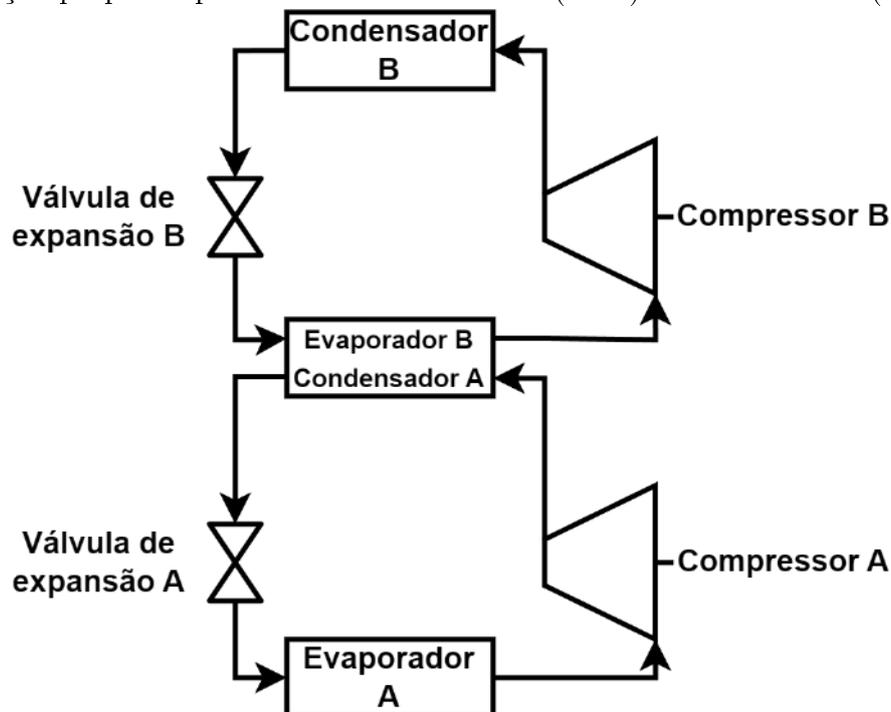
Do ponto de vista termodinâmico, as temperaturas de operação no evaporador mais frio e no condensador são os fatores que determinam o intervalo de pressão em que o refrigerante será utilizado (MORAN, 2014). Em geral, é preferível que

a pressão de vapor do refrigerante na temperatura do evaporador seja maior que a pressão atmosférica para evitar entrada de ar no sistema (SMITH et al., 2009). Já a pressão de condensação é função do meio de resfriamento disponível: água, ar ou até outro refrigerante, nesse último caso como ocorre em sistemas em cascata (GPSA, 2012). Deseja-se trabalhar com o refrigerante que possui a menor pressão de vapor para a temperatura de condensação disponível com a finalidade de evitar elevados custos iniciais e operacionais com equipamentos de alta pressão, em particular, o compressor (SMITH et al., 2009; COKER, 2015). Uma outra característica desejável do refrigerante é possuir alto calor latente específico, pois isso pode reduzir a quantidade necessária de fluido circulante (KOELET, 1992), diminuindo também perdas de carga no sistema (DINÇER, 2017).

Caso o evaporador exija temperaturas muito baixas, é possível desenvolver sistemas de refrigeração em cascata onde o evaporador do ciclo mais quente atua também como condensador para o refrigerante do ciclo mais frio. A Figura 2.6 ilustra um processo onde o refrigerante do ciclo B é utilizado como fluido frio para condensar o vapor comprimido do ciclo A.

Normalmente, são utilizados componentes puros como refrigerantes em ciclos de refrigeração. No entanto, em alguns casos, pode ser mais vantajoso utilizar uma mistura. A presença de um componente mais leve, por exemplo, permite atingir temperaturas mais baixas na evaporação sem necessitar de um sistema em cascata ou de outra fonte de fluido frio na condensação, embora a presença do componente leve exija operar em pressões mais elevadas para condensar o fluido (GPSA, 2012).

Figura 2.6: Fluxograma esquemático de um sistema de refrigeração em cascata. Elaboração própria a partir de dados de GPSA (2012) e SMITH et al. (2009).



2.3.2 Compressor

Visão geral

O compressor é o equipamento central em um ciclo de refrigeração. Uma de suas funções é succionar vapor do evaporador mantendo a temperatura e a pressão de operação. Outra função é aumentar a pressão do refrigerante, enquanto na fase vapor, para que seja possível ser condensado em temperaturas que não sejam excessivamente baixas a fim de permitir sua circulação no sistema (DINÇER, 2017).

Há uma série de tipos de compressores que podem ser utilizados em serviços de refrigeração. Os mais comuns são os centrífugos, os alternativos e os de parafuso. O tipo de refrigerante e a carga térmica na evaporação são fundamentais para

a seleção do tipo de compressor. Com potência requerida abaixo de 750 kW, por exemplo, compressores centrífugos geralmente não são econômicos (GPSA, 2012). Por isso, compressores centrífugos têm sido mais utilizados em indústrias de grande capacidade, podendo ser acionados por motor elétrico ou por turbina a vapor (STOECKER, 1998).

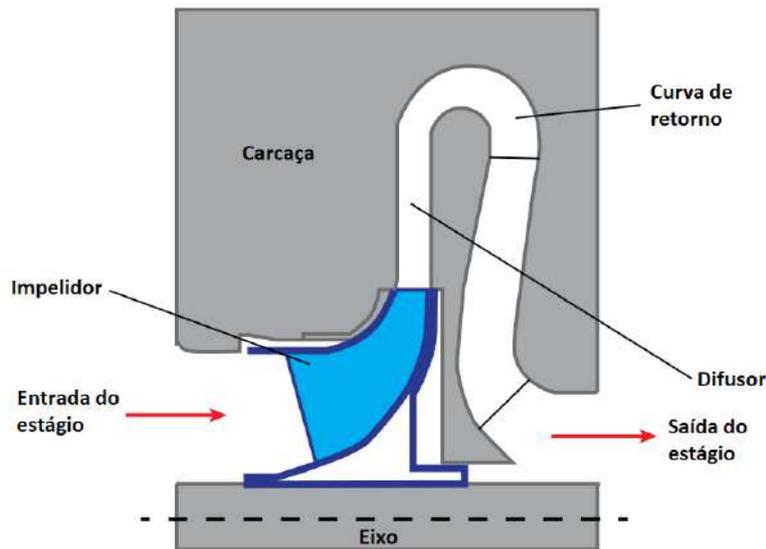
Compressores centrífugos são máquinas dinâmicas de fluxo contínuo, onde a energia associada à velocidade do gás é convertida em energia associada à compressão (BLOCH, 2006). Um compressor centrífugo pode ser constituído de vários estágios de compressão em série no interior de uma mesma carcaça (GREEN and SOUTHARD, 2019). Cada estágio de compressão pode ser definido pelo conjunto impelidor-difusor (HARVEY, 2017). O impelidor é um elemento rotativo associado ao eixo da máquina enquanto o difusor é estacionário e possui geometria divergente (PEREIRA, 2019). A Figura 2.7 ilustra o caminho percorrido pelo gás através de um único estágio de compressão.

Em um compressor centrífugo típico, o fluido recebe energia ao ser acelerado pelas pás do impelidor. O gás ganha velocidade radial escoando desde o olho do impelidor até as pontas das pás. Em seguida, o gás é desacelerado no difusor, convertendo energia cinética em pressão adicional. O gás comprimido é então redirecionado pelo canal de retorno para um próximo estágio de compressão ou para a descarga da máquina (HARVEY, 2017; GREEN and SOUTHARD, 2019; BLOCH, 2006).

Importante salientar que no âmbito da engenharia de processos, o estágio é comumente referido como uma sequência de estágios de compressão, sem extrações ou alimentações intermediárias (RODRIGUES, 2013). Para diferenciar de um estágio de compressão, essa seção pode ser chamada de seção de compressão ou de estágio de processo (HARVEY, 2017). Nesse contexto, um compressor multiestágio

se refere a uma máquina que possui mais de uma sucção, ou mais de uma descarga, ou até mesmo uma combinação.

Figura 2.7: Trajetória do gás em um único estágio de compressão. Adaptado de HARVEY (2017).



A Figura 2.8 ilustra um compressor que contém quatro estágios de compressão, porém apenas três estágios de processo. Cada um desses estágios de processo poderia conter mais de um estágio de compressão (HARVEY, 2017).

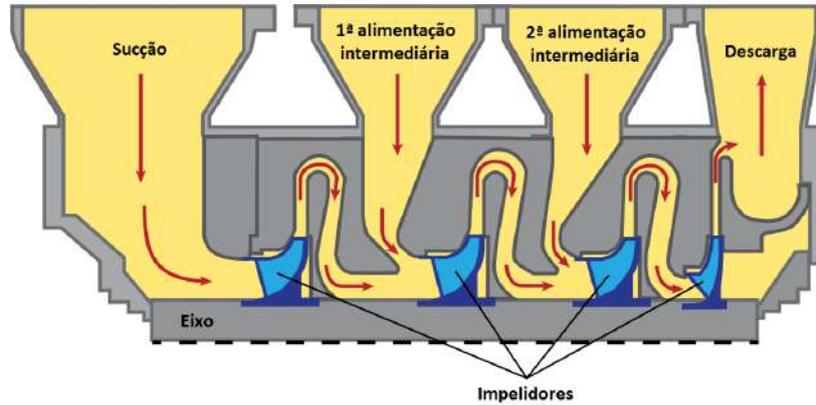
Desempenho do compressor

O desempenho de um compressor está relacionado principalmente às seguintes variáveis: velocidade de rotação, temperatura e pressão na sucção e na descarga, propriedades físico-químicas do gás e vazão volumétrica (DINÇER, 2017).

Eficiência politrópica e *head* politrópico são parâmetros frequentemente utilizados nos cálculos envolvendo compressores centrífugos, principalmente no que se refere à performance da máquina (COKER, 2015).

O *head* politrópico representa a altura de coluna de gás que pode ser mantida

Figura 2.8: Representação simplificada de um compressor multiestágio. Adaptado de HARVEY (2017).



no flange de descarga do compressor a fim de manter determinada pressão (COKER, 2015). Em outras palavras, o *head* politrópico se refere ao aumento global de energia mecânica específica no fluido (BLOCH, 2006). O *head* politrópico é geralmente descrito pela Equação 2.20, onde Z_m representa a média entre o fator de compressibilidade da sucção e da descarga do estágio de compressão.

$$\bar{H}_p = \bar{w} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{RT_1 Z_m}{M} \frac{n}{n-1} [\phi^{(n-1)/n} - 1] \quad (2.20)$$

O *head* politrópico desenvolvido por um determinado compressor varia em função da vazão volumétrica, velocidade rotacional, posição das pás guias de fluxo e pelas condições do gás na sucção (BLOCH, 2006). Analisando a Equação 2.20, é possível perceber que quanto maiores a temperatura de sucção, a razão de compressão e o coeficiente politrópico, maior será o trabalho necessário por unidade de massa (BLOCH, 2006). O efeito oposto ocorre em relação à massa molar do gás.

A eficiência politrópica é descrita pela Equação 2.21 (BLOCH, 2006; PEREIRA, 2019). Esse parâmetro é determinado empiricamente e é, em geral, uma

função da capacidade nas condições de sucção do compressor (BLOCH, 2006). O valor de η_p costuma variar entre 0,77 e 0,82 (COKER, 2015).

$$\eta_p = \frac{(k_m - 1)/k_m}{(n - 1)/n} \quad (2.21)$$

Uma correlação bastante utilizada para estimar a temperatura de descarga quando n é conhecido ou para calcular n quando as condições da sucção e da descarga são conhecidas é mostrada na Equação 2.22. Mantendo as condições na sucção, nota-se que quanto maior a razão de compressão ϕ , maior é a temperatura de descarga. Por essa razão, em aplicações com alta razão de compressão, geralmente faz-se uso de resfriamento entre estágios de compressão para minimizar a temperatura do gás e diminuir o volume específico. Isso auxilia na redução da potência de estágios seguintes, evita alguns tipos de problemas com selagem e a necessidade de estruturas mecânicas excessivamente grandes (COKER, 2015).

$$\frac{T_2}{T_1} = \phi^{(n-1)/n} \quad (2.22)$$

A potência requerida pelo gás durante a compressão pode ser calculada através da Equação 2.23 (PEREIRA, 2019). Portanto, fica evidente que, quanto maior a vazão mássica e o *head* politrópico, maior o consumo energético na máquina.

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}\bar{H}_p}{\eta_p} \quad (2.23)$$

Deve-se atentar que as expressões que envolvem processo politrópico são válidas para um único estágio de compressão ou para múltiplos estágios de compressão em sequência desde que não contenham uma etapa de resfriamento intermediário (COKER, 2015).

Mapa de desempenho

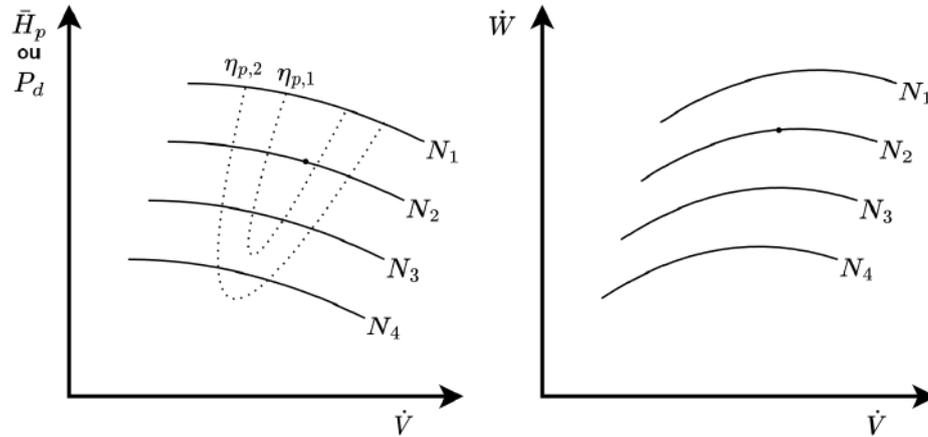
Um mapa de desempenho descreve como a potência, pressão de descarga e *head* politrópico se comportam em relação à vazão volumétrica dos gás na sucção em distintos valores de rotação (COKER, 2015). Esses gráficos são sempre baseados em uma dada condição específica na sucção, como temperatura, pressão, massa molar, entre outros parâmetros (COKER, 2015; LAPINA, 1982).

As curvas de desempenho são disponibilizadas pelo fabricante e normalmente incorporaram uma faixa de rotações onde se espera que o compressor opere (COKER, 2015). Curvas de desempenho típicas de um mesmo compressor podem ser visualizadas na Figura 2.9. Nessa imagem, N se refere à velocidade de rotação da máquina, onde $N_1 > N_2 > N_3 > N_4$. As linhas pontilhadas são curvas de isoeffiência politrópica, onde $\eta_{p,1} > \eta_{p,2}$, e o ponto sobre a curva N_2 representa o ponto operacional do compressor nas condições de projeto. Ainda pela Figura 2.9, é possível perceber que é necessária cada vez mais potência para operar em rotações cada vez mais elevadas.

Analisando as curvas de desempenho típicas da Figura 2.9 e as Equações 2.20 e 2.14, é possível compreender importantes aspectos da operação de um compressor. Em relação às condições de projeto, circunstâncias que aumentem a densidade do gás na sucção causarão aumento na diferença de pressão na máquina, exemplos: maior massa molar, maior pressão de sucção, menor temperatura na sucção, menor fator de compressibilidade ou gás com menor expoente adiabático (COKER, 2015). Com a finalidade de elucidar a influência da densidade do gás, serão discutidos a seguir dois cenários hipotéticos: um de alteração na pressão de sucção e outro de alteração na temperatura.

Supondo uma primeira situação onde apenas a pressão é reduzida enquanto as outras condições da sucção são mantidas, o resultado será a diminuição da

Figura 2.9: Curvas de desempenho típicas de compressores centrífugos. Fonte: Elaboração própria.



densidade do gás e, conseqüentemente, uma menor pressão de descarga. No entanto, o compressor pode buscar novo ponto operacional com base na curva de desempenho causando uma vazão volumétrica menor (LAPINA, 1982). Apesar do consumo da máquina diminuir nessa situação, uma menor pressão de sucção também leva a uma menor eficiência global no compressor e, portanto, um maior consumo energético específico (ALBUSAIDI and PILIDIS, 2015).

Ainda na mesma situação anterior, no caso de um compressor com rotação variável, se a pressão é reduzida mantendo-se todas as outras condições na sucção, a máquina pode ter sua velocidade de rotação incrementada para preservar a mesma pressão de descarga (ALBUSAIDI and PILIDIS, 2015).

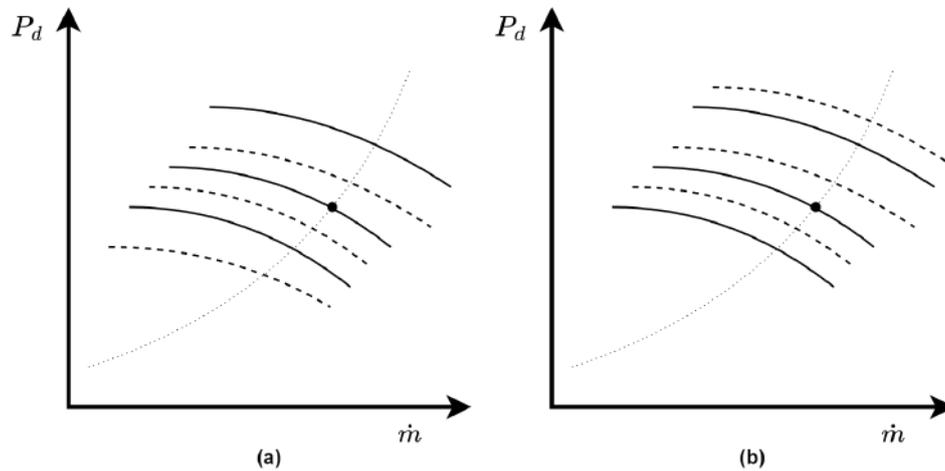
Supondo agora uma segunda situação onde a temperatura na sucção diminui enquanto as outras condições na sucção são mantidas. Nesse cenário, haverá o aumento da densidade do gás e, conseqüentemente, maior pressão de descarga. Portanto, o impacto da temperatura na sucção é o inverso do impacto da pressão (ALBUSAIDI and PILIDIS, 2015).

Semelhante a bombas centrífugas, o compressor irá operar apenas ao longo das curvas que se encaixem ao sistema da qual faz parte (COKER, 2015). O formato das curvas do sistema, também denominadas curvas de resistência, depende de cada aplicação. Para um escoamento ao longo de tubulações, a energia requerida é proporcional ao quadrado da vazão volumétrica. Em geral, não é necessário conhecer precisamente a curva de resistência para avaliar o desempenho (BLOCH, 2006).

A Figura 2.10 ilustra o efeito dos dois casos apresentados. As curvas tracejadas representam as curvas de desempenho do compressor após alteração na condição da sucção enquanto as linhas cheias representam as rotações na condição de projeto. A linha pontilhada ilustra uma curva de resistência cuja intersecção com a curva de desempenho é o ponto de operação. A vazão de gás nesta intersecção é definida como sendo o ponto operacional cuja energia transferida pela máquina é igual à requerida para superar a resistência do sistema (BLOCH, 2006). A Figura 2.10a mostra a influência da redução da pressão de sucção e a Figura 2.10b a redução da temperatura.

Os dois cenários retratados são úteis para compreender como mudanças do processo podem impactar no desempenho do compressor em relação às condições nas quais foi projetado. No entanto, deve-se atentar que em sistemas mais complexos, como em casos contendo múltiplos estágios, é importante realizar avaliações mais aprofundadas e analisar o controle. Em ciclos de refrigeração, por exemplo, a pressão e temperatura de sucção não são variáveis independentes devido ao equilíbrio de fases no evaporador.

Figura 2.10: Curvas de desempenho para (a) pressão de sucção menor que a de projeto e (b) temperatura de sucção menor que a de projeto. Elaboração própria a partir de dados de ALBUSAIDI and PILIDIS (2015) e LAPINA (1982).



Principais controles

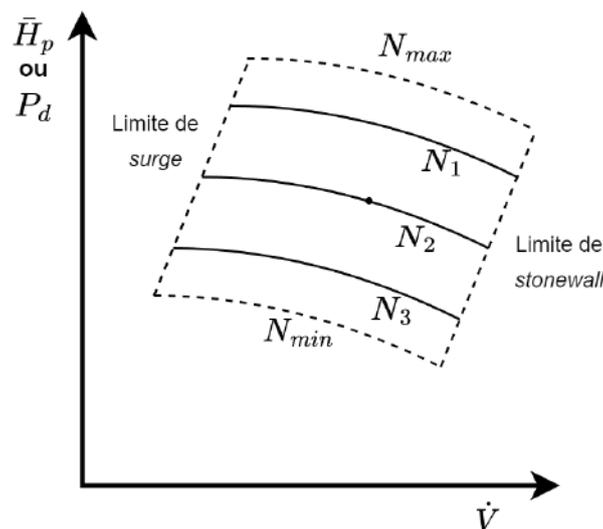
Cada seção de compressão possui limites operacionais que podem ser observados nas curvas de desempenho. A região de operação estável localiza-se entre o ponto de *surge* e o de *stonewall*. Para máquinas com rotação variável, essa região é limitada adicionalmente pelas rotações em regime estacionário máxima e mínima, como ilustrado na Figura 2.11 (BARLETTA and GOLDEN, 2004).

O *surge* é um fenômeno destrutivo que pode ocorrer quando o compressor atinge a máxima pressão de descarga possível para uma dada rotação (COKER, 2015). Operar com vazões mais baixas a partir deste limite leva a um *head* politrópico menor resultando em variações cíclicas na vazão e na pressão. Essas oscilações são acompanhadas de escoamento reverso que gera ruídos e vibração, a qual pode, inclusive, levar a potenciais danos mecânicos (BARLETTA and GOLDEN, 2004).

Como o *surge* pode levar à perda do equipamento por falha mecânica, é fundamental a presença de um controle *anti-surge* robusto para proteger o equipamento

(GPSA, 2012). O controle *anti-surge* envolve medir a distância entre o limite de *surge* e o ponto de operação real mantendo uma margem de segurança evitando prejudicar a estabilidade e a eficiência (BLOCH, 2006). O limite de *surge* pode ser atingido a partir de um ponto operacional estável quando a vazão ou pressão de sucção são excessivamente reduzidas (GPSA, 2012). Por esta razão, o controle atua abrindo uma válvula *anti-surge* presente na descarga para aliviar uma porção da vazão, limitando a pressão, ou recircular gás para a sucção (BLOCH, 2006; GPSA, 2012). Recircular gás para prevenir o *surge* é um dos principais fatores que prejudicam a eficiência energética de compressores na indústria (GPSA, 2012).

Figura 2.11: Limites operacionais para um compressor típico. Elaboração própria a partir de dados de BARLETTA and GOLDEN (2004) e HARVEY (2017).



Já o fenômeno de *stonewall* ocorre em vazões muito altas, onde a velocidade do gás pode atingir condição sônica em algum ponto da máquina. O *stonewall* não é preocupante para máquinas de estágio único, mas pode danificar eixo e pás de compressores centrífugos multiestágios e axiais (BLOCH, 2006). A partir do limite de *stonewall*, não é possível aumentar a vazão processada de gás e a eficiência

politrópica reduz drasticamente (BARLETTA and GOLDEN, 2004).

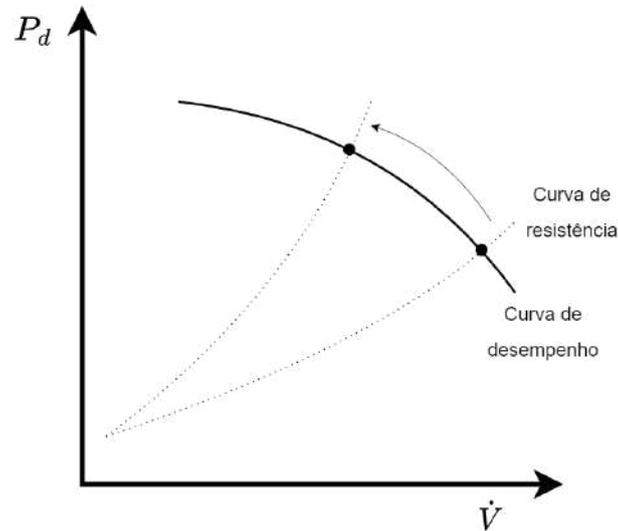
A proteção contra o *surge* faz parte de um sistema de controle amplo e integrado que os compressores dispõem. Em alguns casos, a atuação do controle *anti-surge* pode, por exemplo, requerer um algoritmo de desacoplamento a fim de evitar interações conflituosas entre diferentes laços de controle. Outros parâmetros, como temperatura dos mancais, pressão na descarga, corrente elétrica no motor e vibração também podem ser monitorados para proteger equipamentos e evitar limitações de processo. Algumas dessas variáveis podem ser manipuladas através do controle de desempenho (BLOCH, 2006).

Um dos principais objetivos do controle de desempenho é adequar a saída do compressor às necessidades do processo (BLOCH, 2006). Em geral, o elemento manipulado pode ser uma válvula de controle na sucção, na descarga, a posição de aletas guias ou o governador de velocidade de rotação (BLOCH, 2006).

Em compressores com rotação fixa, a capacidade pode ser controlada por uma válvula de estrangulamento na sucção. Por exemplo, um transmissor de pressão envia um sinal para o controlador de pressão que, por sua vez, atua na válvula. O fechamento dessa válvula estabelece uma maior perda de carga, simulando uma resistência maior do sistema, e resulta em uma pressão de sucção menor. Nesse caso, a densidade do gás diminui forçando um aumento do *head* e uma redução na vazão volumétrica (GPSA, 2012). Esse comportamento pode ser visualizado na Figura 2.12.

Outra possibilidade para compressores de rotação constante é o ajuste da posição das aletas guia na sucção. Um controlador de vazão atua nesse ajuste, onde o fechamento dessas pás causa uma vazão aspirada menor. O controle realizado pela posição das aletas se mostra mais eficiente do que o estrangulamento na sucção, no entanto, o custo inicial do equipamento é mais elevado (GPSA, 2012).

Figura 2.12: Efeito do estrangulamento no controle de capacidade de um compressor de rotação constante. Elaboração própria a partir de dados de RODRIGUES (2013).

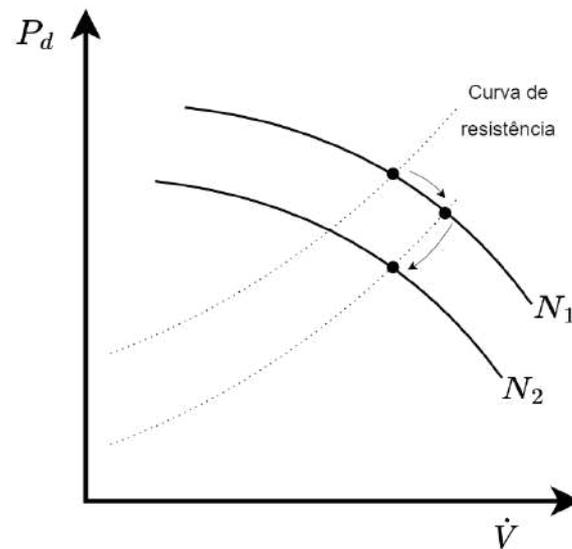


Já em compressores com rotação variável, a forma mais popular de controlar a capacidade é pelo ajuste da velocidade de rotação (COKER, 2015). Em um cenário onde a vazão de gás diminui, a pressão na descarga aumenta como resposta. Uma pressão de processo acima do *setpoint* sinalizará ao controle que atue sobre o governador, reduzindo sua velocidade de rotação e mantendo a pressão desejada na descarga (GPSA, 2012). Nessa situação, se o acionador se tratar de uma turbina a vapor, isso resultaria na redução de vapor fornecido para a turbina pelo fechamento da válvula de admissão (COKER, 2015). Analogamente, se a vazão de gás aumentar acima do *setpoint*, um sinal é enviado ao governador para reduzir a velocidade de rotação a fim de manter a vazão desejada no sistema (GPSA, 2012).

A pressão de descarga também pode ser controlada por estrangulamento. Supondo a diminuição da pressão no lado dos consumidores, a curva de resistência é reduzida como mostra a Figura 2.13. Espera-se, portanto, que a vazão processada se eleve. Contudo, caso no lado da sucção não houver vazão de gás suficiente, a

pressão de sucção tenderia a diminuir. Então, o controle de pressão nesse ponto poderá atuar na redução de rotação da máquina até atingir a vazão adequada (KUMARES, 1999). Na Figura 2.13, pode-se perceber o efeito da redução de pressão na mudança da curva do sistema e, em seguida, a redução da rotação para atingir a mesma vazão.

Figura 2.13: Efeito da pressão de descarga na curva de resistência. Elaboração própria a partir de dados de KUMARES (1999)



2.3.3 Condensador

O condensador é o trocador de calor que recebe vapor superaquecido do compressor, o dessuperaquece, condensa e o subresfria (GPSA, 2012). Os três principais tipos de condensadores utilizados em sistema de refrigeração são: refrigerador a ar, a água e o evaporativo. A seleção do tipo de condensador depende da carga térmica necessária, do refrigerante e da temperatura do fluido frio disponível (DINÇER, 2017).

Em unidades de refrigeração que exigem elevada carga térmica na condensação, normalmente são empregados condensadores casco e tubo que utilizam água de resfriamento (DINÇER, 2017; COKER, 2015). Na maior parte dos casos, o refrigerante condensa no casco e a água escoava através dos tubos. A água aquecida é arrefecida em uma torre de resfriamento e posteriormente circula de volta ao condensador como fluido frio.

Conhecer as características do refrigerante e a temperatura de fluido frio disponível para a condensação é fundamental para determinar a pressão de condensação do projeto de um refrigerador e, portanto, estabelecer a pressão de descarga do compressor.

A temperatura de condensação tem um papel significativo na potência do compressor e na carga térmica do condensador. Quanto menor a temperatura de condensação disponível para o projeto, menos energia é necessária no acionamento do compressor e menor energia térmica requerida no condensador (GPSA, 2012).

2.3.4 Vaso receptor

Alguns sistemas de refrigeração não possuem espaço nos condensadores para acomodar todo o refrigerante do sistema (DINÇER, 2017). Então, normalmente, o refrigerante líquido do condensador é drenado para um vaso receptor de alta pressão que funciona como um armazenamento para o fluido condensado (STOECKER, 1998). Esse vaso também pode ser chamado de acumulador ou de armazenamento.

Além de armazenar o inventário do ciclo, o receptor drena condensado para evitar que a área efetiva de troca térmica do condensador não seja reduzida pelo retorno de líquido (GPSA, 2012). O receptor é um equipamento relativamente pouco dispendioso e, portanto, ao ser projetado deve-se considerar o volume total

do inventário e a disponibilidade de reposição de refrigerante (GPSA, 2012).

2.3.5 Válvulas de expansão

As válvulas de expansão, também chamadas válvulas de estrangulamento, são dispositivos projetados para reduzir a pressão do refrigerante e adequar sua vazão para os evaporadores (DINÇER, 2017). Ao escoar pela válvula, o líquido é *flashado* até estado bifásico atingindo a temperatura desejada no evaporador. O vapor gerado desse processo possui maior entalpia específica do que o líquido e por isso possui pouca utilidade para a refrigeração (STOECKER, 1998).

2.3.6 Evaporador

O evaporador é o equipamento onde ocorre o serviço de refrigeração propriamente dito. O refrigerante ferve em baixas temperaturas ao absorver calor de um reservatório quente (DINÇER, 2017). Ou seja, em um lado ocorre a evaporação do refrigerante e no outro o resfriamento de um ambiente ou de outro fluido. Por isso, muitas vezes o evaporador é também chamado de resfriador.

Em indústrias de processamento de gás, o tipo mais comum de resfriador é o do tipo *kettle*. Nesse trocador de calor, o refrigerante líquido é normalmente acondicionado no casco e submerge completamente um feixe de tubos, por onde escoam o fluido quente. Um controle de nível mantém a quantidade apropriada de refrigerante no *kettle*, permitindo uma superfície livre por volta de 3 a 5 cm acima do tubo mais alto (GPSA, 2012; COKER, 2015).

O casco de um evaporador *kettle* do tipo úmido necessita de espaço livre acima dos tubos para permitir fervura em superfície livre e o diâmetro deve ser suficiente para ocorrer desacoplamento entre fases (SERTH and LESTINA, 2014). Caso

o diâmetro do casco não seja projetado adequadamente, há risco de líquido ser carregado pelo vapor (GPSA, 2012).

Se além da evaporação o trocador também é planejado para realizar superaquecimento, alguns tubos da parte superior do feixe são então utilizados para abater gotículas de líquido e, nesse caso, o nível de líquido é mantido alguns centímetros abaixo do tubo mais alto (COKER, 2015).

Em sistemas que utilizam um compressor centrífugo, não é necessário superaquecimento no evaporador. Um vaso de nocaute posicionado antes da sucção é suficiente para remover líquido entranhado e gotículas dispersas (COKER, 2015).

Já em um evaporador do tipo seco, a taxa de expansão do refrigerante na entrada no equipamento é controlada de modo que não haja líquido no casco. A maioria dos evaporadores industriais são do tipo úmido (COKER, 2015).

A temperatura do evaporador é normalmente controlada pela manipulação da pressão do refrigerante. Esse controle pode ser realizado através de válvulas de contrapressão, pela alteração na rotação do compressor ou pela recirculação de vapor superaquecido da descarga da máquina, prevenindo pressões muito baixas na sucção (GPSA, 2012).

2.4 Ciclos de refrigeração em plantas de eteno

Hoje em dia, plantas de eteno possuem elevado nível de integração energética, onde correntes de uma seção são utilizadas para aquecer ou resfriar processos de outra seção da planta (PICKETT, 2005). O desenvolvimento de processos cada vez mais integrados é uma das razões pelas quais o consumo de energia específico global tem se reduzido nas novas unidades. Entretanto, o aumento de integrações energéticas também tem resultado em maiores complexidades operacionais. Per-

turbações em uma seção da planta podem afetar o processo de outra seção devido a essas integrações (PICKETT, 2005).

Nesse contexto, os sistemas de compressão são sistemas bastante críticos e interconectados, em particular os ciclos de refrigeração, que atendem diferentes demandas do processo produtivo. Há três serviços principais de compressão em plantas de eteno: compressão do gás craqueado, refrigeração de propeno e refrigeração de eteno. Compressores centrífugos são amplamente utilizados em plantas de eteno porque são capazes de lidar com grandes volumes e são consideravelmente robustos, permitindo operação contínua em serviços fundamentais (HARVEY, 2017).

A potência de compressão total requerida para cada um desses serviços de uma unidade de eteno convencional está resumida na tabela 2.2. A configuração e composição do refrigerante pode ser diferente entre cada planta, mas todas possuem, no mínimo, dois sistemas de refrigeração: o de eteno e o de propeno (HARVEY, 2017).

Tabela 2.2: Percentual da potência total de compressão em uma planta de eteno convencional. Fonte: (TAYLOR et al., 2000)

Serviço	Percentual da potência total de compressão
Gás de carga	55 %
Propeno refrigerante	30 %
Eteno refrigerante	15 %

Em relação ao ciclo de propeno refrigerante, normalmente utiliza-se apenas um compressor centrífugo de carcaça única, de 4 a 8 impelidores, contendo de um a três bocais intermediários para introduzir fluxo adicional na compressão ou extrair gás comprimido a uma pressão intermediária (TAYLOR et al., 2000). Na Tabela 2.3 estão listados alguns valores típicos de projeto em sistemas de refrigeração com propeno. Ainda é possível observar que a pressão de descarga é projetada para ser possível condensar propeno em água de resfriamento. A temperatura de

condensação de propeno a $22 \text{ kg/cm}^2\text{a}$ é por volta de $52 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 2.3: Dados típicos de projeto de um ciclo de propeno refrigerante. Fonte: (TAYLOR et al., 2000)

Parâmetro	Mínimo	Máximo
Pressão de sucção ($\text{kg/cm}^2\text{a}$)	1,05	1,76
Pressão de descarga ($\text{kg/cm}^2\text{a}$)	22,1	27,8
Temperatura na sucção ($^\circ\text{C}$)	-40	-26
Potência requerida (kW)	3.730	31.320

O ciclo de eteno refrigerante geralmente também utiliza apenas um compressor centrífugo de carcaça única, de 6 a 10 impelidores, e um ou dois bocais intermediários (TAYLOR et al., 2000). O compressor de eteno é menor que o de propeno e opera com velocidade rotacional mais elevada porque o diâmetro dos impelidores é menor (TAYLOR et al., 2000). Na tabela 2.4 estão listados alguns valores típicos em sistemas de refrigeração com eteno. Os ciclos de eteno e propeno refrigerante costumam operar em cascata, onde propeno é utilizado como fluido frio na condensação do eteno (PICKETT, 2005).

Tabela 2.4: Dados típicos de projeto de um ciclo de eteno refrigerante. Fonte: (TAYLOR et al., 2000)

Parâmetro	Mínimo	Máximo
Pressão de sucção ($\text{kg/cm}^2\text{a}$)	0,98	1,12
Pressão de descarga ($\text{kg/cm}^2\text{a}$)	17,6	31,6
Temperatura na sucção ($^\circ\text{C}$)	-104	-98
Potência requerida (kW)	3.000	14.900

2.5 Métodos para aumentar a eficiência energética em ciclos de refrigeração industriais

2.5.1 Fundamentos

Como discutido na Seção 2.2.2, refrigeradores com múltiplos estágios podem ser projetados para reduzir demanda energética na compressão. Economizadores são dispositivos utilizados nesses sistemas a fim de oferecer menores custos e maior flexibilidade. Além de propiciar subresfriamento ao líquido, reduzindo vapor gerado durante a expansão, os economizadores fazem melhor uso desse vapor ao resfriar o gás entre os estágios de compressão (COKER, 2015).

Refrigerantes também podem ser utilizados para serviço de refervimento quando aplicável. O vapor residual gerado na etapa de expansão pode ser aproveitado como fluido quente para outros processos. No refeedor de torres de destilação, por exemplo, o fluido refrigerante condensa ao fornecer calor para o processo e pode ser posteriormente reaproveitado para gerar mais refrigeração no sistema em vez de retornar ao compressor (GPSA, 2012).

Do ponto de vista operacional, um dos métodos mais eficazes para reduzir energia de compressão é o preciso controle *anti-surge*, proporcionando uma margem de segurança adequada e minimizando o acionamento da válvula *anti-surge*, a qual recircula gás comprimido de volta para a sucção (EMERSON, 2020). Outro método eficaz é o ajuste do controle de desempenho que otimiza as principais variáveis de processo: pressão na sucção, na descarga ou a vazão de gás (EMERSON, 2020). Em um refrigerador, a pressão de descarga é configurada para a temperatura de condensação do refrigerante, independente da vazão, e a pressão de sucção está diretamente associada à carga térmica requerida nos evaporadores (HARVEY,

2017).

Para um sistema de refrigeração multiestágio, disparidades entre o *head* requerido por seção de compressão e oscilações nas vazões em relação ao projeto podem impactar na eficiência global do compressor (HARVEY, 2017). Portanto, conhecer os processos que são atendidos pelo refrigerador é de suma relevância para a busca de uma solução ótima quando o sistema opera fora das condições de projeto (HARVEY, 2017).

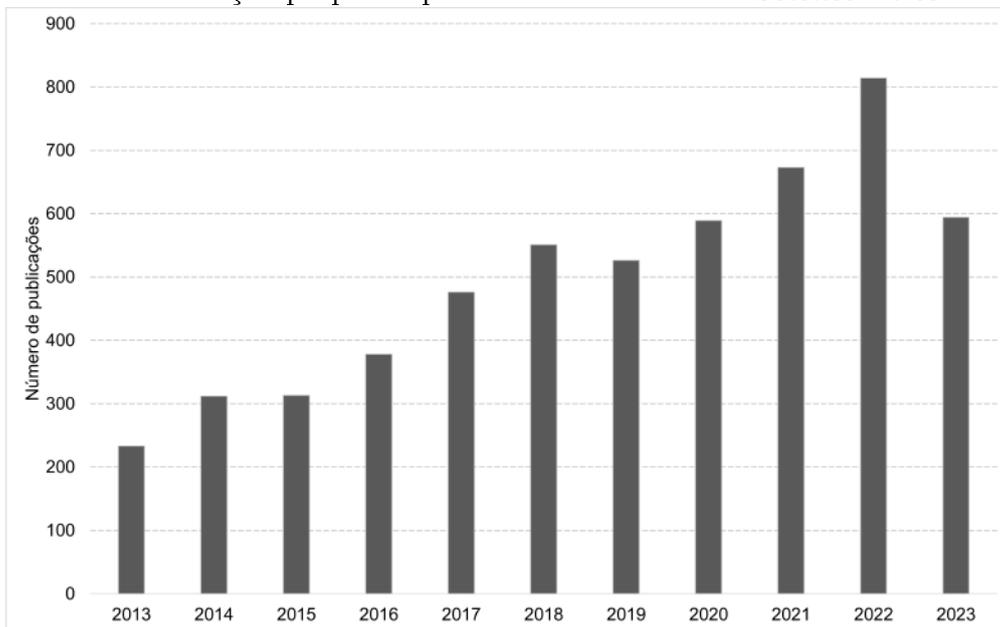
Outros aspectos podem ser fontes de ineficiências energéticas no ciclo de refrigeração. A presença de contaminantes leves ou não condensáveis no refrigerante dificultam condensação do fluido e requerem maior pressão na descarga (GPSA, 2012). Contaminantes mais pesados podem se acumular nos evaporadores resultando em temperaturas mais elevadas na evaporação (GPSA, 2012). Restrições no ciclo que causam perda de carga ocasionam em uma pressão de sucção mais baixa e podem exigir operar com pressão de descarga mais elevada (KOELET, 1992; GPSA, 2012). Níveis de líquido e vazões inadequados nos evaporadores podem resultar em menor aproveitamento da capacidade de refrigeração e superaquecimento excessivo do refrigerante levando a um maior gasto energético. Além disso, equipamentos com elevado índice de sujamento podem possuir capacidade de troca térmica prejudicada (GPSA, 2012).

2.5.2 Revisão da literatura

Há um interesse crescente na execução de trabalhos envolvendo otimização de ciclos de refrigeração na última década. Como apontado por AMARAL (2019), o número de publicações nesse tema vem crescendo, particularmente, quando se trata de trabalhos de otimização voltados à avaliação exergetica.

Utilizando a mesma metodologia de prospecção empregada por AMARAL (2019), foi realizada uma busca na base de dados *Science Direct* aplicando as palavras-chave "*Refrigeration Cycle*" e "*Optimization*". Na Figura 2.14, pode-se conferir a tendência no aumento do número de pesquisas abordando essa temática ao longo dos anos. O número de publicações de 2023 compreende até o mês de maio.

Figura 2.14: Número de trabalhos abrangendo a otimização de ciclos de refrigeração. Fonte: Elaboração própria a partir de dados da base *Science Direct*.



A seguir, serão apresentados alguns trabalhos envolvendo a otimização de ciclos de refrigeração em processos petroquímicos. Serão destacados quais resultados encontrados e iniciativas tomadas para alcançar melhores desempenhos nos sistemas. Ressalta-se que, apesar de haver outros trabalhos na literatura com aplicação de métodos de otimização a sistemas de refrigeração, esta análise teve como foco aqueles em que se procedeu com a avaliação prática dos efeitos reais das medidas identificadas nos cálculos teóricos.

AMARAL (2019) investigou um ciclo de eteno com três estágios de refrigeração através de avaliação exergetica e foram encontradas duas maiores oportunidades. A primeira se refere à realização de manutenção no compressor devido às menores eficiências em relação ao projeto. A segunda trata sobre uma melhor distribuição de vazão nas linhas que alimentam a sucção do primeiro estágio do compressor, reduzindo a demanda da atuação do controle *anti-surge* e, com isso, diminuindo a temperatura de eteno superaquecido na sucção.

Ao longo de 5 anos, NIELD (2013) implementou ações que reduziram em 16 % a energia usada em um compressor de propeno refrigerante de quatro estágios. Uma das principais iniciativas foi reduzir o *setpoint* da pressão de descarga tanto quanto fosse possível com o objetivo de reduzir o *head*. O autor também propôs a redução do *setpoint* da pressão do vaso de descarga do quarto estágio a fim de maximizar a extração de vapor para refeedores de processo e minimizar uso dos condensadores. Além disso, foi efetuado um ajuste no balanço de massa do sistema para reduzir passagem de refrigerante pelas válvulas de controle de nível dos vasos. O fluxo de refrigerante através dessas válvulas gera vapor que deve ser recomprimido pelo compressor e é resultado de uma expansão que não exerce troca térmica útil com os evaporadores do ciclo.

DE SANTANA et al. (2017) investigaram um ciclo de propeno refrigerante de 4 estágios. As principais oportunidades observadas estavam relacionadas em melhorar a integração energética desempenhada por trocadores de calor do sistema. Foi realizada uma limpeza em um dos permutadores do ciclo para que o vapor de propeno atingisse a temperatura ótima. Também foi alterado o *setpoint* de temperatura do lado frio de um economizador para mais próximo da saturação. Os autores também modificaram a distribuição de carga na pré-aquecedora da deseta- nizador sem causar distúrbios na torre. Esse permutador de calor também exerce a função de economizador do sistema de refrigeração. As melhorias implementadas

representaram uma redução de 2% no consumo energético da turbina.

2.6 Análise de Componentes Principais (PCA)

2.6.1 Fundamentos

A Análise de Componentes Principais, PCA, é uma técnica estatística multivariada onde um conjunto de variáveis relacionadas são transformadas em um conjunto menor de variáveis não correlacionadas, os chamados componentes principais (JACKSON, 1991). A PCA é um modelo de variável latente que pressupõe a existência de um conjunto de variáveis abstratas que são responsáveis pela maior parte da variabilidade observada em uma matriz de dados (SANSANA et al., 2021). Nesse contexto, essas variáveis abstratas são denominadas variáveis latentes ou componentes principais. Do ponto de vista prático, o objetivo da PCA é reduzir o número de variáveis pelo qual uma determinada base de dados é descrita, porém mantendo as informações que mais contribuem para a variância global.

Métodos de variáveis latentes são particularmente apropriados na avaliação de dados de engenharia, pois são ferramentas capazes de rapidamente extrair informações relevantes de um conjunto grande de dados. Além disso, essas técnicas são adequadas mesmo se a base de dados possui medições faltantes, quando há erros associados à aquisição de dados e se existe algum grau de redundância entre as informações (DUNN, 2023).

Seja uma matriz de dados $\mathbf{A}_{m \times n}$, onde cada linha m representa uma amostra ou observação caracterizada por n variáveis. A Análise de Componentes Principais decompõe a matriz \mathbf{A} da forma descrita pela Equação 2.24. Nessa equação, $\tilde{\mathbf{A}}$ representa uma aproximação de \mathbf{A} e \mathbf{E} a matriz residual.

$$\mathbf{A} = \tilde{\mathbf{A}} + \mathbf{E} \quad (2.24)$$

Em geral, na PCA, trabalha-se com a matriz \mathbf{A} na forma centralizada, isto é, com as colunas ou linhas contendo média zero. A média de cada coluna j (variável) pode ser computada: $\bar{a}_j = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m a_{ij}$; e armazenada no vetor coluna $\bar{\mathbf{a}}$. Pode-se obter \mathbf{X} centralizada, que é a matriz \mathbf{A} contendo as colunas com média zero, através da Equação 2.25.

$$\mathbf{X} = \mathbf{A} - \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix}_{m \times 1} \bar{\mathbf{a}}^T \quad (2.25)$$

Sendo $\mathbf{X}_{m \times n}$ centralizada, então pode-se obter a matriz de covariância das variáveis $\mathbf{C}_{n \times n}$, dada pela Equação 2.26. Nota-se que a matriz \mathbf{C} é simétrica. Na matriz de covariância, os elementos da diagonal principal são a variância de cada variável e os elementos fora da diagonal representam as covariâncias entre todos os pares de variáveis.

$$\mathbf{C}_{n \times n} = \frac{1}{m-1} \mathbf{X}^T \mathbf{X} \quad (2.26)$$

Os componentes principais são os autovetores \mathbf{p}_i determinados pela Equação 2.27. O primeiro componente principal é aquele que está associado ao maior autovalor λ_i e, quanto maior o autovalor, mais importante é o autovetor correspondente. Portanto, o primeiro componente principal representa a maior parte da informação sobre a relação entre as amostras de \mathbf{A} . O segundo componente principal está associado ao segundo maior autovalor λ_i , e assim por diante.

$$\mathbf{C}\mathbf{p}_i = \lambda_i\mathbf{p}_i \quad (2.27)$$

O valor de λ_i é igual à variância na base de dados associada à direção do vetor \mathbf{p}_i . Na realidade, a fração da variação total explicada pela direção \mathbf{p}_i é fornecida pela Equação 2.28. Importante ressaltar que os primeiros componentes principais são aqueles que explicam a maior parte da variância na base de dados original \mathbf{A} .

$$\lambda_i / \sum_{j=1}^n \lambda_j \quad (2.28)$$

Os autovetores \mathbf{p}_i também são denominados de pesos. A matriz \mathbf{P} , constituída pelos pesos forma uma base ortogonal para o espaço gerado por \mathbf{X} . Nesse sentido, \mathbf{X} pode ser representado como na Equação 2.29, onde os vetores \mathbf{t}_i são denominados *scores*.

$$\mathbf{X} = \mathbf{t}_1\mathbf{p}_1^T + \mathbf{t}_2\mathbf{p}_2^T + \dots + \mathbf{t}_n\mathbf{p}_n^T = \mathbf{TP}^T \quad (2.29)$$

Cada *score* \mathbf{t}_i é simplesmente a projeção de \mathbf{X} no vetor \mathbf{p}_i . Isso ocorre, pois como \mathbf{P} é ortogonal, então $\mathbf{P}^T = \mathbf{P}^{-1}$. Portanto, a partir da Equação 2.29, têm-se: $\mathbf{X} = \mathbf{TP}^T \Leftrightarrow \mathbf{XP} = \mathbf{TP}^{-1}\mathbf{P} \Leftrightarrow \mathbf{XP} = \mathbf{T}$.

Os *scores* são úteis para demonstrar relações entre as amostras. Amostras com *scores* mais próximos entre si tendem a possuir características similares. Já os pesos evidenciam as correlações entre as variáveis da base de dados original \mathbf{A} .

Geralmente, apenas os primeiros componentes principais de \mathbf{X} estão associados a uma variação sistemática na base de dados. Os autovetores que estão associados aos menores autovalores representam ruído dos dados e podem ser desconsiderados na criação de um modelo aproximado. Esse modelo aproximado é, portanto, des-

crito por um número menor de variáveis que a base de dados original. O modelo aproximado $\tilde{\mathbf{X}}$, criado a partir dos k primeiros componentes principais, é representado pela Equação 2.30. Nota-se que a Equação 2.30 equivale à Equação 2.29 truncada no k -ésimo componente.

$$\tilde{\mathbf{X}} = \sum_{i=1}^k \mathbf{t}_i \mathbf{p}_i^T, k \leq n \quad (2.30)$$

Portanto $\mathbf{X} = \tilde{\mathbf{X}}_k + \mathbf{E}_k$, demonstrando como uma matriz de dados pode ser decomposta pela PCA, conforme introduzido através da Equação 2.24. Não existe uma regra formal indicando o número k de componentes principais que devem ser retidos no truncamento (JOLLIFFE, 2010). Uma forma comum é definir um valor de corte no percentual cumulativo da variação total. Geralmente, esse valor é frequentemente definido entre 70% e 90%, mas pode ser maior ou menor dependendo das características práticas da base de dados (JOLLIFFE, 2010). A variação cumulativa percentual para os primeiros k componentes principais é definida na Equação 2.31 a partir da Equação 2.28.

$$100 \times \frac{\sum_{j=1}^k \lambda_j}{\sum_{j=1}^n \lambda_j} \quad (2.31)$$

Caso as variáveis originais da matriz \mathbf{A} possuam variâncias consideravelmente distintas entre si ou se são expressas em unidades diferentes, a matriz de dados centralizada \mathbf{X} poderia passar por uma etapa de padronização: dividindo as variáveis pelo desvio padrão amostral (JACKSON, 1991). Dessa forma, a matriz de dados é ponderada com variância unitária, útil para avaliar informações de engenharia com grandezas físicas diferentes. Nesse caso, a matriz passa a ser denotada como matriz de correlação (JACKSON, 1991).

De modo independente, pode-se atribuir ponderações distintas a determinados

conjuntos de observações ou variáveis para associá-los a uma relevância diferente daquela fornecida pela PCA. Baseando-se em um conhecimento prévio dos dados, é possível reduzir a importância de dados que contêm muitos erros de medição ou variáveis que possuem pouca causalidade com o que se deseja observar (JOLLIFFE, 2010).

2.6.2 Métodos para obtenção dos componentes principais

Decomposição em Valores Singulares

Um método mais geral para obter os componentes principais é através da Decomposição em Valores Singulares, SVD (JACKSON, 1991). Nesta técnica, a matriz centralizada \mathbf{X} é decomposta na forma $\mathbf{X}_{m \times n} = \mathbf{U}\mathbf{S}\mathbf{V}^T$, onde \mathbf{S} é uma matriz diagonal contendo os valores singulares s_i e as matrizes \mathbf{U} e \mathbf{V} são unitárias com colunas ortonormais (BRUNTON and KUTZ, 2017).

A relação entre a PCA e a SVD pode ser observada pela Equação 2.32, onde \mathbf{C} é a matriz de covariância, obtida através da Equação 2.26. Fica evidente a conexão entre os valores singulares s_k e os autovalores da PCA λ_i através de: $\lambda_i = s_i^2/(m-1)$, onde m é quantidade de amostras de cada variável. Além disso, os componentes principais são representados pelas colunas de \mathbf{V} .

$$\mathbf{C} = \frac{1}{m-1} \mathbf{X}^T \mathbf{X} = \frac{1}{m-1} (\mathbf{V}\mathbf{S}\mathbf{U}^T)(\mathbf{U}\mathbf{S}\mathbf{V}^T) = \frac{1}{m-1} \mathbf{V}\mathbf{S}^2\mathbf{V}^T \quad (2.32)$$

Mínimos Quadrados Parciais Iterativos Não-Lineares

Outro método bastante difundido para obter os componentes principais é o Mínimos Quadrados Parciais Iterativos Não-Lineares, NIPALS. O algoritmo de-

termina cada componente principal sequencialmente, iniciando pelo primeiro, que é aquele que possui a maior variância. Diversos pacotes computacionais utilizam esse método, porque é capaz de lidar com grandes bases de dados que contêm dados faltantes e por ser capaz de extrair os componentes sequencialmente (DUNN, 2023).

Seja $\mathbf{X} = \mathbf{TP}^T$, onde as colunas de \mathbf{T} são os *escores* dos componentes principais e as linhas de \mathbf{P}^T os pesos, o algoritmo é inicializado no passo $h = 1$ com $\mathbf{X} = \mathbf{X}_h$. As etapas seguintes procedem na sequência (DUNN, 2023; WRIGHT, 2017):

1. Seja \mathbf{t}_h um vetor não-nulo com elementos aleatórios ou seja \mathbf{t}_h uma coluna qualquer de \mathbf{X}_h .
2. Calculam-se os pesos através da regressão: $\mathbf{p}_h = \frac{\mathbf{X}_h^T \mathbf{t}_h}{\mathbf{t}_h^T \mathbf{t}_h}$.
3. Os vetores \mathbf{p}_h são transformados em vetores unitários: $\mathbf{p}_h = \frac{\mathbf{p}_h}{\sqrt{\mathbf{p}_h^T \mathbf{p}_h}}$.
4. Os *escores* são computados: $\mathbf{t}_h = \frac{\mathbf{X}_h \mathbf{p}_h}{\mathbf{p}_h^T \mathbf{p}_h}$.

Os passos 3 e 4 são repetidos até convergência do h -ésimo componente \mathbf{t}_h . Após convergência de \mathbf{t}_h e \mathbf{p}_h , ambos são armazenados nas colunas de \mathbf{T} e \mathbf{P} , respectivamente. Vale citar que o processo é semelhante ao método de Gram-Schmidt de ortogonalização.

A matriz \mathbf{X} passa por uma etapa de deflação: $\mathbf{X}_{h+1} = \mathbf{X} - \mathbf{t}_h \mathbf{p}_h^T$; onde cada componente se torna ortogonal em relação aos outros e cada componente subsequente apenas enxerga a variação restante. O processo é semelhante ao método de Krylov. Após a deflação, repete-se o passo 1 para $h = h + 1$ (DUNN, 2023).

2.6.3 Aplicação da PCA na indústria

Nos últimos anos, métodos de estatística multivariável e de aprendizado de máquina têm sido cada vez mais estudados e praticados em monitoramento de processos industriais. Sistemas reais de grande escala e abundância de dados de processo são fatores que favorecem a aplicação dessas técnicas em comparação com métodos baseados em modelos teóricos rigorosos (QIN, 2012; SANSANA et al., 2021). Em geral, estatística multivariável tem sido utilizada na detecção e diagnóstico de falhas bem como monitoramento e controle da qualidade de produtos (QIN, 2012).

Dentre as primeiras publicações ao aplicar a PCA em variáveis de processo da indústria química, destaca-se a pesquisa efetuada por KRESTA et al. (1991) apud QIN (2012). Nesse trabalho, KRESTA et al. (1991) demonstraram como modelos de PCA e PLS podem ser utilizados para monitorar variáveis de processo de um reator de leito fluidizado e de uma coluna de destilação extrativa. O estudo concluiu que, apesar da maior complexidade em gerar telas de acompanhamento de processos com base em modelos multivariáveis, do ponto de vista do usuário final, a interpretação dos resultados permanece tão simples quanto a de modelos univariados.

Alguns outros trabalhos que aplicaram modelagem pela PCA na indústria são brevemente descritos a seguir.

THOMAS et al. (1996) desenvolveram modelos de PCA para analisar o histórico de dados de uma torre depropanizadora de uma unidade de FCC. O estudo mostrou ser possível aprofundar o entendimento sobre o processo, permitindo melhorias de longo prazo para a operação da planta.

ROTEM et al. (2000) estruturaram uma variação da PCA para monitorar e

detectar falhas em um compressor de eteno. Para processos com modelos fenomenológicos simples, a *Model-based PCA* (MBPCA) demonstrou ser uma abordagem mais apropriada que a PCA convencional para lidar com respostas transientes do processo.

ALGHAZZAWI and LENNOX (2008) estudaram uma série de variações da PCA para avaliar um processo complexo de refino de petróleo. O trabalho verificou que a técnica de PCA convencional não foi adequada para avaliar o sistema devido à característica dinâmica de algumas variáveis. No entanto, algumas variações da PCA foram capazes de modelar o processo, como a PCA Recursiva (RPCA).

KIRAN et al. (2012) utilizaram a PCA para implementar um monitoramento *online* de um reator que produz polímeros em diferentes *grades*. O objetivo era construir uma interface de simples usabilidade e que pudesse auxiliar na detecção de falhas no processo, minimizando o tempo de inatividade da planta para correção das falhas.

GENG et al. (2017) desenvolveram um trabalho sobre a eficiência energética de plantas produtoras de eteno. Os autores propuseram um algoritmo que integra a PCA com Redes de Função de Base Radial Nebulosa. Nesse estudo, a PCA é empregada para reduzir ruído e a dimensão dos dados a fim de diminuir o tempo de treinamento e erros durante o processo de modelagem. O modelo desenvolvido mostrou ser capaz de prever eficiências energéticas de plantas de diferentes tecnologias e, conseqüentemente, de guiar eficazmente a alocação de recursos para a produção de eteno.

TENG et al. (2019) efetuaram um estudo para otimizar um processo de re-refino de óleo com base nos dados operacionais da unidade. A PCA foi utilizada para extrair informações relevantes dos dados e priorizar as variáveis de processo que mostraram maior significância estatística. O trabalho resultou na redução de

emissões de gases de efeito estufa, no custo de energia e de utilidades bem como em uma maior qualidade do produto. As melhorias concentraram-se nas condições operacionais, dispensando a necessidade de investimento de capital.

2.7 Considerações finais da revisão bibliográfica

Ciclos de refrigeração em unidades petroquímicas são sistemas complexos e suas configurações são específicas para cada planta. Além da complexidade e da especificidade, o alto nível de integração energética com a unidade são fatores que dificultam a otimização desses sistemas, requerendo avaliações técnicas que examinem todo o ciclo.

O interesse pela otimização energética de projetos de ciclos de refrigeração vem crescendo com os anos. No entanto, como evidenciado na Seção 2.5.2, apenas três publicações foram citadas, pois são escassos os trabalhos que relatam implementações práticas bem sucedidas capazes de melhorar o desempenho energético de um refrigerador complexo em operação.

Portanto, visando iniciativas práticas, a PCA se mostra um método capaz de extrair informações relevantes do sistema avaliado, pois os ciclos de refrigeração de unidades petroquímicas são processos que operam predominantemente em regime permanente e que envolvem um considerável número de variáveis. Ao reduzir a dimensionalidade dos dados históricos, a PCA é capaz de fornecer uma ampla compreensão do comportamento energético do processo industrial que, em conjunto com o conhecimento fenomenológico sobre refrigeradores, pode direcionar ações operacionalmente viáveis.

Capítulo 3

Metodologia

3.1 Descrição do sistema industrial

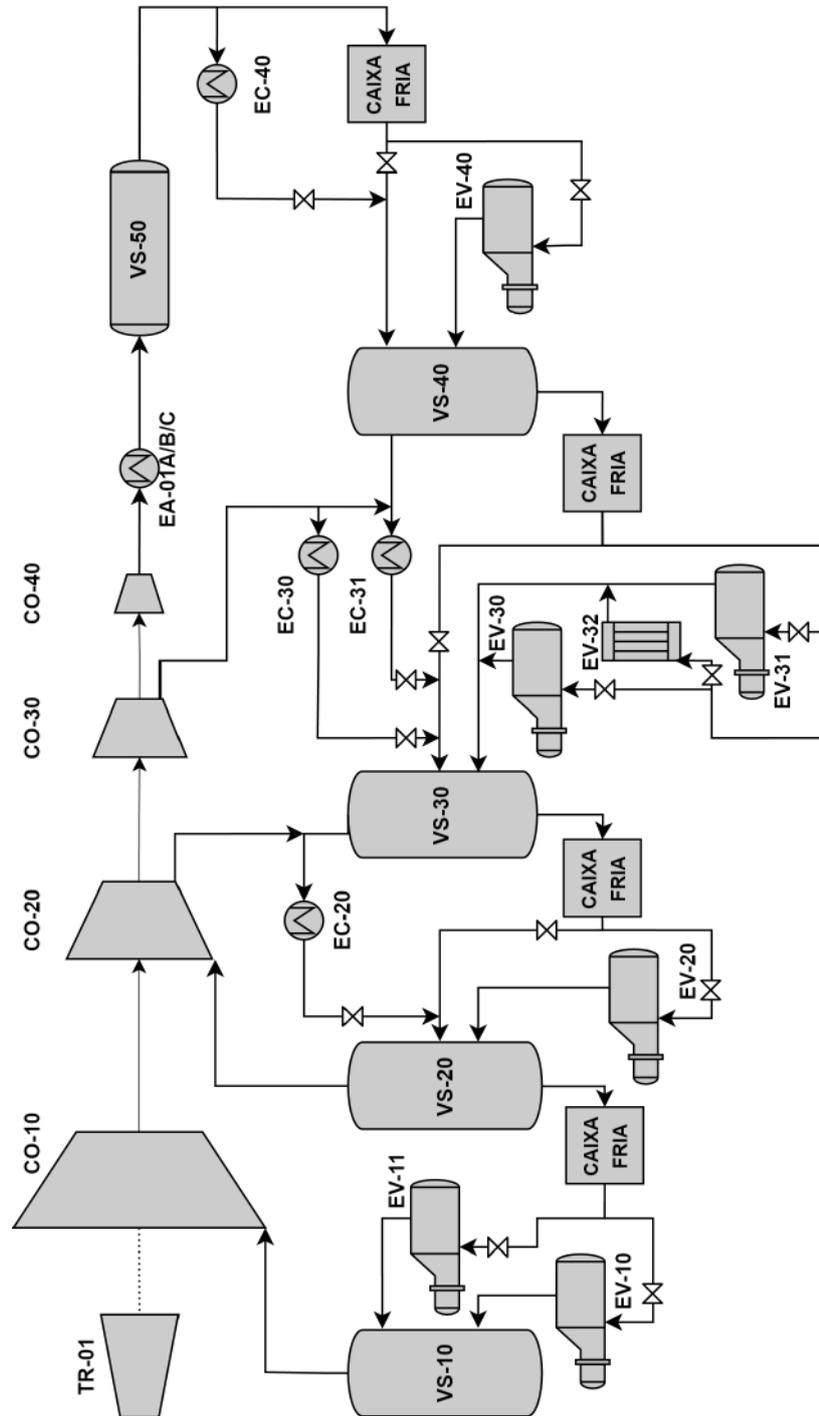
O sistema de refrigeração estudado integra um processo da unidade de produção de etileno no Rio de Janeiro. A Figura 3.1 representa o fluxograma de processo do ciclo de refrigeração de propeno grau polímero.

O ciclo fornece refrigeração em quatro níveis de temperatura: $-37,8^{\circ}\text{C}$, $-17,2^{\circ}\text{C}$, $-1,8^{\circ}\text{C}$ e $17,8^{\circ}\text{C}$ aos evaporadores. Os evaporadores também são denominados de “usuários” do ciclo. Baixas temperaturas são atingidas quando o propileno tem sua pressão reduzida ao passar pelas válvulas de expansão localizadas na entrada de cada evaporador. A abertura das válvulas é controlada pelo nível de líquido nesses trocadores.

O compressor centrífugo é constituído de quatro estágios (CO-10, CO-20, CO-30 e CO-40) e é movido por uma turbina de vapor de alta pressão (TR-01). A turbina possui extração de vapor de baixa pressão e exaustão de condensado.

O propeno em alta pressão na descarga do quarto estágio é resfriado, con-

Figura 3.1: Fluxograma do ciclo de refrigeração de propeno. Fonte: Elaboração própria.



densado e subresfriado com água em dois trocadores de calor em paralelo (EA-01A/B/C) dos três disponíveis. O propeno líquido é armazenado no vaso receptor VS-50 e posteriormente distribuído aos usuários. Os vasos VS-10 a VS-40 separam propeno líquido do vapor, evitando passagem de líquido para a sucção das máquinas. A caixa fria e o economizador EC-40 subresfriam o propeno líquido. Os economizadores EC-20, EC-30 e EC-31 condensam o propeno vapor.

3.2 Aquisição de dados e análise estatística

A avaliação estatística do trabalho foi realizada no *software Aspen ProMV V12™* da *Aspentech™* e a técnica empregada foi a Análise de Componentes Principais, PCA. O *Aspen ProMV™* utiliza um algoritmo baseado no NIPALS para obter os componentes principais. O *software* padroniza os dados e permite associar conjuntos de variáveis, chamados de blocos, a pesos diferentes.

Denomina-se KPI a variável principal do estudo, da qual se deseja obter informações relevantes para aumentar a eficiência energética do ciclo de refrigeração. Nesse contexto, o KPI foi isolado em um único bloco e as demais variáveis foram alocadas em um segundo bloco. Conseqüentemente, o KPI adquiriu um peso consideravelmente maior tornando-se o principal fator para o agrupamento dos dados. Com essa abordagem, foi possível direcionar a avaliação estatística para examinar variáveis que mais se correlacionassem com o KPI.

Os dados do estudo foram coletados através do utilitário *PI DataLink* que acessa dados do *PI System* da unidade industrial e os registra diretamente em uma planilha *Microsoft Excel™*. O intervalo histórico de dados se estendeu desde o início da atual campanha da planta, em 01/10/2017, até 05/10/2022. A amostragem foi realizada em intervalos de 1 hora. Os termos “amostra” e “observação”

serão utilizados indistintamente ao longo do texto e representam um conjunto de medições em um dado instante de tempo.

O escopo do trabalho se restringiu a variáveis de processo, isto é, não foram consideradas variáveis mecânicas ou elétricas. A aquisição, portanto, compreendeu dados de temperatura, pressão e vazão do fluido refrigerante no compressor e nos usuários, aberturas de válvulas de *anti-surge*, níveis de líquido nos evaporadores, dados de processo da turbina e informações de algumas correntes importantes fora do sistema de refrigeração.

Alguns dados não foram obtidos diretamente da coleta e precisaram ser determinados através de cálculos. Para cada observação, por exemplo, a potência da turbina foi definida por um balanço de massa e energia entre o vapor de alta pressão admitido, o vapor de baixa pressão extraído e o condensado do vapor de exausto. Propriedades termodinâmicas para o vapor foram adquiridas através da formulação presente no padrão industrial IAPWS-IF97. A razão de compressão de cada estágio do compressor e o consumo energético específico também foram variáveis que precisaram ser calculadas.

Após a coleta dos dados brutos e a realização dos cálculos necessários, foi realizado um pré-tratamento filtrando momentos históricos onde o sistema de refrigeração e a planta se encontravam em regime transiente ou quando operavam em condições pouco recorrentes. Essas amostras foram expurgadas da base de dados antes de ter sido importada ao *Aspen ProMV V12™*. Após o pré-tratamento, a base de dados totalizava 43.391 observações e 158 variáveis.

Já no *Aspen ProMV™*, *outliers* foram examinados através das métricas Hotelling's T^2 (HT2) e Erro de Predição Quadrático (SPE). Ambas são definidas, respectivamente, pela Equação 3.1 e Equação 3.2. Amostras com elevado HT2 e/ou SPE foram analisadas e removidas dos dados caso confirmada a inconsistên-

cia fenomenológica com as demais observações.

$$T_i^2 = \sum_{a=1}^{a=K} \left(\frac{t_{i,a}}{\sigma_a} \right)^2 \quad (3.1)$$

$$SPE_i = \sqrt{\mathbf{e}_{i,K}^T \mathbf{e}_{i,K}} \quad (3.2)$$

Pode-se simplificar o modelo PCA na forma $\mathbf{X} = \mathbf{X}_K + \mathbf{E}_K$, onde \mathbf{X} é a base de dados padronizada, \mathbf{X}_K é o modelo reduzido com K componentes principais e \mathbf{E}_K a matriz residual. Seja então $\mathbf{e}_{i,K}$ o vetor residual da observação i a partir de K componentes principais, o SPE é uma grandeza escalar definida para a amostra i como na Equação 3.2.

Já o HT2 para a i -ésima observação resume os escores dos K primeiros componentes e é definido pela Equação 3.1, onde σ_a^2 é a variância do componente a .

A variável KPI foi definida como o consumo energético específico do sistema de refrigeração, isto é, o quociente entre a potência real requerida da turbina e a vazão de propeno refrigerante que circula no ciclo. O coeficiente de desempenho ω não foi considerado na avaliação devido à ausência de medições que permitiriam calcular adequadamente o calor trocado nos diversos usuários de propeno refrigerante. A potência real também não foi utilizada como variável chave porque sua magnitude depende principalmente da carga processada na planta de eteno e, por isso, seria um indicador que não representaria apropriadamente a eficiência energética. A definição da variável KPI será explorada com mais detalhe na Seção 3.3.

Portanto, a modelagem compreendeu à análise estatística por PCA avaliando quais variáveis mais se correlacionavam com o KPI. Em particular, foram verificadas quais variáveis de processo melhor explicavam a diferença entre observações

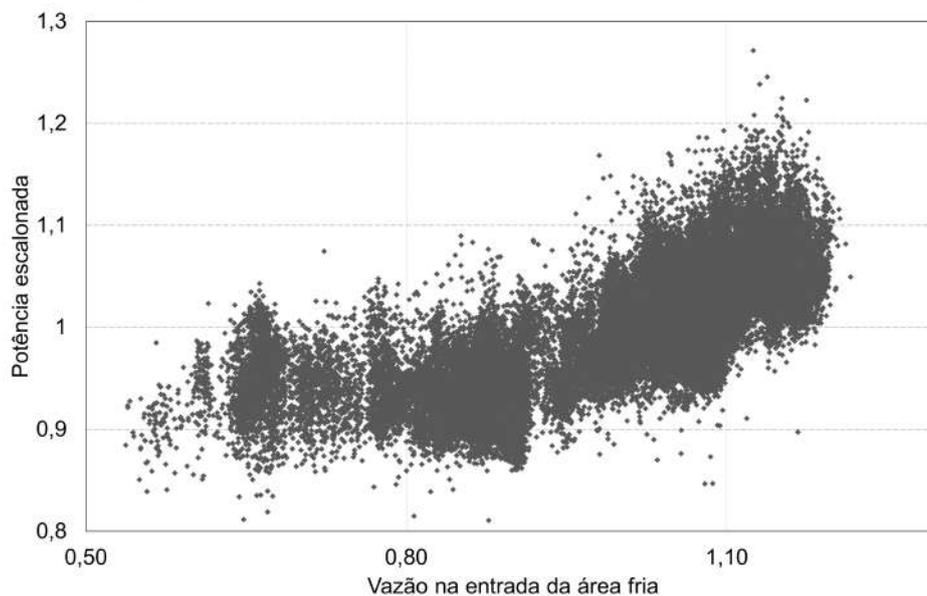
com consumos energéticos específicos mais elevados em contraste com as amostras contendo os menores consumos.

3.3 Definição do KPI

A Figura 3.2 ilustra o comportamento da potência real requerida pela compressão em função da vazão de produtos e subprodutos que alimentam a área fria. A vazão na entrada da área fria (VAF) foi adotada como um indicador para representar a magnitude da carga processada na planta permitindo caracterizar o quanto da capacidade de refrigeração do ciclo de propeno é requisitado em cada observação.

Os gráficos apresentados nesta seção estão escalonados, isto é, os eixos representam o quociente entre os dados reais e a média histórica.

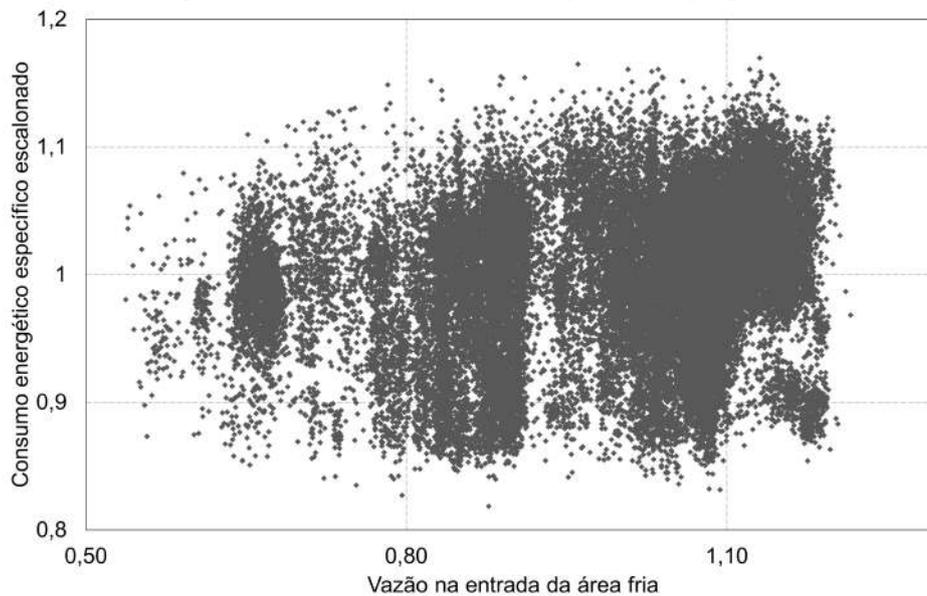
Figura 3.2: Comportamento da potência requerida na turbina em relação à carga processada na planta.



Pela Figura 3.2 pode-se perceber por que a potência não é utilizada como KPI. A potência é fortemente associada à quantidade de matéria-prima que é processada na planta e, por isso, caso tivesse sido definida como KPI na avaliação, as correlações obtidas não representariam a eficiência energética do ciclo. Do ponto de vista prático, buscar operar com potências menores equivale a restringir a análise apenas para momentos em que a unidade processa menos carga. Assim, fez-se necessário definir um KPI que fosse adequado a todo o espectro de carga, representando de modo mais apropriado a eficiência energética do sistema e a realidade operacional.

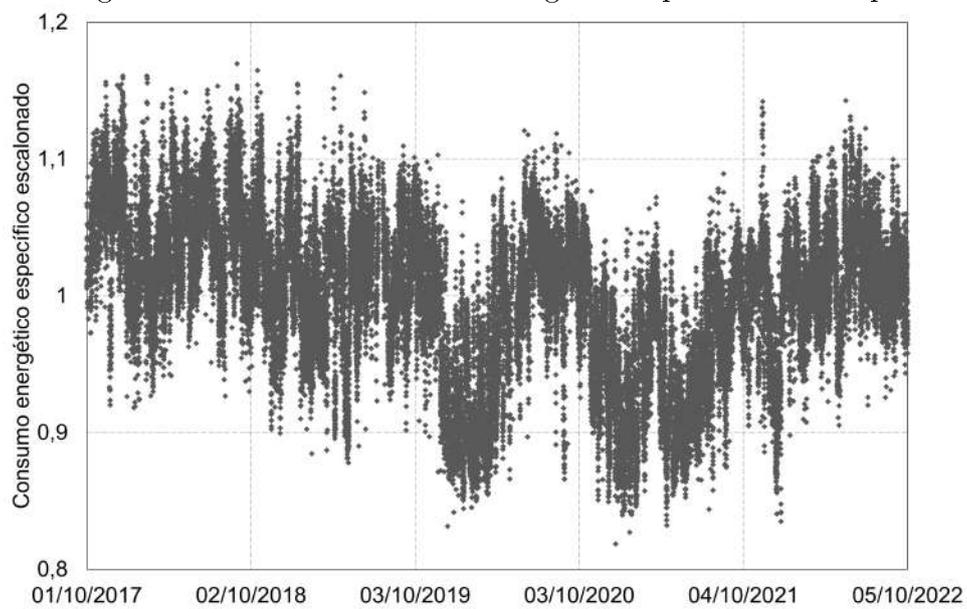
O KPI é o consumo energético específico do compressor que é definido pelo quociente entre a potência requerida na turbina e a vazão mássica de propeno comprimido. Pela Figura 3.3, pode-se perceber que esta variável é mais adequada para avaliar o sistema, pois as amostras se distribuem de modo mais uniforme ao redor da média e, portanto, sendo mais independente da vazão na entrada da área fria.

Figura 3.3: Comportamento do KPI em relação à carga processada na planta.



A Figura 3.4 ilustra o comportamento do consumo energético específico na base de dados.

Figura 3.4: Perfil do consumo energético específico no tempo.



Capítulo 4

Resultados e Discussão

Neste capítulo serão apresentados os resultados da avaliação estatística realizada através da Análise de Componentes Principais do sistema de refrigeração. Devido à existência de informações confidenciais de indústria, algumas variáveis estratégicas não terão sua grandeza física indicada e seus valores reais foram omitidos. Por esse motivo, os valores exibidos nos gráficos deste capítulo, assim como no capítulo anterior, se referem ao quociente entre os dados reais e a média histórica. Como a PCA é uma técnica que avalia uma base de dados padronizada, essa abordagem não afeta na apresentação dos resultados nem as conclusões atingidas.

Ao término da etapa de tratamento dos dados no *Aspen ProMV™*, a matriz final continha 41.507 observações históricas da qual foi consolidado o modelo estatístico cujos resultados obtidos são apresentados e discutidos nas seções seguintes.

4.1 Análise de Componentes Principais

4.1.1 Contribuição das principais variáveis

Na avaliação estatística por PCA, foram utilizados 6 componentes principais que explicavam cumulativamente 66,9% da variabilidade dos dados originais. O sétimo componente principal contribuía apenas com 2,1%. Dessa forma, ao restringir o número de componentes principais evitou-se aumentar a contribuição de dados contendo muito ruído para o ajuste do modelo estatístico. Como citado na Seção 2.6.1, não existe uma regra formal para definir esse número, então foram retidos apenas 6 componentes, pois, além dos dados descreverem um processo industrial complexo de difícil convergência, a contribuição relativa do sétimo componente é consideravelmente baixa e representa principalmente ruído dos dados.

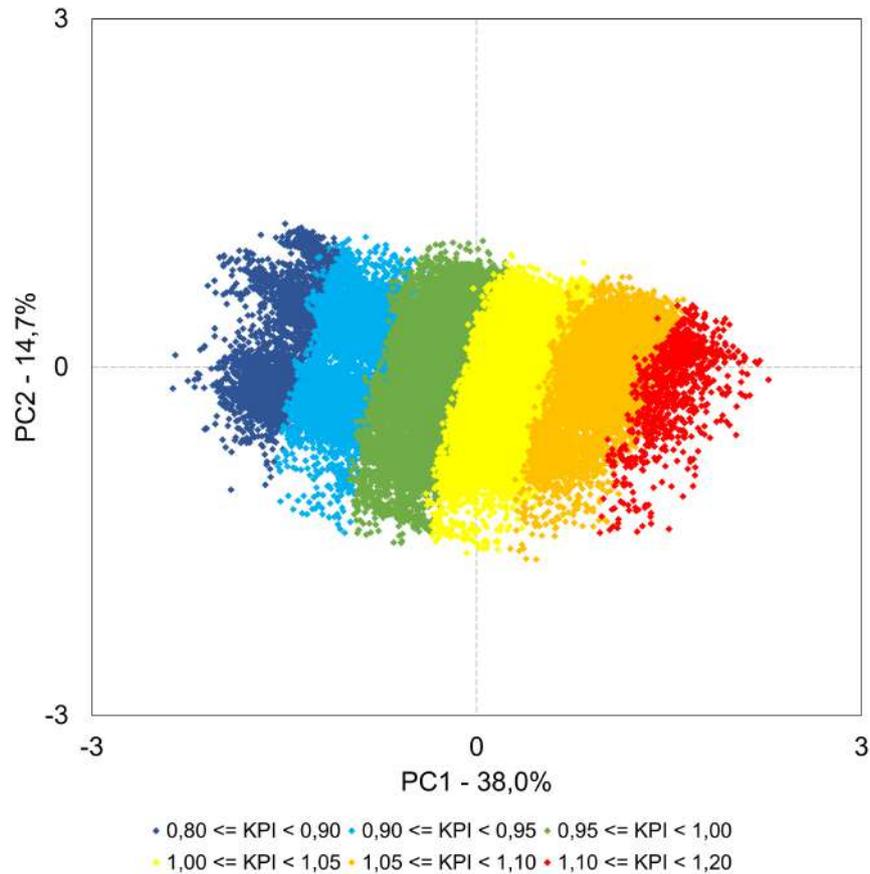
Os *escores* obtidos da PCA para o primeiro e para o segundo componente principal são mostrados na figura 4.1, onde cada ponto representa uma amostra no tempo. O primeiro componente principal explica 38,0% da variabilidade dos dados originais e o segundo componente 14,7 %. Como o KPI foi isolado em um único bloco no *Aspen ProMV™*, pode-se observar que o gráfico obtido está agrupado em função do consumo energético específico. Utilizando o modelo estatístico obtido, foi possível analisar quais variáveis melhor se correlacionam com o KPI.

Com base nos *escores* dos componentes principais e nos pesos para cada variável, foi possível identificar quais variáveis do modelo melhor explicavam a distinção entre as amostras contendo alto consumo energético específico e aquelas contendo baixo consumo. A Tabela 4.1 resume as cinco variáveis de processo que mais se correlacionavam com elevados valores de KPI. Não foram exibidas na tabela as variáveis utilizadas diretamente no cálculo do KPI, como a potência e a vazão de propeno comprimida, pois, evidentemente, estas variáveis possuem correlação com

o consumo energético e não contribuem para a avaliação com informação adicional.

Pela Tabela 4.1, é nítido que as variáveis mais importantes para explicar a variabilidade do consumo energético específico do sistema no período estudado estão associadas diretamente ao compressor centrífugo.

Figura 4.1: *Escores* do primeiro e do segundo componentes no modelo estatístico.



A Análise de Componentes Principais é uma técnica que permite extrair informações relevantes de uma base de dados, porém não a compete discernir relações de causalidade. Isso fica mais evidente quando se examina um sistema altamente complexo e fechado como no caso de um ciclo de refrigeração industrial multiestágio. Nessa situação, a avaliação fenomenológica dos resultados é fundamental para elucidar relações de causa-efeito.

Todas as variáveis que correlacionam positivamente com o KPI da Tabela 4.1 também estão correlacionadas entre si. A razão de compressão do quarto estágio é o quociente entre as pressões de descarga do quarto e do terceiro estágio. A vazão da descarga do terceiro estágio depende de como a pressão está distribuída nas saídas da máquina. Se a pressão de descarga do quarto estágio está mais elevada, cria-se uma maior resistência ao escoamento que desvia parte do propeno comprimido para a descarga do terceiro estágio. A temperatura de descarga mais elevada também é uma consequência de uma maior razão de compressão como pode ser revisto na Equação 2.22. A vazão de eteno comercializado influencia na pressão do terceiro estágio, pois essa corrente é o fluido frio do economizador EC-31. Assim, quanto maior essa vazão, maior a taxa de condensação de propeno e, portanto, menor a pressão no estágio. Como consequência, a vazão de descarga do terceiro estágio é maior devido à maior demanda de vapor, efeito da menor pressão. Além disso, é importante notar que a pressão de descarga do terceiro estágio também aparece na Tabela 4.1 pelos motivos mencionados.

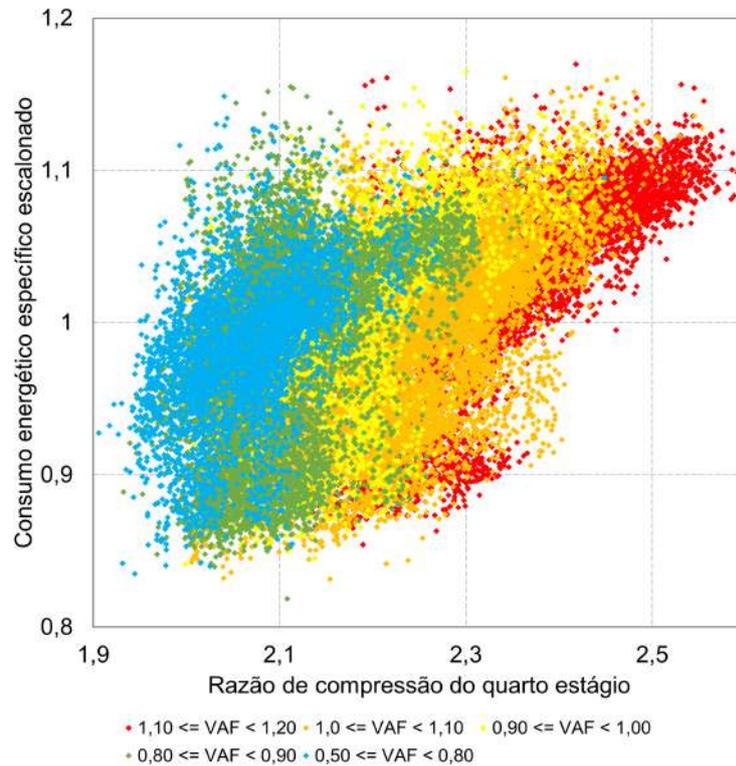
Tabela 4.1: Variáveis que melhor diferenciam amostras com os valores de KPI mais baixos das amostras com os valores mais elevados, em ordem decrescente de relevância.

Correlação positiva com o KPI	Correlação negativa com o KPI
Razão de compressão do quarto estágio	Pressão de descarga do terceiro estágio
Vazão de descarga do terceiro estágio	Pressão de descarga do segundo estágio
Pressão de descarga do quarto estágio	Pressão de sucção do segundo estágio
Vazão de eteno comercializado	Pressão de sucção do primeiro estágio
Temperatura de descarga do quarto estágio	Temperatura de propeno do vaso VS-40

A Figura 4.2 ilustra o comportamento do consumo energético específico em relação à razão de compressão do quarto estágio. Verifica-se que com uma maior carga processada na planta o sistema de refrigeração é mais requisitado e tende a experimentar razões de compressão mais elevadas. Pelo histórico, nota-se imediatamente que não foi possível atingir os consumos específicos de energia mais baixos

quando o compressor operava com uma razão de compressor superior a 2,41. Além disso, mostra-se ser possível operar em razões de compressão mais baixas mesmo quando a planta opera com cargas elevadas.

Figura 4.2: Comportamento do consumo energético específico em relação à razão de compressão do quarto estágio e a carga processada na planta.

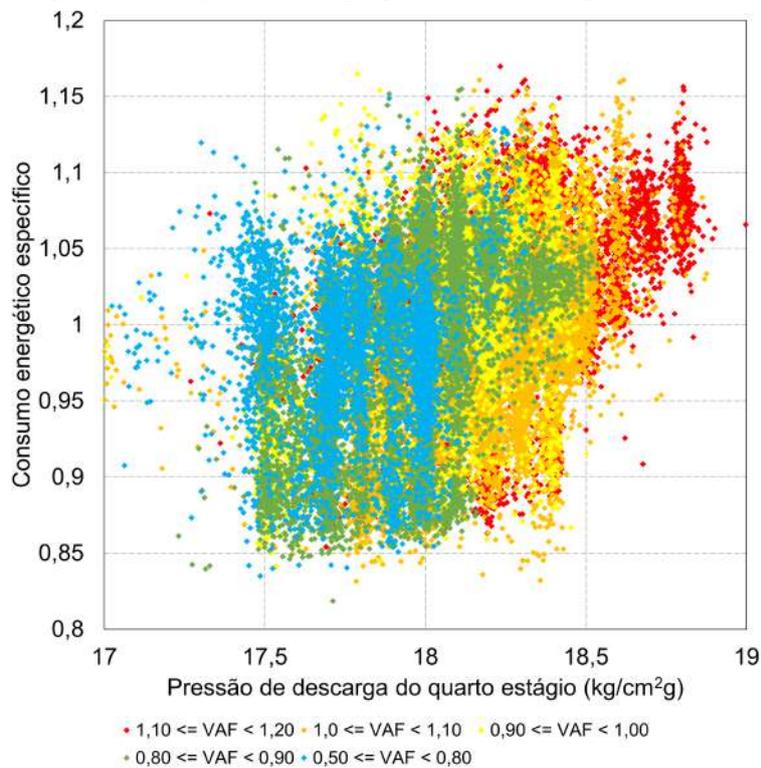


De acordo com a Figura 4.3, a pressão da descarga do compressor segue o mesmo comportamento que a razão de compressão do quarto estágio, conforme esperado. Por se tratar de uma variável manipulada, compreender os motivos pelos quais ela costuma ser mantida em patamares mais elevados no histórico é um fator importante na avaliação. Dessa forma, reduzir o *setpoint* deste parâmetro representa uma oportunidade para a melhoria da eficiência energética do sistema. A Seção 4.2 irá abordar este tópico com mais detalhe.

Já em relação às demais variáveis na segunda coluna da Tabela 4.1, ocorre

uma situação similar com o que foi apresentado anteriormente. A pressão de descarga do segundo estágio e as pressões de sucção do primeiro e segundo estágios estão correlacionadas entre si. A rotação da máquina é controlada pela pressão de sucção do primeiro estágio, portanto, quanto menor a pressão de sucção no primeiro estágio, maior a rotação. Como consequência disso, a pressão de sucção do segundo estágio também será menor e a pressão de descarga do segundo estágio maior. A Figura 4.4 ilustra a relação entre a pressão de sucção do segundo estágio e o KPI para diferentes faixas de carga.

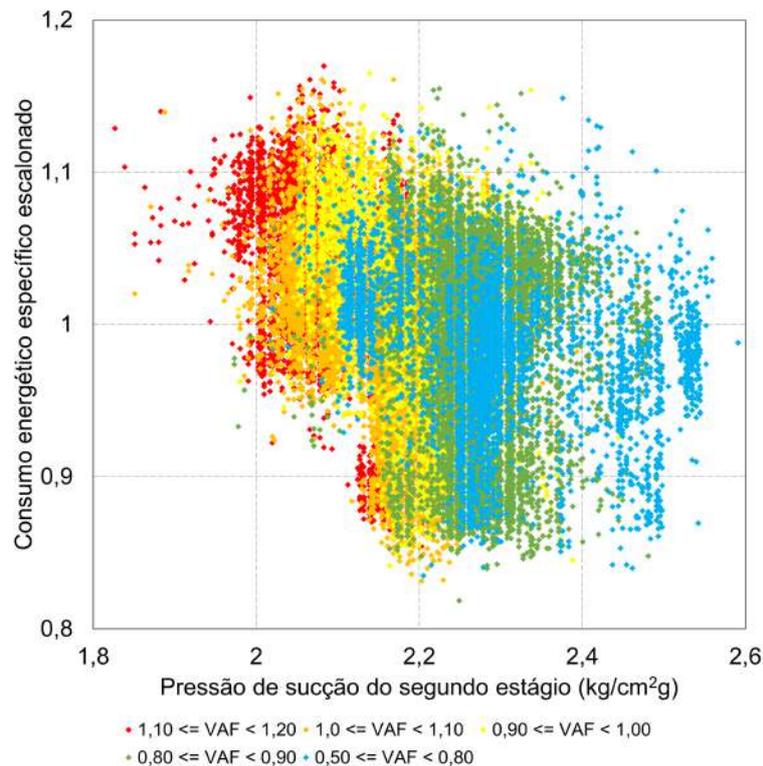
Figura 4.3: Comportamento do consumo energético específico em relação à pressão de descarga do quarto estágio e a carga processada na planta.



Apesar da maior relevância física da pressão de sucção do primeiro estágio em relação ao segundo para o consumo energético, a PCA mostrou que a pressão do segundo estágio possui maior contribuição devido à sua maior variabilidade

na base de dados. A Figura 4.5 ilustra a relação entre a pressão de sucção do primeiro estágio e o KPI para diferentes faixas de carga. Fica evidente que para pressões abaixo de $1,45\text{kg/cm}^2\text{a}$ não foi possível atingir os patamares mais baixos de consumo energético específico.

Figura 4.4: Comportamento do consumo energético específico em relação à pressão de sucção do segundo estágio e a carga processada na planta.

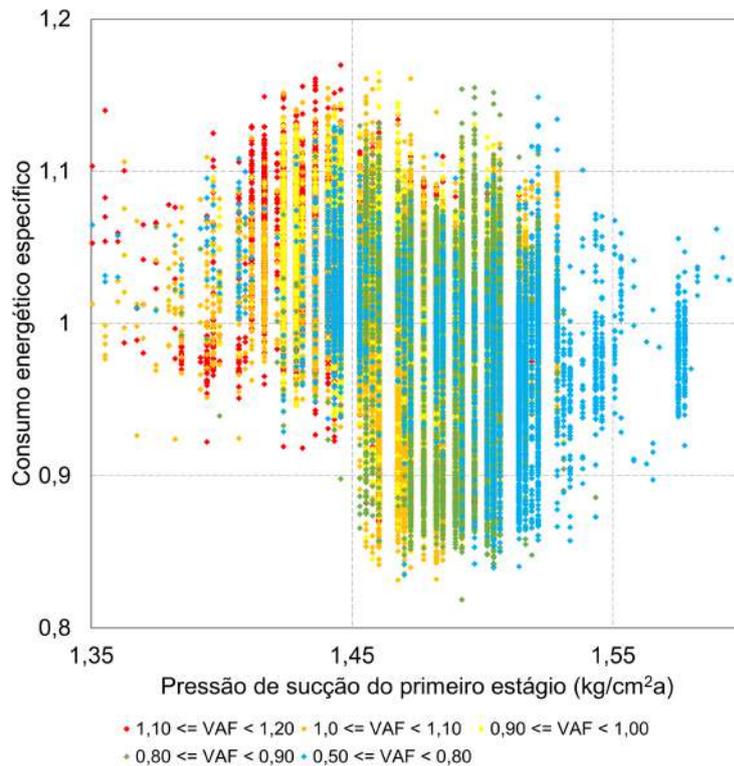


Em um ciclo de refrigeração, a pressão de sucção e a temperatura de sucção estão relacionadas entre si devido ao equilíbrio de fases nos evaporadores. Se um usuário necessita de mais refrigeração, pode-se reduzir a pressão de sucção para diminuir a temperatura que o refrigerante vaporiza nos usuários. No entanto, esta manobra causa o aumento de rotação do compressor e, conseqüentemente, maior consumo de energia.

O evaporador EV-11 é um dos maiores trocadores de calor da planta e é res-

ponsável pela condensação de eteno produto na torre fracionadora de eteno. Esse permutador necessita de grande parte da capacidade de refrigeração do ciclo e, por isso, a pressão de sucção do compressor está diretamente relacionada à demanda da fracionadora de eteno. Diferente da pressão de descarga do quarto estágio, não foram observadas ações imediatas para tentar trabalhar com pressões mais elevadas na sucção devido a limitações nesse sistema e por se tratar de uma etapa do processo que é crítica para a planta. Apesar de representar ganhos significativos na eficiência energética do ciclo, uma análise mais aprofundada é necessária requerendo verificações de campo no trocador e na torre e que vão além do escopo desse trabalho.

Figura 4.5: Comportamento do consumo energético específico em relação à pressão de sucção do primeiro estágio e a carga processada na planta.

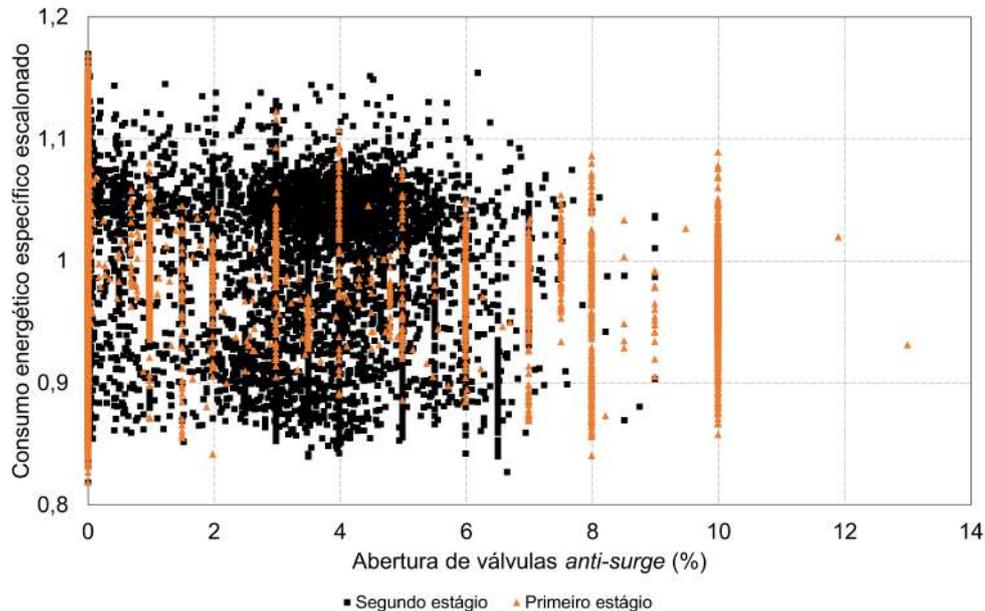


4.1.2 Outras avaliações

Devido ao conhecimento fenomenológico do sistema, alguns outros parâmetros de processo também foram avaliados quanto ao seu comportamento em relação ao KPI, embora não tenham sido apontados pela PCA como principais contribuintes.

A Figura 4.6 ilustra o comportamento da atuação do controle *anti-surge* em relação ao KPI. Pode-se observar que não houve correlação direta entre a atuação desse sistema e o consumo energético específico. No entanto, cabe ressaltar que o KPI adotado não leva em consideração o propeno que foi desviado da descarga para as sucções, pois considera apenas o que foi comprimido. Sendo assim, avaliar o consumo energético específico, da forma como elaborado, não é suficiente para concluir que a atuação desse controle não influenciou na eficiência energética do sistema como um todo.

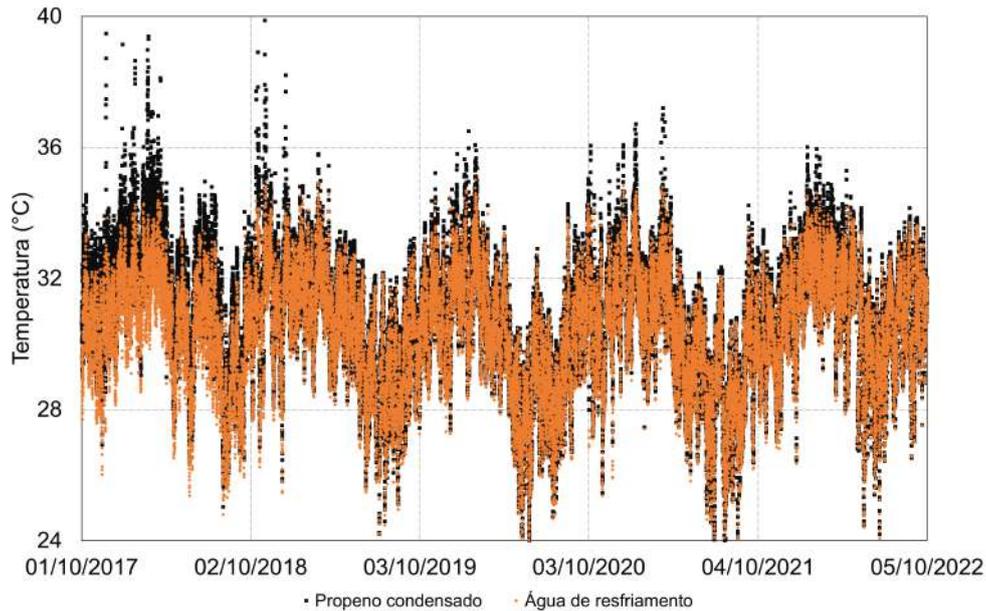
Figura 4.6: Influência da atuação do controle *anti-surge* no consumo energético específico.



Além do controle *anti-surge*, foi verificado o desempenho dos condensadores

de propeno. Na figura 4.7, pode-se visualizar o perfil de temperatura de propeno líquido subresfriado na saída dos condensadores EA-01 e a temperatura de água de resfriamento na entrada pelo lado dos tubos. A temperatura de saturação esperada nesse ponto é de 43,5 °C. Nota-se que a temperatura do refrigerante subresfriado acompanha o mesmo perfil da temperatura de água de resfriamento, ou seja, o *approach* varia por volta de 0,2 a 0,6 °C em todo o histórico de dados. Portanto, os condensadores fornecem a máxima capacidade de subresfriamento de propeno e a oportunidade de melhoria associada é na redução da pressão de descarga da máquina. Define-se *approach* de temperatura a diferença entre a temperatura de saída do fluido quente e a temperatura de entrada do fluido frio em um trocador de calor.

Figura 4.7: Perfil de temperatura dos fluidos na etapa de condensação.



Em relação à influência dos economizadores EC-20 e EC-40, a vazão de propeno que os alimenta pode ser manipulada. Contudo, o fluxo mássico permaneceu com pouca variação em todo histórico de dados, dificultando a avaliação estatística.

Os economizadores EC-30, EC-31 e a caixa fria estão diretamente associados à condição de carga da planta e, por isso, é complexo determinar sua contribuição e avaliar que parâmetros operacionais poderiam ser otimizados.

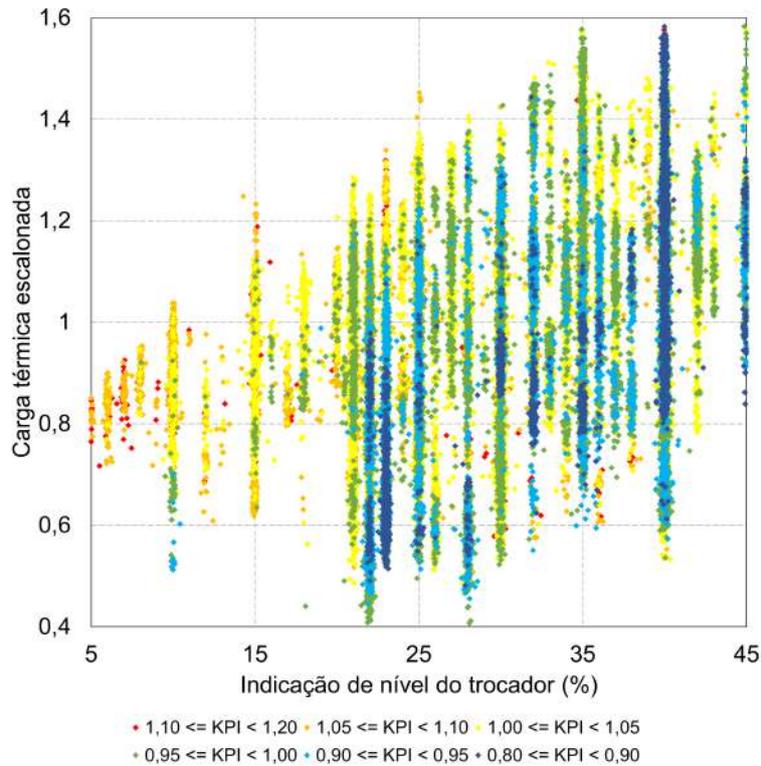
Caso algum evaporador esteja com nível de refrigerante líquido baixo no casco, causando exposição dos tubos ao vapor, a área de troca térmica acima da superfície do líquido será utilizada para superaquecer o vapor gerado. Isso reduz a densidade do gás na sucção da máquina e diminui a capacidade de refrigeração no próprio equipamento. A Figura 4.8 ilustra como o nível de propeno líquido no evaporador EV-40 influencia na carga térmica no equipamento. Pode-se observar também que indicações de nível maiores se correlacionam melhor com o KPI. Entretanto, determinar o nível ótimo em cada evaporador para cada condição de carga da planta exige um trabalho de campo para verificar tomadas dos instrumentos em conjunto com um levantamento das limitações físicas dos equipamentos.

4.2 Teste de redução da pressão de descarga

A Análise de Componentes Principais mostrou que um dos contribuintes mais relevante para altos consumos energéticos específicos é a razão de compressão do quarto estágio. Tendo em vista, portanto, a oportunidade de ganhos na eficiência energética do ciclo de refrigeração de propeno através da redução de pressão de descarga do quarto estágio, foi planejado um teste em planta para verificar a influência deste parâmetro no KPI.

Foi relatado que a pressão de descarga da máquina era mantida em patamares acima do projeto para reduzir limitações no refervimento da fracionadora de eteno, realizado pelo trocador EC-20, que recebe propeno vapor na descarga do segundo estágio da máquina. Sendo assim, o objetivo do teste não foi somente ratificar

Figura 4.8: Relação entre o nível de líquido no evaporador EV-40 e a carga térmica.



o impacto no consumo energético específico, mas também verificar até que ponto poderia se trabalhar com pressões mais baixas sem causar distúrbios na operação da fracionadora de eteno.

Devido à complexidade do sistema de refrigeração, o teste consistia de algumas premissas para evitar que outras perturbações do processo ocultassem a influência do KPI. O principal requisito é a unidade estar operando em regime permanente. Então, a vazão na entrada da área fria e a pressão de sucção da máquina deveriam permanecer aproximadamente constantes durante todo o período de teste. Além disso, antes do teste iniciar, o fundo da fracionadora de eteno precisaria estar especificado em relação à composição de eteno e o retervedor EC-20 não deveria apresentar limitação na posição da válvula de admissão de propeno vapor. A temperatura de propeno condensado não deveria ultrapassar $38,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e caso isso

ocorresse durante o teste, o mesmo deveria ser interrompido. Ao sinal de qualquer dificuldade na especificação do topo e do fundo da fracionadora de eteno, foi orientado que o teste também deveria ser imediatamente interrompido.

Obedecidas as premissas, o teste teve início no dia 09/05/2023 às 12h:00 com a pressão de descarga do compressor sendo reduzida em degraus de $0,050 \text{ kg/cm}^2$ a cada três horas até atingir o patamar de $18,0 \text{ kg/cm}^2$. O teste foi finalizado quando a planta experimentou alteração no perfil de consumo de matéria-prima, entrando em um estado transiente e afetando a avaliação dos resultados. O término ocorreu no dia 10/05/2023 às 07h:20.

A Figura 4.9 mostra a perfil do consumo energético específico antes, durante e após o teste. Pode-se observar a tendência de redução ao passo que também se reduz a pressão de descarga, como esperado. A menor pressão na descarga representa um sistema com menor resistência e, portanto, menor *head* politrópico desenvolvido. Foi observado um potencial de redução de até 3,1 % do consumo energético específico quando comparado aos períodos antes do teste e posterior ao teste.

Na Figura 4.10 é possível perceber que a manobra operacional não causou impacto na obtenção de propeno subresfriado. De fato, o comportamento observado seguiu conforme o que se era esperado como foi visto na Figura 4.7, isto é, com baixo *approach* de temperatura.

Além disso, a vazão de propeno refrigerante para o refeedor EC-20 permaneceu em um mesmo patamar durante todo o teste. A abertura da válvula correspondente também não apresentou limitação. O perfil de eteno no prato de controle e no fundo da fracionadora de eteno pode ser visualizado na Figura 4.11. Pode-se observar que seu comportamento corresponde a oscilações naturais de processo e sem tendência de sair da especificação.

Figura 4.9: Tendência de redução do consumo energético específico durante o período de teste ocorrido nos dias 09/05/2023 e 10/05/2023.

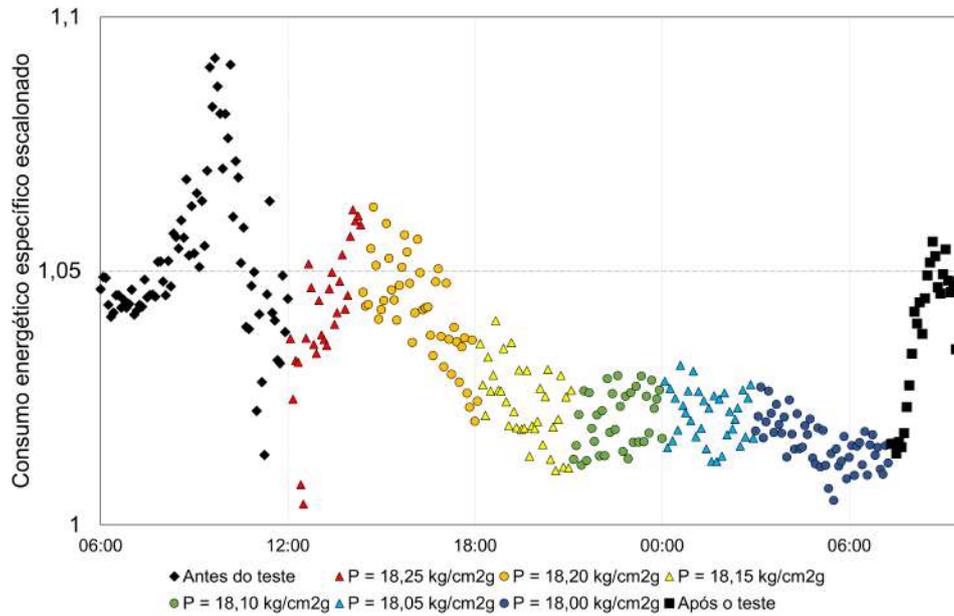


Figura 4.10: Comportamento do *approach* de temperatura nos condensadores de propeno refrigerante durante o período de teste ocorrido nos dias 09/05/2023 e 10/05/2023.

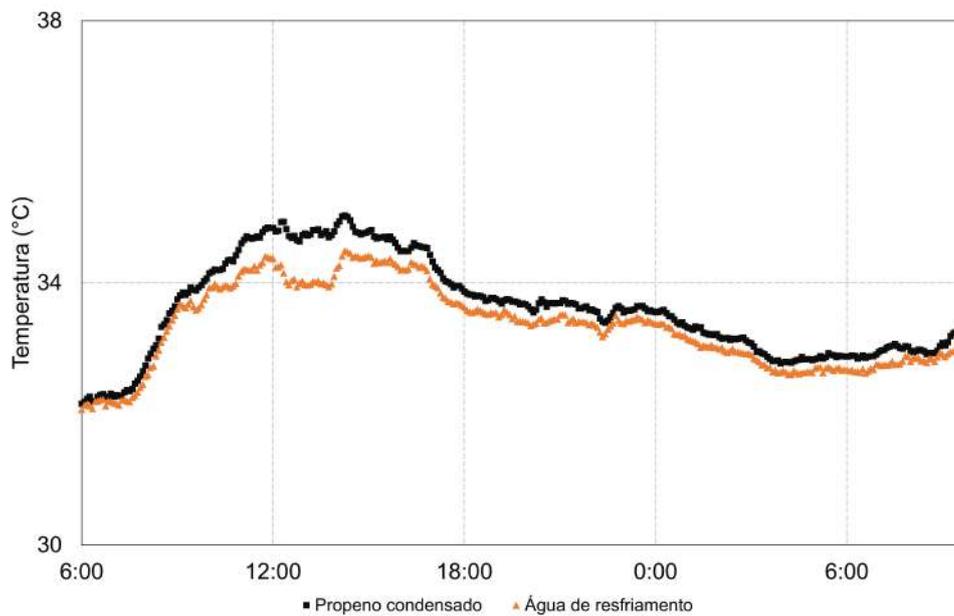
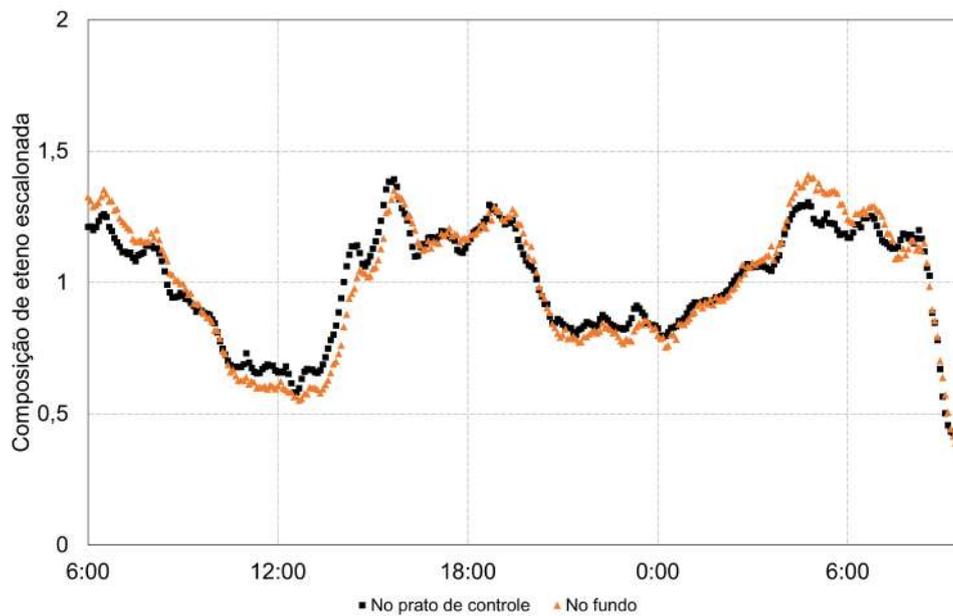


Figura 4.11: Comportamento da composição de eteno na fracionadora de eteno durante o período de teste ocorrido nos dias 09/05/2023 e 10/05/2023.



Capítulo 5

Considerações finais

Nos dias atuais, a busca por maiores eficiências energéticas em processos industriais não se restringe à redução de gastos. O compromisso com a redução de emissão de gases de efeito estufa é vital para a prosperidade do negócio e tem sido foco de discussões em diversos setores produtivos.

A análise estatística proposta visou compreender o comportamento do sistema estudado frente às variações e necessidades do processo com o objetivo de encontrar iniciativas que possam melhorar o desempenho do ciclo de refrigeração que sejam operacionalmente viáveis a curto e médio prazo, dispensando a necessidade de investimento de capital.

O presente trabalho mostrou que a Análise de Componentes Principais, aliada ao conhecimento fenomenológico do processo, pode elucidar quais os principais parâmetros físicos que influenciam no consumo energético específico do sistema a partir de um histórico de dados.

A avaliação efetuada constatou que os contribuintes majoritários estão todos associados às condições operacionais do compressor. Devido à complexidade do

ciclo, flutuações nos patamares de pressão na sucção e na descarga foram observados. Em particular, a redução da pressão de descarga foi percebida como uma oportunidade e confirmada através de um teste realizado em planta sob condições controladas. O teste resultou em um potencial de redução de até 3,1% no consumo energético específico.

Outras oportunidades que apresentassem implementações operacionais simples e que não estivessem associadas ao compressor não puderam ser determinadas a partir da PCA, uma vez que esse método é limitado a elucidar as correlações entre as variáveis em um período analisado, não sendo capaz de capturar efeitos de causalidade. Isso mostra uma desvantagem da técnica empregada, pois o projeto desenvolvido possui caráter essencialmente prático. Contudo, é possível aproveitar o modelo de dimensão reduzida gerado pelo método estatístico para direcionar futuras avaliações.

Com base no que foi discutido ao longo do trabalho, são sugeridos para trabalhos futuros:

- Aproveitar o modelo com dimensão reduzida para aplicar algoritmos de predição e/ou otimização a fim de encontrar os pontos operacionais ideais do compressor para diferentes faixas de carga da planta.
- Determinar a pressão de sucção mais elevada em que é possível trabalhar sem causar distúrbios operacionais e dificuldades de especificação da fracionadora de eteno.
- Realizar estudo termodinâmico dos economizadores e dos principais evaporadores para analisar possíveis melhorias na troca térmica. Algumas dessas melhorias podem incluir desde a necessidade de limpeza do equipamento até ajustes operacionais mais simples como no nível do líquido no casco.

Bibliografia

- ALBUSAIIDI, W. and PILIDIS, P. (2015). An iterative method to derive the equivalent centrifugal compressor performance at various operating conditions: Part i: Modelling of suction parameters impact. *Energies*, 8(8):8497–8515.
- ALGHAZZAWI, A. and LENNOX, B. (2008). Monitoring a complex refining process using multivariate statistics. *Control Engineering Practice*, 16(3):294–307.
- ALLEN, S. K., PLATTNER, G.-K., NAUELS, A., XIA, Y., and STOCKER, T. F. (2014). Climate change 2013: The physical science basis. an overview of the working group 1 contribution to the fifth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. In *EGU General Assembly Conference Abstracts*, page 3544.
- AMARAL, F. F. (2019). Avaliação exergética de um ciclo de refrigeração de etileno, aplicada a uma metodologia para o acompanhamento de processos. Master’s thesis, Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu do Centro Universitário SENAI CIMATEC.
- AMGHIZAR, I., DEDEYNE, J. N., BROWN, D. J., MARIN, G. B., and VAN GEEM, K. M. (2020). Sustainable innovations in steam cracking: Co2 neutral olefin production. *React. Chem. Eng.*, 5:239–257.

- AMGHIZAR, I., VANDEWALLE, L. A., VAN GEEM, K. M., and MARIN, G. B. (2017). New trends in olefin production. *Engineering*, 3(2):171–178.
- ASHRAE (2021). *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Peachtree Corners: ASHRAE, inch-pound edition.
- BARLETTA, T. and GOLDEN, S. W. (2004). Centrifugal compressor operations. *Digital Refining*.
- BLOCH, H. P. (2006). *A Practical Guide to Compressor Technology*. New Jersey: John Wiley and Sons, 2nd edition.
- BRUNTON, S. L. and KUTZ, J. N. (2017). *Data Driven Science and Engineering. Machine Learning Dynamical, Systems, and Control*. Brunton and Kutz, 1st edition.
- COKER, A. K. (2015). *Ludwig’s Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, volume 3. Massachusetts: Elsevier, 4th edition.
- DE SANTANA, D. M., DE OLIVEIRA, A. L. C., KRANECK, E., DE CAMARGO, T. H. A. B., and CARDOSO, R. A. (2017). Energy efficiency improvement in an ethylene plant propylene refrigeration cycle (c3r). *Applied Petrochemical Research*, 7:79–83.
- DINÇER, I. (2017). *Refrigeration Systems and Applications*. West Sussex: John Wiley and Sons, 3rd edition.
- DUNN, K. (2023). Process improvement using data. release 10d109. < <https://learnche.org/pid/> >. Acesso em 21 Mai. 2023.
- EMERSON (2020). Compressor control: Maximizing safety and efficiency. < <https://www.emerson.com/documents/automation/>

brochure-emerson-solution-for-optimal-turbomachinery-control-deltav-en-587900.pdf >. Acesso em 09 Mai. 2023.

FANKHAUSER, S., SMITH, S. M., ALLEN, M., AXELSSON, K., HALE, T., HEPBURN, C., KENDALL, J. M., KHOSLA, R., LEZAUN, J., MITCHELL-LARSON, E., and OTHERS (2022). The meaning of net zero and how to get it right. *Nature Climate Change*, 12(1):15–21.

GENG, Z., CHEN, J., and HAN, Y. (2017). Energy efficiency prediction based on pca-frbf model: A case study of ethylene industries. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 47(8):1763–1773.

GPSA (2012). *Engineering Data Book SI*. Oklahoma: GPSA, 13th edition.

GREEN, D. W. and SOUTHARD, M. Z. (2019). *Perry's Chemical Engineers Handbook*. New York: McGraw-Hill Education, 9th edition.

HARVEY, S. (2017). Centrifugal compressors in ethylene plants. *AICHE CEP Magazine*.

HOHLWEG, W., BLAHOVEC, J., and WRIGHT, J. (2005). Design considerations for centrifugal compressors in refrigeration duty. *AICHE Spring National Meeting*, 42b.

IEA (2013). Technology roadmap - energy and ghg reductions in the chemical industry via catalytic processes. *IEA, ICCA, DECHEMA*. < <https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-energy-and-ghg-reductions-in-the-chemical-industry-via-catalytic-processes> >. Acesso em 29 Jan. 2023.

IEA (2022). Global energy review: Co2 emissions in 2021. *IEA Report*. < <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2022> >

- www.iea.org/reports/global-energy-review-co2-emissions-in-2021-2
>. Acesso em 29 Jan. 2023.
- ISELLA, A. and MANCA, D. (2022). Ghg emissions by (petro)chemical processes and decarbonization priorities - a review. *Energies*, 15(20).
- JACKSON, E. J. (1991). *A User's Guide to Principal Components*. New York: John Wiley and Sons, 1st edition.
- JOLLIFFE, I. T. (2010). *Principal Component Analysis*. New York: Springer, 2nd edition.
- KIRAN, K. L., SELVARAJ, S., LEE, J., and HUA, C. (2012). Application of fault monitoring and diagnostic techniques and their challenges in petrochemical industries. *IFAC Proceedings Volumes*, 45(15):702–707. 8th IFAC Symposium on Advanced Control of Chemical Processes.
- KOELET, P. C. (1992). *Industrial Refrigeration Principles, Design and Applications*. Hampshire: The Macmillan Press LTD, 1st edition.
- KRESTA, J. V., MACGREGOR, J. F., and MARLIN, T. E. (1991). Multivariate statistical monitoring of process operating performance. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 69(1):35–47.
- KUMARES, M. (1999). Understand centrifugal compressor, equipment interaction. *Hydrocarbon Processing Magazine*, pages 55 – 60.
- LAPINA, R. P. (1982). How to use the performance curves to evaluate behavior of centrifugal compressors. *Chemical Engineering*, 89:86–93.
- LÜDTKE, K. H. (2004). *Process Centrifugal Compressors*. Berlin: Springer, 1st edition.

- LEHLE, T. (2022). Co2 reduction measures in steam cracker plants: Process integration opportunities of electrified steam methane reforming for fuel gas valorization. Master's thesis, Department of Space, Earth and Environment, Chalmers University of Technology.
- LEITE, L. F. (2013). *Olefinas leves: Tecnologia, Mercado e Aspectos econômicos*. 1a edição. Rio de Janeiro: Editora Interciência.
- MASSON-DELMOTTE, V., ZHAI, P., PÖRTNER, H., ROBERTS, D., SKEA, J., SHUKLA, P., PIRANI, A., MOUFOUMA-OKIA, W., PÉAN, C., and PIDCOCK, R. (2018). Global warming of 1.5 degree celsius: Ipcc special report on the impacts of global warming of 1.5 degree celsius. *Intergovernmental Panel on Climate Change, Geneva, Switzerland, Report*. <https://www.ipcc.ch/sr15>, pages 12,66.
- MATAR, Sami; HATCH, L. F. (2000). *Chemistry of Petrochemical Processes*. Houston: Gulf Publishing Company, 2nd edition.
- MEYERS, R. A. (2019). *Handbook of Petrochemical Production Processes*. New York: McGraw-Hill Education, 2nd edition.
- MORAN, M. J. e. a. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. New Jersey: Wiley, 8th edition.
- NIELD, S. (2013). Advanced process control of a propylene refrigeration system. *AIChE*, (139E).
- PEREIRA, J. L. d. S. (2019). Métodos estimativos de pré-dimensionamento e performance de compressores centrífugos multiestágios. Master's thesis, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

- PICKETT, T. M. (2005). Refrigeration technology as practiced in olefins plants. *AIChE Spring National Meeting*, 42a.
- PÖRTNER, H.-O., ROBERTS, D. C., TIGNOR, M. M., POLOCZANSKA, E., MINTENBECK, K., ALEGRÍA, A., CRAIG, M., LANGSDORF, S., LÖSCHKE, S., OKEM, V. M. A., and RAMA, B. (2022). Climate change 2022: Impacts, adaptation and vulnerability. working group ii contribution to the sixth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. *Intergovernmental Panel on Climate Change, Geneva, Switzerland, Report*. <https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/>, pages 18,30,58.
- QIN, S. J. (2012). Survey on data-driven industrial process monitoring and diagnosis. *Annual Reviews in Control*, 36(2):220–234.
- REN, T., PATEL, M., and BLOK, K. (2006). Olefins from conventional and heavy feedstocks: Energy use in steam cracking and alternative processes. *Energy*, 31(4):425–451.
- RITCHIE, H., ROSER, M., and ROSADO, P. (2020). Co2 and greenhouse gas emissions. *Our World in Data*. < <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions> >. Acesso em 29 Jan. 2023.
- RODRIGUES, P. S. B. (2013). *Curso Básico de Compressores Industriais*. Universidade Petrobras.
- ROTEM, Y., WACHS, A., and LEWIN, D. R. (2000). Ethylene compressor monitoring using model-based pca. *AIChE Journal*, 46(9):1825–1836.
- SANSANA, J., Joswiak, M. N., Castillo, I., Wang, Z., Rendall, R., Chiang, L. H., and Reis, M. S. (2021). Recent trends on hybrid modeling for industry 4.0. *Computers and Chemical Engineering*, 151:107365.

- SERTH, R. W. and LESTINA, T. G. (2014). *Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb*. Oxford: Academic Press, 2nd edition.
- SINGH, O. (2009). *Applied Thermodynamics*. New Delhi: New Age International (P) Ltd., Publishers, 3rd edition.
- SMITH, J. M., VAN NESS, H. C., and ABBOTT, M. M. (2009). *Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química*. LTC.
- STATISTA (2022a). Market size of ethylene worldwide in 2021, with a forecast until 2030. *Chemical Industry*. < <https://www.statista.com/statistics/1349781/ethylene-global-market-size/> >. Acesso em 29 Jan. 2023.
- STATISTA (2022b). Market value of petrochemicals worldwide from 2018 to 2030. *Chemical Industry*. < <https://www.statista.com/statistics/696921/petrochemical-market-value-worldwide/> >. Acesso em 29 Jan. 2023.
- STOECKER, W. F. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. New York: McGraw-Hill, 1st edition.
- TAYLOR, R. M., BECK, R., and EADS, K. S. (2000). Advancements in ethylene plant compressor and steam turbine design. *AIChE Ethylene Producers' Conferences*.
- TENG, S. Y., HOW, B. S., LEONG, W. D., TEOH, J. H., CHEAH, A. C. S., MOTAVASEL, Z., and LAM, H. L. (2019). Principal component analysis-aided statistical process optimisation (paspo) for process improvement in industrial refineries. *Journal of Cleaner Production*, 225:359–375.
- THOMAS, C., WADA, T., and SEBORG, D. E. (1996). Principal component analysis applied to process monitoring of an industrial distillation column. *IFAC*

Proceedings Volumes, 29(1):5859–5864. 13th World Congress of IFAC, 1996, San Francisco USA, 30 June - 5 July.

UNFCCC (2015). Adoption of the paris agreement. < <https://unfccc.int/documents/9064> >. Acesso em 22 Jan. 2023.

WATCH, C. (2022). Historical ghg emissions. *Washington, DC: World Resources Institute*. < <https://www.climatewatchdata.org/ghg-emissions> >. Acesso em 29 Jan. 2023.

WRIGHT, K. (2017). The nipals algorithm. < https://cran.r-project.org/web/packages/nipals/vignettes/nipals_algorithm.html >. Acesso em 28 Mai. 2023.

ZIMMERMANN, H.; WALZ, R. (2012). *Ethylene*. Weinheim: Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH.