**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**
Faculdade de Engenharia Mecânica

**HAMILTON YAIR ORTIZ CUCHIVAGUE**

# Análise exergética de um sistema de injeção de $CO_2$ para uma plataforma FPSO e sua integração com Ciclo Combinado e Captura de Carbono.

CAMPINAS
2015

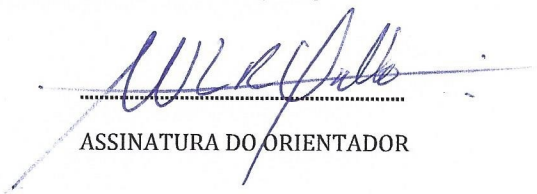
**HAMILTON YAIR ORTIZ CUCHIVAGUE**

# Análise exergética de um sistema de injeção de $CO_2$ para uma plataforma FPSO e sua integração com Ciclo Combinado e Captura de Carbono.

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO HAMILTON YAIR ORTIZ CUCHIVAGUE, E ORIENTADA PELO PROF. DR WALDYR LUIZ RIBEIRO GALLO



ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS**
**2015**

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** FUNCAMP, 4864/1702-05

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

Or8a

Ortiz Cuchivague, Hamilton YAir, 1989-
Análise exergética de um sistema de injeção de CO2 para uma plataforma FPSO e sua integração com ciclo combinado e captura de carbono / Hamilton Yair Ortiz Cuchivague. – Campinas, SP : [s.n.], 2016.

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Dioxido de carbono. 2. Compressores. 3. Exergia. I. Gallo, Waldyr Luiz Ribeiro,1954-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Exergetic assessment of a CO2 compression system for a FPSO platform and its integration with combined cycle and carbon capture
**Palavras-chave em inglês:**
Carbon dioxide
Compressors
Exergy
**Área de concentração:** Térmica e Fluídos
**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica
**Banca examinadora:**
Waldyr Luiz Ribeiro Gallo [Orientador]
Silvio de Oliveira Junior
Carlos Eduardo Keutenedjian Mady
**Data de defesa:** 24-02-2016
**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**
**DEPARTAMENTO DE TÉRMICA E FLUIDOS**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO**

# Análise exergética de um sistema de injeção de $CO_2$ para uma plataforma FPSO e sua integração com Ciclo Combinado e Captura de Carbono.

Autor: Hamilton Yair Ortiz Cuchivague
Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

**Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, Presidente**
**Instituição: FEM/Unicamp**

**Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior**
**Instituição: EP/USP**

**Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady**
**Instituição: FEM/Unicamp**

Campinas, 24 de Fevereiro de 2016

**Dedicatória**

À minha família: Jorge, Rosa Emma, Carolina, Karen, Rosalba e o recém-nascido Federico.

## Agradecimentos

Agradeço principalmente ao meu orientador, o Prof. Dr. Waldyr Gallo, pelos seus ensinamentos, pela oportunidade de trabalharmos junto e pela confiança no meu trabalho. À companhia BG Group Brasil pela concessão da bolsa de estudos e o financiamento de todas as despesas do projeto BG-20.

À equipe do projeto, principalmente os pesquisadores Antonio Gallego, Denilson Espirito Santo, Gilberto Mello e os companheiros Victor Acevedo, Rodrigo Dias, Bruno Valente, Murilo Castro, Rafael Assunção, Jorge Vidoza, Max Mauro, Cathy Alves e Nelly Barbosa.

Agradeço infinitamente aos meus familiares e amigos que me apoiaram desde a distância, ao engenheiro Cesar Mendez e todos/as os/as colegas da Petrobras Colômbia que me deram o impulso para decidir começar esse projeto.

Aos meus grandes amigos Eddie Oliveira, Isabella Togniolli, Rita Azevedo, Ana Paula Mattos e suas famílias, que me acolheram da melhor maneira. Às pessoas com as quais morei: Victor (obrigado de novo!), Carlos, Jorge, Karina, Marcela, Silvia e Luis.

Ao senhor Ademir José Ropele, quem deixou de nos acompanhar fisicamente nos últimos dias desse trabalho, mas fica na nossa memória. Aos amigos Jorge, Claudia, Diego, Mario, Carlos e Zulma, por compartilhar tantas conversas e bons momentos. Também às pessoas que eu acolhi em casa quando tive a oportunidade.

Em geral, agradeço a todas as pessoas que fizeram desse mestrado uma experiência completa e única.

*"…Energy continuously flows from being concentrated*

*to becoming dispersed, spread out, wasted and useless…"*

*(MUSE, 2012)*

## Resumo

As plataformas flutuantes de produção, armazenamento e transferência de petróleo e gás (FPSO) estão associadas com grandes consumos de energia e emissões de $CO_2$, que estão relacionados a processos de separação, tratamento e injeção de hidrocarbonetos, gás e água em reservatórios para armazenamento ou elevação secundária. O fornecimento de utilidades como energia elétrica, gás combustível, vapor, água quente e/ou fria, ar comprimido, e outros, faz com que seja necessária a queima de combustíveis a bordo. No caso brasileiro, o desenvolvimento da produção dos campos da camada pré-sal, trouxe o desafio de tratar uma grande quantidade de $CO_2$ do fluido de poço.

Esta dissertação apresenta a formulação, metodologia e resultados da simulação de uma análise de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para um trem de compressão e injeção de $CO_2$ dentro de um FPSO, usando informações de projeto, a fim de identificar e quantificar as irreversibilidades de cada equipamento e propor alternativas para aumentar a eficiência exergética global do processo. Três casos foram analisados, refletindo três momentos diferentes do campo em relações gás/óleo, água/óleo, e $CO_2$/óleo.

Foram estudados como opções de melhoria, por um lado, sistemas de Captura e sequestro de $CO_2$, e por outro lado, ciclos combinados de recuperação de calor de gás de exaustão para geração de potência com possibilidade de aplicação marítima. Uma alternativa com captura mediante absorção com aminas, e ciclo *Rankine* convencional foi simulada, avaliando o efeito em eficiência, emissões e sua possível integração com os sistemas existentes.



***Palavras chave:*** Dióxido de carbono, compressores, exergia, FPSO.

## Abstract

The Oil & Gas floating production, storage and offloading platforms (FPSO) are associated with high-energy consumption and $CO_2$ emissions, which are related mainly to separation systems, hydrocarbons and water treatment, gas and water overflow injection in reservoirs for storage or secondary elevation. The supply of utilities such as electricity, fuel gas, steam, hot and/or cold water, compressed air, and others, makes it necessary the fuel combustion on board. In Brazil, the development of the production of pre-salt oil fields, brought the challenge of dealing with a large amount of $CO_2$ from the well fluid.

This work presents the formulation, methodology and simulation results of a first and second law analysis for a $CO_2$ compression and injection train within a FPSO, using design information, in order to identify and quantify the irreversibility of each equipment and propose alternatives to increase the overall exergy efficiency of the process. Three cases were analyzed, reflecting three different times of the field in gas/oil, water/oil, and $CO_2$/oil ratios.

As improvement options were studied, first, carbon capture and sequestration systems, and on the other hand, combined cycles for power generation from gas exhaust heat recovery with the possibility of marine application. A capture alternative by chemical absorption with amines and conventional Rankine cycle was simulated to assess the effects on efficiency, emissions and their possible integration with existing systems.



***Keywords:*** Carbon dioxide, compressors, exergy, FPSO.

## Lista de Figuras

Figura 1.1 Diagrama de caixa negra Facilidades de superfície. ..... 23
Figura 1.2. Histórico de Produção de petróleo no Brasil e número de poços em produção e perfurados. ..... 25
Figura 1.3. Caraterísticas principais das plataformas FPSO replicantes ..... 26
Figura 2.1. Destruição de exergia por sistemas, com e sem CCS ..... 38
Figura 2.2. Detalhamento das irreversibilidades internas (destruição de exergia) e irreversibilidades externas (perdas de exergia) para uma plataforma genérica ..... 40
Figura 2.3. Diagramas Temperatura-entropia para ciclos a) Ciclo de gás (Brayton) Simples; b) Ciclo a vapor (Rankine) Simples; e c) Ciclo combinado. ..... 42
Figura 2.4. Configurações de Ciclo combinado ..... 44
Figura 2.5. Potência gerada, relações peso/potência gerada, Eficiência global e Emissões de $CO_2$ de quatro configurações de usina de geração, com referência ao Ciclo Brayton simples. ..... 45
Figura 2.6. Tecnologias de processos para captura de $CO_2$ por pós-combustão. ..... 49
Figura 2.7. Eficiência térmica e de geração elétrica de cinco sistemas de geração de potência com Ciclo combinado e CCS ..... 50
Figura 2.8. Eficiência líquida das usinas com Sistemas de Captura de Carbono com relação ao poder calorifico do combustível ..... 52
Figura 2.9. Fluxograma de Recuperação de $CO_2$ de gases de exaustão por absorção química ..... 58
Figura 3.1. Fluxograma simplificado de facilidades de processamento da FPSO ..... 61
Figura 3.2. Níveis de pressão por fluido através dos processos da FPSO. ..... 62
Figura 3.3. Fluxograma simplificado tratamento e consumo de gás ..... 64
Figura 3.4. Volume de controle estudado ..... 65
Figura 3.5. Unidade de compressão de $CO_2$ ..... 66
Figura 3.6. Unidade de compressão de injeção ..... 68
Figura 3.7. Fluxograma simplificado da unidade de geração de energia elétrica principal. ..... 70
Figura 3.8. Fluxograma simplificado do sistema de agua do mar. ..... 71
Figura 3.9. Fluxograma simplificado do sistema de água de resfriamento ..... 72

Figura 3.10. Diagrama simplificado do sistema de água quente. ..... 73
Figura 3.11. Turbina PGT25+ ..... 77
Figura 3.12. Fotografia de trem de compressão de $CO_2$, com acionamento de turbina a gás. ..... 79
Figura 4.1. Fluxograma de simulações, parte I ..... 80
Figura 4.2. Fluxograma de simulações, parte II ..... 81
Figura 4.3. Produção de fluidos no tempo – aproximação. ..... 84
Figura 4.4. Curva H vs. Q típica ..... 88
Figura 4.5. Coeficientes de relação de pressão versus vazão volumétrica adimensionais para velocidade adimensional variável ..... 90
Figura 4.6. Exemplo de mapa de compressor (Head vs flow) no simulador Aspen Hysys® ..... 92
Figura 4.7. Exemplo de mapa de compressor (Efficiency vs Flow) no simulador Aspen Hysys® ..... 93
Figura 4.8. Eficiência isentrópica versus relação de pressão para compressores de parafusos. ..... 94
Figura 4.9. Exemplo de mapa de bomba (Head vs flow) no simulador Aspen Hysys® ..... 99
Figura 4.10. Exemplo de mapa de bomba (Efficiency vs Flow) no simulador Aspen Hysys® ..... 99
Figura 4.11. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-geradores principais, no caso de máximo óleo e gás. ..... 107
Figura 4.12. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-compressores de $CO_2$, no caso de máximo óleo e gás. ..... 107
Figura 4.13. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-geradores principais com CCS, no caso de máximo óleo e gás. ..... 111
Figura 4.14. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-geradores principais com CCS e Ciclo combinado, no caso de máximo óleo e gás. ..... 112
Figura 5.1. Geração e demanda de energia por tipo de equipamento, para os três casos estudados ..... 116
Figura 5.2. Irreversibilidades dos equipamentos da unidade de compressão e injeção de $CO_2$, para a condição de projeto. ..... 119
Figura 5.3. Irreversibilidades internas e externas por tipo de equipamento para os trens de compressão e injeção de CO2, nos três casos estudados. ..... 126

Figura 5.4. Irreversibilidades por processamento ou utilidade para os trens de compressão e injeção de CO2, nos três casos estudados. ..... 128
Figura 5.5. Diagrama de Grassmann da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 1: máximo óleo e gás ..... 129
Figura 5.6. Diagrama de Grassmann da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 2: 50% BS&W ..... 130
Figura 5.7. Diagrama de Grassman da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 2: 50% BS&W com exergia termomecânica unicamente. ..... 131
Figura 5.8. Diagrama de Grassmann da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 3: máxima água e $CO_2$ ..... 132
Figura 5.9. Exemplo de Fluxograma pacote de captura de CO2 por absorção química. 134
Figura 5.10. Eficiência exergética do compressor booster C-01-A, para os três casos de operação, com e sem Captura de CO2. ..... 135
Figura 5.11. Potência e eficiências do ciclo simples e combinado, com CCS, para os três casos de estudo. ..... 136
Figura 5.12. Diagrama entalpia-entropia da expansão na turbina a vapor, caso máximo óleo e gás. ..... 137
Figura 5.13. Diagrama de Grassmann para dois grupos geradores com cogeração, caso 2. ..... 138
Figura 5.14. Diagrama de Grassmann para dois grupos geradores com cogeração, ciclo bottoming de vapor e Captura de $CO_2$. ..... 139
Figura 5.15. Fluxograma simplificado da alternativa de integração proposta ..... 140

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1. Exergia química de radicais orgânicos. 34
Tabela 2.2. Exergia química padrão das substâncias no estado gasoso e líquido. 35
Tabela 2.3. Eficiência exergética para as operações unitárias simuladas 36
Tabela 2.4. Características de três ciclos combinados offshore 43
Tabela 3.1. Composição e propriedades da corrente de entrada na condição de projeto e para os três casos estudados 74
Tabela 3.2. Composição e propriedades gás combustível e ar de combustão 76
Tabela 3.3. Propriedades água de esfriamento 75
Tabela 4.1. Fontes de informação adicional consultadas 83
Tabela 4.2. Características dos compressores centrífugos multi-etapas simulados 87
Tabela 4.3. Coeficientes dos polinômios das regressões. 91
Tabela 4.4. Características dos compressores de parafusos simulados 93
Tabela 4.5. Características das bombas centrifugas simuladas 96
Tabela 4.6. Coeficientes adimensionais de bombas centrífugas. 98
Tabela 4.7. Variáveis da análise de sensibilidade para carga parcial de turbinas a gás. 100
Tabela 4.8. Quantidade de equipamentos por tipo e por subprocessos. 104
Tabela 4.9. Variáveis exportadas de Aspen Hysys® por corrente 105
Tabela 4.10. Fontes de emissão de GEE por categoria. 108
Tabela 4.11. Componentes térmica e mecânica calculadas da exergia física, valor exportado de Aspen Hysys® e erro, para correntes de inter-resfriadores. 110
Tabela 5.1. Balanço de carga elétrica, detalhado por subprocesso para os três casos estudados 114
Tabela 5.2. Resumo do desempenho e emissões de turbo-geradores e turbo-compressores nos três casos estudados 117
Tabela 5.3. Balanço de massa 120
Tabela 5.4. Vazão mássica de gás combustível e água de esfriamento 122
Tabela 5.5. Resumo de Balanço de energia para os três casos 123
Tabela 5.6. Entradas, saídas de exergia e eficiências exergéticas da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. 124
Tabela 5.7. Irreversibilidades e eficiência exergética dos equipamentos 125

Tabela 5.8. Demandas de energia sistema CCS ..... 133
Tabela 5.9. Eficiência exergética das configurações estudadas, para os três casos de operação..... 141
Tabela A.1. Balanço de energia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$ ..... 148
Tabela A.2. Balanço de exergia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$..... 150
Tabela B.1. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, primeira etapa..... 154
Tabela B.2. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, segunda etapa ..... 155
Tabela B.3. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, terceira etapa..... 156
Tabela B.4. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, quarta etapa ..... 157
Tabela B.5. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-02..... 158

## Lista de símbolos

Letras latinas

| Símbolo | Variável | Unidades |
|---|---|---|
| $b$ | Exergia específica | $kJ/kg$ |
| $f$ | Fator de correção | - |
| $g$ | Aceleração da gravidade | $m/s^2$ |
| $h$ | Entalpia específica | $kJ/kg$ |
| $I$ | Irreversibilidades | $kW$ |
| $K$ | Energia cinética | $kJ$ |
| $m$ | Massa | $kg$ |
| $p$ | Pressão | $kPa$ |
| $PCI$ | Poder calorífico inferior | $kJ/kg$ |
| $Q$ | Calor | $kJ$ |
| $R$ | Constante dos gases | $kJ/kg.K$ |
| $RP$ | Razão de pressões | - |
| $s$ | Entropia específica | $kJ/kg.K$ |
| $T$ | Temperatura | $K$ |
| $V$ | Velocidade | $m/s$ |
| $W$ | Trabalho | $kJ$ |
| $Z$ | Energia potencial | $kJ$ |

Letras gregas

| Símbolo | Variável | Unidades |
|---|---|---|
| $\gamma$ | Coeficiente de atividade | - |
| $\Delta$ | Diferença | - |
| $\eta$ | Rendimento | % |
| $\sigma$ | Entropia gerada | $kJ/K$ |

Subscritos

| Símbolo | |
|---|---|
| 0 | Estado de referência |
| $ch$ | Químico |
| $e$ | Entrada |
| $f$ | Fluído de baixa temperatura |
| $exh$ | Produtos da combustão |
| $fuel$ | Combustível |
| $gas$ | Fase gasosa |

| Símbolo | |
|---|---|
| $K$ | Cinético |
| $liq$ | Fase líquida |
| $m$ | Mecânico |
| $ph$ | Físico |
| $q$ | Fluído de alta temperatura |
| $s$ | Saída |
| $Z$ | Potencial |

Sobrescritos

| Símbolo | Variável | Unidades |
|---|---|---|
| $\dot{}$ | Taxa temporal | $s^{-1}$ |
| $\bar{}$ | Específico com relação molar | $kmol^{-1}$ |

Variáveis EES

| Símbolo | Sintaxe EES® | Propriedade | Unidades |
|---|---|---|---|
| $b$ | b[ ] | Exergia específica | $kJ/kg$ |
| $\dot{B}$ | B_dot[ ] | Taxa de Exergia | $kW$ |
| $h$ | h[ ] | Entalpia específica | $kJ/kg$ |
| $\dot{H}$ | H_dot[ ] | Energia carregada pelas correntes | $kW$ |
| $\dot{m}$ | m_dot[ ] | Vazão mássica | $kg/s$ |
| $\eta$ | ETA[ ] | Eficiência | $\%$ |
| $s$ | s[ ] | Entropia específica | $kJ/kg\text{-}K$ |
| $T$ | T[ ] | Temperatura | $^{o}C, K$ |
| $P$ | P[ ] | Pressão | $kPa$ |
| $\dot{W}$ | W_dot[ ] | Potência | $kW$ |
| $\dot{Q}$ | Q_dot[ ] | Calor transferido | $kW$ |

## Lista de siglas

| | |
|---|---|
| ATR | Reformador auto térmico (*Auto thermal reformer*) |
| AZEP | *Advanced Zero Emissions Power Plant* |
| BS&W | Conteúdo de sedimentos e água no petróleo (*Basic sediment and water*) |
| BWRS | Equação de estado Benedict-Webb-Rubin-Starling |
| CAPEX | Custo inicial de inversão (*Capital expenditures*) |
| CC | Ciclo combinado |
| CCS | Captura e sequestro de carbono (*Carbon Capture and sequestration*) |
| CLC | Ciclo de combustão por reciclo químico (*Chemical Looping combustion*) |
| EOR | Recuperação aprimorada de petróleo (*Enhanced oil recovery*) |
| FPSO | Plataforma de produção, armazenamento e transferência de petróleo (*Floating production, storage and offloading*) |
| FSO | Plataforma de armazenamento de petróleo (*Floating Storage Unit*) |
| HRSG | Caldeira de recuperação de vapor (*Heat recovery steam generator*) |
| KOBPD | Milhares de barris de óleo por dia (*Thousand barrels of oil per day*) |
| MCM | *Mixed conductive membrane* |
| MSR-H2 | *Methane steam Reformer with hydrogen separating membrane* |
| MEA | Mono-etanol amina |
| OPEX | Custo operacional (*Operational expenditures*) |
| PR | Equação de estado Peng-Robinson |
| SOFC-GT | Ciclo de turbina a gás com célula de combustível de óxido solido (*Solid oxide fuel cell*) |
| TIT | Temperatura de entrada da turbina (*Turbine Inlet Temperature*) |
| TLP | *Tension Leg Platform* |
| TLWP | *Tension Leg Wellhead Platform* |
| WAG | Injeção de água e gás (*Water and gas injection*) |
| WHR | Recuperação de calor rejeitado (*Waste heat recovery*) |

**Sumário**

Dedicatória ..... 5
Agradecimentos ..... 6
Resumo ..... 8
Abstract ..... 9
Lista de Figuras ..... 10
Lista de Tabelas ..... 13
Lista de símbolos ..... 15
Lista de siglas ..... 17
Sumário ..... 18
1. INTRODUÇÃO ..... 21
1.1 Contexto ..... 21
1.1.1 Perspectiva ..... 21
1.1.2 Motivação ..... 21
1.2 Plataformas de Petróleo & Gás ..... 22
1.2.1 Geral ..... 22
1.2.2 Caso Brasil ..... 24
1.2.3 Oportunidades ..... 26
1.3 Justificativa ..... 27
1.3.1 Objetivos ..... 27
1.3.2 Abordagem ..... 28
1.3.3 Modelagem ..... 28
1.3.4 Descrição geral ..... 29
2. REVISÃO DA LITERATURA ..... 30
2.1 Métodos de avaliação de desempenho ..... 30
2.1.1 Conceituação Termodinâmica ..... 30

2.1.2 Análise exergética de plataformas offshore ..... 37
2.2 Opções de Melhoria ..... 40
2.2.1 Ciclos combinados (*bottoming*) ..... 41
2.2.2 Captura e sequestro de Carbono ..... 47
2.2.3 Pós combustão com absorção por aminas ..... 57
2.2.4 Outros estudos ..... 59
3. BASES DE PROJETO ..... 61
3.1 Descrição da operação da FPSO ..... 61
3.2 Descrição da operação do Sistema de tratamento e injeção de gases ..... 63
3.3 Descrição da operação da unidade de compressão e injeção de $CO_2$ ..... 65
3.4 Descrição de operação: Utilidades ..... 68
3.4.1 Geração de energia elétrica ..... 69
3.4.2 Água do mar ..... 70
3.4.3 Água de resfriamento ..... 71
3.4.4 Água quente ..... 72
3.5 Caracterização dos fluidos ..... 73
3.6 Especificação de equipamentos principais ..... 77
3.6.1 Grupo gerador principal ..... 77
3.6.2 Turbo compressores de $CO_2$ ..... 78
4. METODOLOGIA ..... 80
4.1 Interpretação de documentação técnica ..... 81
4.2 Pesquisa de documentação adicional ..... 82
4.3 Definição de casos e modos de operação a serem simulados ..... 83
4.4 Simulação de cada sub processo (condição de projeto) ..... 85
4.5 Definição de metodologias de análise em carga parcial ..... 86
4.5.1 Compressores ..... 86
4.5.2 Bombas ..... 95

4.5.3 Turbinas a gás ..... 100
4.5.4 Trocadores de calor ..... 101
4.6 Simulação geral das plantas de processamento e utilidades ..... 103
4.7 Exportação de dados das correntes materiais e energéticas ..... 105
4.8 Estimativa consumo de combustível e emissões de $CO_2$ ..... 106
4.9 Cálculo de exergias física e química ..... 109
4.10 Análise de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica por equipamento, por subsistema e geral ..... 110
4.11 Avaliação de implementação de Ciclo combinado e Captura de $CO_2$ ..... 111
5. RESULTADOS ..... 113
5.1 Inventário de consumos de energia e emissões de $CO_2$ da plataforma ..... 113
5.2 Inventário de irreversibilidades da Unidade de compressão e injeção de $CO_2$ na condição de projeto ..... 118
5.3 Balanços de massa, energia, exergia e eficiências de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para o sistema de compressão e injeção de $CO_2$. ..... 120
5.4 Implementação de sistema de captura de $CO_2$ nas unidades de geração principal, influencia no desempenho e emissões. ..... 132
5.5 Implementação de Ciclo combinado nas unidades de geração principal, influência no desempenho e emissões. ..... 136
6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES ..... 142
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... 144
ANEXOS ..... 148
A. Balanços de massa, energia e exergia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$, por equipamento ..... 148
B. Mapas de desempenho de compressores C-01 A/B e C-02 ..... 154
C. Fluxograma de simulação de processo. Caso 1 (máximo óleo e gás) com ciclo combinado e captura de CO2 ..... 160

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto

### 1.1.1 Perspectiva

A exploração e produção de petróleo e gás em plataformas offshore (costa afora) caracteriza-se por utilizar grandes quantidades de energia para os processos de tratamento de fluidos e sistemas auxiliares envolvidos. Estas, geralmente são supridas por unidades de geração com turbinas a gás em ciclo aberto. Conforme aumenta a distância da plataforma ao continente e a altura da lâmina de água, a logística de suprimento de utilidades e/ou consumíveis se torna mais difícil, o que exige que as plataformas flutuantes de produção, armazenamento e transferência de petróleo (*FPSO: Floating production, storage and offloading*) sejam sistemas cada vez mais autônomos e independentes.

### 1.1.2 Motivação

É evidente que a geração de energia elétrica traz consigo a emissão de produtos gasosos da combustão, razão pela qual tem sido desenvolvidos vários estudos analisando a viabilidade técnica, econômica e os ganhos ambientais de realizar, por um lado a recuperação de calor dos gases de exaustão (PIEROBON et al., 2014), e por outro a captura e armazenamento de $CO_2$ emitido na combustão (KVAMSDAL; JORDAL; BOLLAND, 2007). Porém, a implementação e a análise dessas alternativas não são tão amplas em *offshore* como são em outros setores industriais (BERGHOUT; VAN DEN BROEK; FAAIJ, 2013; KURAMOCHI et al., 2012). Adicionalmente, nos processos de tratamento de gás associado à produção são geradas correntes de gases ácidos, comumente ricos em $CO_2$ e/ou $H_2S$ (WONG et al., 2003). A implementação crescente de projetos de reinjeção de gases ácidos,

incluindo os projetos de armazenamento geológico de $CO_2$, chama a atenção pela sua comprovada viabilidade técnica e econômica em regiões como o Oeste do Canadá (CHAKMA, 1997), ainda mais se puder ser integrada com o desenvolvimento de captura e de sequestro de carbono de produtos de combustão.

O setor petróleo e gás precisa de ações e estudos focados simultaneamente para os dois objetivos: i) aumento da produtividade e ii) redução das emissões de gases de efeito estufa, levando em conta as restrições e limitações dos sistemas marítimos.

## 1.2 Plataformas de Petróleo & Gás

### 1.2.1 Geral

A exploração e produção de petróleo e gás é um conjunto de inúmeras atividades multidisciplinares que podem ser feitas tanto em reservatórios em terra (*onshore*) quanto no mar (*offshore*). Quando se trata de produção marítima, torna-se necessário o uso de unidades de produção (plataformas) e/ou o uso de equipamentos submarinos (instalados abaixo do nível do mar).

As unidades estacionárias de produção são usinas marítimas de diversos tipos tais como plataformas fixas, navios (tipo FPSO ou FSO - *Floating Storage and Offloading vessel*), plataformas semi-submersíveis, unidades de completação seca (ex.: TLP – *Tension Leg Platform*, TLWP –*Tension Leg Wellhead Platform*) ou plataformas mono-coluna, responsáveis pelo recebimento e exportação (com ou sem tratamento/armazenamento) da produção.

Uma plataforma FPSO tem entradas e saídas de massa e de energia nas suas diversas formas, como por exemplo energia química carregada em hidrocarbonetos líquidos, gasosos, água, entre outras; como pode se ver na Figura 1.1.

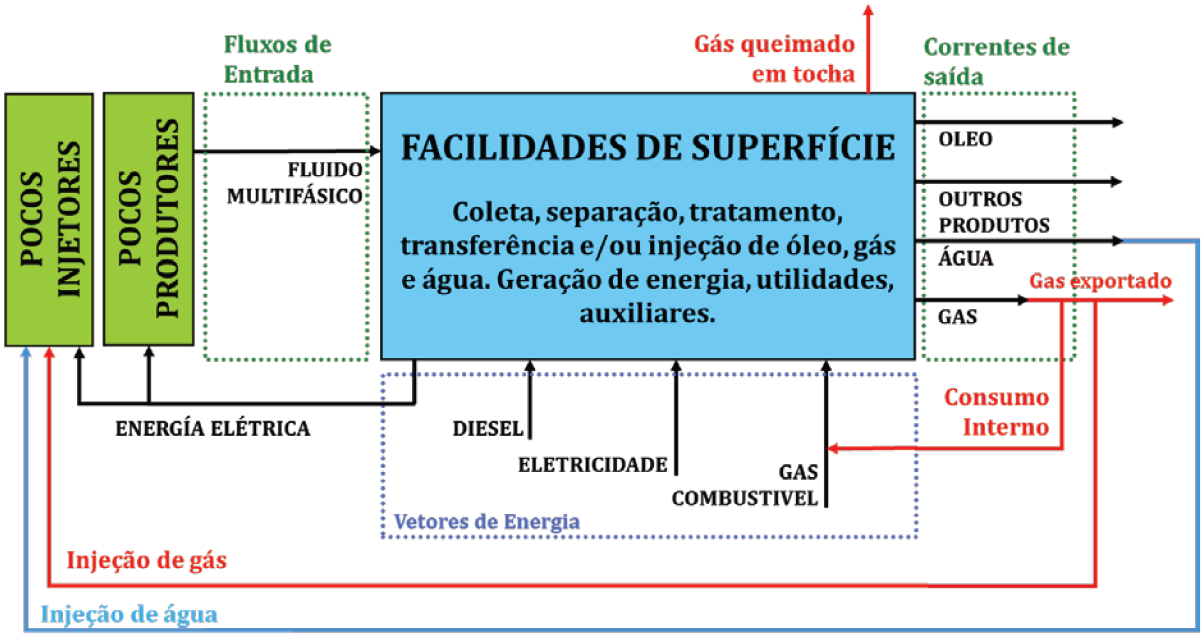



*Figura 1.1 Diagrama de caixa negra Facilidades de superfície.*

*Fonte: Elaboração própria.*

O fluido multifásico do reservatório (mistura de hidrocarbonetos, gases inertes, água, sólidos em suspensão, etc.) pode ser elevado até as facilidades de produção por um gradiente entre a pressão natural e a pressão em superfície, ou, com algum método de elevação artificial. Uma vez em superfície é controlada a pressão e o tempo de residência do fluido em vasos separadores, que podem ou não precisar de aquecimento e tratamento químico para incentivar a diferença de densidades entre os hidrocarbonetos pesados, hidrocarbonetos leves, a água e os sólidos. Dependendo da composição do fluido de poço e dos requerimentos de exportação, são projetadas as facilidades para tratar cada uma das correntes que saem da separação principal.

São diferenciadas três correntes materiais principais da separação principal: o óleo cru, os gases e a água associados à produção. O óleo produzido e em condições de venda é transferido ou exportado por dutos. Os hidrocarbonetos gasosos podem ser separados e tratados até atingir poder calorífico e composição compatível com as máquinas de geração de eletricidade e serem usados como gases combustíveis; o excesso pode ser injetado de novo no reservatório com objetivo de recuperação secundária de petróleo (*EOR: Enhanced oil recuperation*), pode ser exportado via gasodutos para o continente ou outras plataformas, ou queimado em tocha quando necessário.

De forma similar, a água associada à produção ou capturada de alguma fonte (no caso das *FPSO*, água marinha) é tratada para serviço de esfriamento de fluidos, e/ou injeção em reservatório para *EOR*. A reinjeção de fluidos é feita com máquinas de compressão ou bombeamento que demandam vastas quantidades de energia.

Outros produtos, tais como gases ricos em $CO_2$ e/ou $H_2S$, águas oleosas, lamas, entre outros, devem ser dispostas adequadamente, seja por transferência a terceiros ou por injeção em reservatórios.

Já para as correntes energéticas, identifica-se que as plataformas podem ter facilidades para importação e/ou exportação de gás combustível, diesel e/ou energia elétrica segundo a disponibilidade e operação em cada caso. No *topside* é desenvolvida a geração e distribuição da energia elétrica dos diferentes consumidores, incluindo as bombas de levantamento artificial e equipamentos submersos, caso seja preciso.

### 1.2.2 Caso Brasil

No caso brasileiro, a exploração e produção dos reservatórios das bacias de Campos e Santos embaixo da camada de sal (denominado pré-sal) trouxeram um alto incremento na produção, mas também grandes desafios como a altura da lâmina de água, a vasta distância ao continente e o alto conteúdo de $CO_2$ no fluido de poço, requerendo processos autônomos de separação e compressão para reinjeção.

Desde o ano 2009 tem se perfurado e completado poços da camada pré-sal, que têm contribuído significativamente na produção de petróleo total do país, tal como é apresentado na Figura 1.2 com a faixa vermelha. Em outubro de 2015, foi atingida uma produção média de 800 KBOPD (*Thousand barrels of oil per day*).

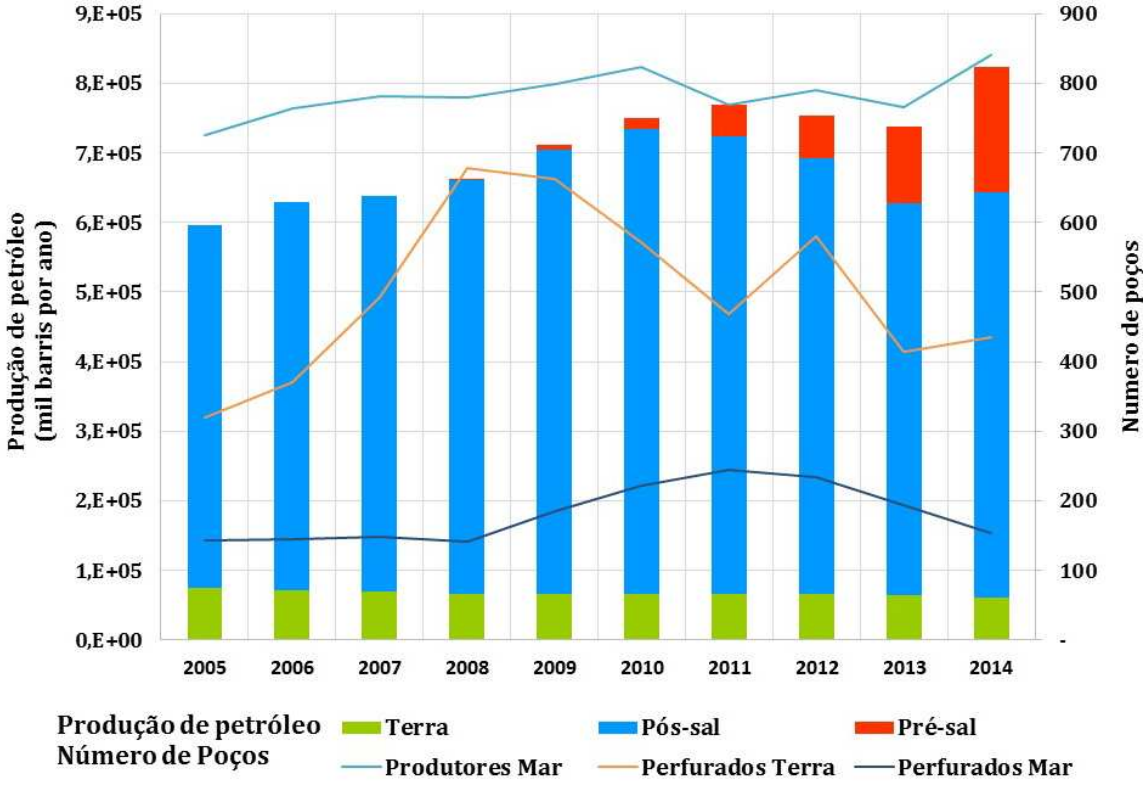



*Figura 1.2. Histórico de Produção de petróleo no Brasil e número de poços em produção e perfurados.*

*Fonte: Adaptado de (ANP, 2015)*

Foram projetadas conceitualmente plataformas do tipo FPSO denominadas "Replicantes" para atender a crescente produção de fluidos, com o objetivo de contar com módulos de processo e auxiliares com flexibilidade frente às condições de poço que se apresentam em cada caso. As principais caraterísticas do projeto das plataformas são resumidas nos Itens 2.1 e 2.2 e ilustrados na Figura 1.3.

É possível identificar que a capacidade máxima de tratamento de óleo é 150.000 barris de óleo por dia e a capacidade de tratamento de gás 6 milhões de metros cúbicos por dia. As avaliações desenvolvidas nessa dissertação são baseadas no projeto dessas plataformas.

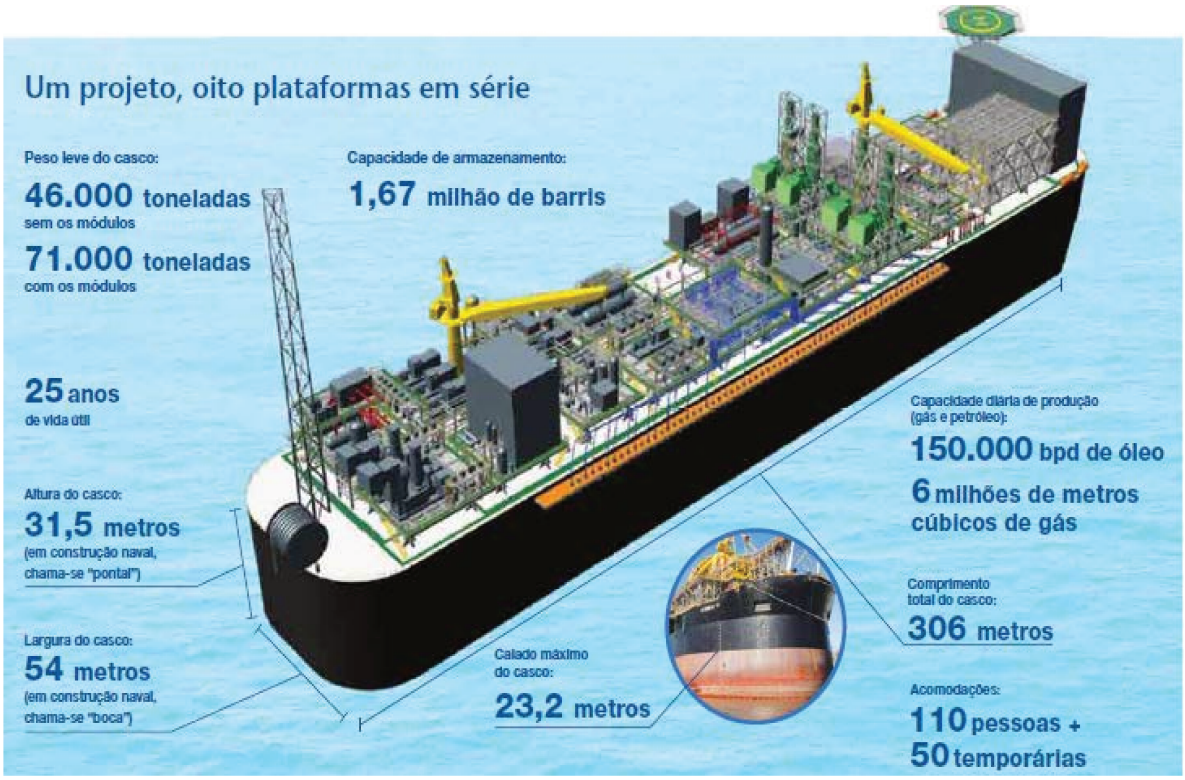



*Figura 1.3. Caraterísticas principais das plataformas FPSO replicantes.*

*Fonte: Petrobras.*

### 1.2.3 Oportunidades

Para atender compromissos ambientais, as empresas petrolíferas têm buscado reduzir as emissões de $CO_2$ em suas atividades de produção. Estas emissões geradas a bordo das instalações *offshore* estão diretamente ligadas à eficiência térmica dos diversos processos produtivos e da geração de energia.

O aumento da eficiência energética conduz à minimização das emissões de $CO_2$ e é uma das formas mais eficazes e diretas de atingir os objetivos ambientais no setor petróleo e gás.

A análise de sistemas via Segunda Lei da Termodinâmica, chamada também de análise exergética, é uma metodologia que permite estudar sistemas que envolvem transferência de energia em diversas formas (ex. trabalho de eixo, calor) simultaneamente dentro do volume de controle. Adicionalmente, essa metodologia permite determinar as irreversibilidades dos processos e avaliar o verdadeiro potencial

termodinâmico das correntes, incluindo subprodutos e/ou rejeição de fluidos ao meio ambiente.

Vários estudos de eficiência exergética de plataformas *offshore* tem sido desenvolvidos, mas somente em casos em que o conteúdo de $CO_2$ é desprezível (NGUYEN et al., 2013; VOLDSUND et al., 2013).

## 1.3 Justificativa

A presente dissertação faz parte do projeto "Eficiência energética e redução de emissões de $CO_2$ em operações petrolíferas marítimas", assinado entre a companhia BG Group Brasil e a Unicamp e que tem como objetivos identificar, analisar e propor ações e/ou tecnologias voltadas ao aumento da eficiência energética e à redução de emissões de $CO_2$ nas atividades marítimas de produção de petróleo e gás.

### 1.3.1 Objetivos

O objetivo principal dessa dissertação é analisar detalhadamente, sob a ótica das Leis da Termodinâmica, o sistema de compressão para injeção da corrente de gás rico em $CO_2$ em uma plataforma FPSO em três condições de operação e avaliar a integração de um sistema de captura e sequestro de $CO_2$.

Definem-se dentro dessa analise os seguintes objetivos específicos:

a) Simular computacionalmente os processos de tratamento de fluidos e sistemas auxiliares para determinação de consumo de combustíveis e emissões de $CO_2$ em três momentos da produção, exemplificando o começo, metade e fim da vida útil de um campo.
b) Calcular e comparar quantitativamente as irreversibilidades internas e externas dos sistemas e equipamentos envolvidos na compressão *booster* e de injeção da corrente de gás rico em $CO_2$.

c) Avaliar tecnicamente a implementação de um sistema de captura e sequestro de $CO_2$ presente em gases de exaustão de máquinas de combustão e a sua integração com os sistemas de separação e injeção de $CO_2$ associado.
d) Propor opções de melhoria dos sistemas estudados.

### 1.3.2 Abordagem

Esta dissertação está focada na análise Termodinâmica e ambiental dos processos contidos no *topside* do Projeto de uma FPSO e dos sistemas propostos para sua melhoria. Não está incluso nenhum equipamento ou facilidade submersa, assim como também não é abrangida a análise dos reservatórios nem dos poços de produção e injeção de fluidos.

As avaliações feitas são preliminares, de viabilidade técnica, e não podem ser interpretadas como dados de projeto. A metodologia é apresentada no Capítulo 4 e corresponde a uma análise computacional, sem incluir análise experimental. São consideradas unicamente as facilidades de processamento e utilidades relacionadas a elas, sem incluir as facilidades habitacionais e de ar condicionado, sendo que se assumem como sistemas "miscelâneos" com carga elétrica constante.

As simulações descrevem o comportamento das facilidades em estado estacionário sem considerar o comportamento dinâmico, que precisaria uma interface com a área de engenharia de reservatórios.

### 1.3.3 Modelagem

Essa dissertação está baseada em simulações desenvolvidas em programas comerciais, que obedecem e refletem a conceituação apresentada integralmente no Capítulo 2.

Principalmente, foi utilizado o simulador de processos físico-químicos Aspen Hysys® para representar a planta de processamento e utilidades. Porém, modelos específicos de equipamentos e/ou unidades pacote, especialmente turbinas a gás, foram

desenvolvidos a partir de bases de dados e simulações do programa Thermoflex®, da companhia Thermoflow®, junto com informação técnica coletada de fornecedores.

Informações das correntes materiais e energéticas foram exportadas de Aspen Hysys® para o programa EES® (*Engineering Equation Solver*), da casa F-Chart® para auxiliar a resolução e/ou conferência dos sistemas de equações de balanços de massa, energia e exergia.

A seleção entre um ou outro simulador dependeu principalmente da experiência do autor em aplicações de projeto de equipamentos do setor óleo e gás, a revisão de literatura relacionada com o tema da dissertação e a disponibilidade de licenças. O detalhamento do processo de simulação e as interfaces entre programas, são apresentados no Capítulo 4: Metodologia.

### 1.3.4 Descrição geral

A presente dissertação está dividida em seis capítulos, como segue:

**Capítulo 1:** introduz o projeto, apresentando as características das FPSO, o contexto e oportunidades do caso brasileiro, os objetivos e os limites de estudo.

**Capítulo 2:** inclui uma revisão sucinta dos conceitos, trabalhos desenvolvidos preliminarmente, e estado de arte das oportunidades estudadas por outros autores e/ou pela companhia operadora da FPSO e suas parceiras.

**Capítulo 3:** detalha as bases, condições e hipóteses de projeto extraídas da documentação de referência, ou formuladas sob revisão de literatura. São descritos os processos avaliados e sua operação.

**Capítulo 4:** apresenta a metodologia de análise e simulação, incluindo os modelos desenvolvidos para cada tipo de subsistema e/ou equipamento.

**Capítulo 5:** resume os resultados obtidos nas fases de simulação e os discute primeiro sob o olhar de diagnóstico e posteriormente como propostas de melhoria.

**Capítulo 6:** apresenta conclusões dos principais resultados, recomendações, dificuldades e oportunidades de estudos futuros.

# 2. REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentados sucintamente os conceitos utilizados nas análises desenvolvidas, assim como o resumo da interpretação das especificações de projeto utilizados como base de análise e a revisão de trabalhos relacionados com o tema dessa dissertação.

## 2.1 Métodos de avaliação de desempenho

### 2.1.1 Conceituação Termodinâmica

Cada um dos equipamentos da plataforma pode ser analisado individualmente, mediante as equações de balanço de massa, energia e exergia, obtendo assim as demandas de trabalho, calor e as irreversibilidades presentes em cada um. Podem ser também agrupados nos subprocessos definidos no Capítulo 3.

O balanço de massa de um sistema, em base temporal, fica:

$$\sum_{i=1}^{\#entradas} \dot{m}_{e,i} = \sum_{i=1}^{\#saídas} \dot{m}_{s,i} + \frac{dm}{dt} \tag{2.1}$$

Onde $\dot{m}_{e,i}$ e $\dot{m}_{s,i}$ são as vazões as quais massa está entrando e saindo respectivamente do volume de controle, atravessando as fronteiras e $dm/dt$ é a taxa de variação temporal de massa dentro do volume de controle.

Para um sistema aberto com entradas e saídas de massa, trabalho e/ou calor, devem ser somadas todas essas contribuições em um balanço conservativo. Adota-se uma convenção na qual o calor é considerado positivo quando energia é transferida do ambiente para o sistema e o trabalho é considerado positivo quando é transferida energia do sistema para o ambiente. O balanço de energia é então da forma:

$$\sum_{i=1}^{\#entradas} \dot{m}_{e,i}\left[h_{e,i} + 1/2\, V_{e,i}^2 + g z_{e,i}\right] + \sum_{i=1}^{\#termos\ calor} \dot{Q}_i = \sum_{i=1}^{\#saídas} \dot{m}_{s,i}\left[h_{s,i} + 1/2\, V_{s,i}^2 + g \cdot z_{s,i}\right] + \sum_{i=1}^{\#termos\ trabalho} \dot{W}_i + \frac{dU}{dt} + \frac{dKE}{dt} + \frac{dPE}{dt} \quad (2.2)$$

Onde é considerada a energia interna e externa associada à massa que atravessa o volume de controle, a possibilidade de interação do sistema com a vizinhança em forma de calor, trabalho e/ou entalpia e a variação das energias interna, potencial e cinética do sistema.

Porém, a Primeira Lei trata só com a quantidade de energia e assume todos os tipos de energia como equivalentes. A Segunda Lei, por sua vez, leva em conta a qualidade ou a disponibilidade da energia. Por exemplo, o trabalho representa uma energia de melhor qualidade de transferência do que o calor.

Para conseguir analisar os equipamentos e sistemas levando em conta as irreversibilidades é utilizado o balanço de entropia. A entropia é uma propriedade da matéria, como a massa e a energia, mas não é conservativa. A geração de entropia é maior ou igual que zero em qualquer processo real.

O balanço de entropia para um sistema com múltiplas entradas e saídas de massa, trabalho e/ou calor, é da forma:

$$\sum_{i=1}^{\#entradas} \dot{m}_{e,i}\dot{s}_{e,i} + \sum_{i=1}^{\#termos\ calor} \frac{\dot{Q}_i}{T_{b,i}} + \dot{S}_{gen} = \sum_{i=1}^{\#saidas} \dot{m}_{s,i}\dot{s}_{s,i} + \frac{dS}{dt} \quad (2.3)$$

Para a quantificação do grau de irreversibilidade de um dado processo, podem ser usados dois caminhos alternativos que conduzem ao mesmo resultado. Trata-se dos métodos do i) cálculo da geração de entropia ($\dot{S}$) e ii) balanço de exergia.

A grandeza Termodinâmica chamada de irreversibilidade (I) é sempre positiva ou nula (para processos reversíveis) e pode ser calculada a partir da geração de entropia pelo Teorema de Gouy-Stodola:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S} \tag{2.4}$$

em que, a geração de entropia ($\sigma$) é calculada por meio da equação de balanço de entropia. Também a geração de entropia é sempre positiva ou nula (para processos reversíveis). Embora esta metodologia quantifique a irreversibilidade, não é adequada para a definição de eficiências e nem para a identificação de oportunidades de melhoria de desempenho do processo.

A determinação da irreversibilidade também pode ser obtida por meio do balanço de exergia aplicado a um dado processo. O conceito de exergia mede o máximo trabalho reversível que pode ser obtido a partir do desequilíbrio entre um sistema e seu meio. Esse desequilíbrio pode ser de pressão, temperatura ou potencial químico. Se uma dada quantidade de matéria for trazida ao equilíbrio total com o meio através de processos reversíveis, a quantidade de trabalho gerada nesses processos denomina-se exergia.

A exergia é o máximo trabalho teórico que pode ser extraído (ou o mínimo trabalho que é requerido) por uma entidade (seja corrente ou quantidade de matéria) para passar de um estado ao equilíbrio com o ambiente (BEJAN, 2002).

Exergia é destruída em processos reais. Uma análise exergética revela o local e a magnitude das irreversibilidades Termodinâmicas presentes em um sistema e contabiliza a destruição de exergia por uso de combustíveis em processos sucessivos (KOTAS, 1985).

Para o cálculo da exergia, o fluxo total de exergia de uma corrente está definido pela equação a seguir:

$$\dot{B} = \dot{B}_k + \dot{B}_p + \dot{B}_{ph} + \dot{B}_{ch} \tag{2.5}$$

Onde se tem as parcelas de exergia cinética, potencial, física e química. As duas primeiras, segundo as hipóteses apresentadas para os balanços de massa e energia podem ser desprezadas. A exergia física específica nas suas componentes térmica e mecânica pode ser definida como segue (GHANNADZADEH et al., 2012):

$$b^{\Delta T} = h(T, P, z) - T^0 s(T, P, z) - [h(T^0, P, z) - T^0 s(T^0, P, z)] \tag{2.6}$$

$$b^{\Delta P} = h(T^0, P, z) - T^0 s(T^0, P, z) - [h(T^0, P^0, z) - T^0 s(T^0, P^0, z)] \quad (2.7)$$

Sendo a exergia física total, a soma das exergias térmica e mecânica (KOTAS,1995):

$$\begin{aligned} b_{ph} &= b^{\Delta P} + b^{\Delta T} \\ &= h(T, P, z) - T^0 s(T, P, z) - [h(T^0, P^0, z) - T^0 s(T^0, P^0, z)] \end{aligned} \quad (2.8)$$

Onde $h$ é a entalpia, $s$ é a entropia e o subscrito 0 se refere ao estado de referência restrito. A exergia química molar de um gás ideal, é dada pela equação 2.9 (KOTAS, 1985):

$$\tilde{\varepsilon}_O = \bar{R} T_O ln \frac{P_O}{P_{OO}} \quad (2.9)$$

em que $T_O$ e $P_O$ correspondem às propriedades no estado de referência ambiente, e $P_{OO}$ é a pressão parcial da substancia gasosa de referência em consideração aos componentes do ambiente no estado irrestrito. São obtidas tabelas de exergia química padrão para o sistema de substancias de referência ($b_{ch}^i$).

A exergia química de uma mistura, por mol de gás está dada por:

$$b_{ch} = \sum_i x_i b_{ch}^i + \bar{R} T_0 \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad (2.10)$$

Onde $x_i$ é a fração molar do componente i-ésimo da mistura, $b_{ch}^i$ é a exergia química padrão do componente e $\gamma_i$ é o coeficiente de atividade do componente que é numericamente igual a 1 para os casos de misturas ideais.

Esta equação também é aplicável a soluções líquidas reais, respectivamente, desde que seja possível identificar as substâncias presentes na solução líquida (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

O estado de referência tem uma variação conforme a região geográfica do estudo. A condição de referência para dados termoquímicos (1 atm e 25 °C) é adotada, por ser adequada para as condições do ambiente na costa brasileira.

A exergia física depende da temperatura de referência, e o modelo empregado em Aspen Hysys® já calcula segundo essa temperatura de 25 °C, como seu padrão. Já no caso

da exergia química, a tabela presente em Szargut, Morris, Steward (1988) possui a mesma referência utilizada neste trabalho, sendo, portanto, adequada para colher as propriedades. Porém, devido à pressão de saturação a partir dos heptanos ser muito baixa, a referência não traz sua exergia química no estado gasoso. É utilizada, então, a exergia química de cada radical orgânico, e a partir deste valor, calculada a exergia química no estado padrão de cada um dos hidrocarbonetos, seja no estado líquido ou gasoso.

Uma comparação entre os resultados de implementar os coeficientes de atividade do modelo de Scatchard-Hildebrand e a solução de mistura ideal (todos os coeficientes $\gamma_i$ iguais a 1), concluiu que o erro no cálculo da exergia química é da ordem de 0,0052% (RIVERO et al., 1999). Considerou-se desprezível, portanto, utilizou-se essa aproximação para o cálculo.

Listam-se as exergias químicas dos radicais orgânicos utilizadas para o cálculo na Tabela 2.1, e o resumo das exergias químicas padrão nos estados líquido e gasoso das substâncias na Tabela 2.2.

*Tabela 2.1. Exergia química de radicais orgânicos.*
*Fonte: (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1988)*

| **Radical** | **$b_{ch}$ (gás) [kJ/kg]** | **$b_{ch}$ (líquido) [kJ/kg]** |
|---|---|---|
| $\begin{array}{c}\vert \\ -C- \\ \vert\end{array}$ | 462,77 | 462,64 |
| $\begin{array}{c}\vert \\ -CH- \\ \end{array}$ | 557,40 | 545,27 |
| $-\ CH_2-$ | 654,51 | 651,46 |
| $CH_3-$ | 747,97 | 752,03 |

Após o cálculo das exergias químicas de cada uma das fases, a exergia química específica total da mistura se calcula pela média ponderada da massa de cada fase, levando em consideração que elas compartilham a mesma pressão total. Os efeitos microscópicos de interação entre as fases não está, portanto, caracterizado, mas pode-se considerar que sua influência é desprezível para os objetivos do trabalho.

*Tabela 2.2. Exergia química padrão das substâncias no estado gasoso e líquido. Fonte: (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1988)*

| **Substância** | **$b_{ch}$ (gás) [kJ/kmol]** | **$b_{ch}$ (líquido) [kJ/kmol]** |
|---|---|---|
| $H_2O$ | 9500 | 900 |
| $N_2$ | 720 | 720 |
| $CO_2$ | 19.870 | 19.870 |
| $O_2$ | 3.970 | 3.970 |
| Ar | 11.690 | 11.690 |
| $CH_4$ | 831.650 | 831.650 |
| $C_2H_6$ | 1’495.940 | 1’504.060 |
| $C_3H_8$ | 2’150.450 | 2’155.620 |
| $C_4H_{10}$, isobutano | 2’801.310 | 2’801.360 |
| $C_4H_{10}$, n-butano | 2’804.960 | 2’806.980 |
| $C_5H_{12}$, isopentano | 3’455.820 | 3’452.820 |
| $C_5H_{12}$, n-pentano | 3’459.470 | 3’458.440 |
| $C_6H_{14}$ | 4’113.980 | 4’109.900 |
| $C_7H_{16}$ | 4’768.490 | 4’761.360 |
| $C_8H_{18}$ | 5’423.000 | 5’412.820 |
| $C_9H_{20}$ | 6’077.510 | 6’064.280 |
| $C_{10}H_{22}$ | 6’732.020 | 6’715.740 |
| $C_{11}$- | 7’386.530 | 7’367.200 |
| $C_{12}$- | 8’041.040 | 8’018.660 |
| $C_{13}$- | 8’695.550 | 8’670.120 |
| $C_{14}$- | 9’350.060 | 9’321.580 |
| $C_{15}$- | 10’004.570 | 9’973.040 |
| $C_{16}$- | 10’659.080 | 10’624.500 |
| $C_{17}$- | 11’313.590 | 11’275.960 |
| $C_{18}$- | 11’968.100 | 11’927.420 |
| $C_{19}$- | 12’622.610 | 12’578.880 |
| $C_{20}$- | 13’277.120 | 13’230.340 |

Na literatura, várias formulações têm sido propostas para a eficiência exergética. Uma expressão geral, que pode ser aplicada em processos completamente dissipativos e/ou processos com separação de fases, é a relação entre todas as entradas e saídas de exergia, como segue (CORNELISSE, 1997):

$$\eta_I = \frac{B^{saidas}}{B^{entradas}} \tag{2.11}$$

Porém, ela não fornece uma visão clara dos casos onde é produzida uma quantidade significativa de desperdiço ou perdas. É proposta então a eficiência racional (KOTAS, 1985), que é a relação entre a saída de exergia desejada e a exergia usada. Ela permite avaliar o desempenho dos processos utilizados no sistema de compressão e injeção de $CO_2$.

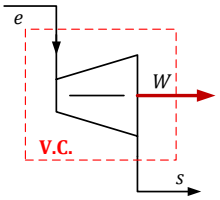
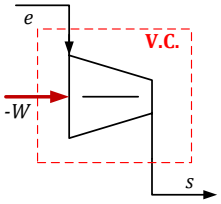
$$\psi = \frac{Efeito\ exergético\ desejado}{Exergia\ utilizada} = \frac{\Delta B_{saida\ desejada}}{\Delta B_{usada}} \tag{2.12}$$

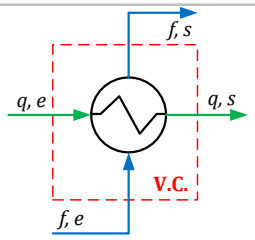
Onde $\Delta B_{desired\ output}$ é o resultado produzido no sistema e depende da função do equipamento, e $\Delta B_{used}$ representa os recursos líquidos utilizados para gerar esse efeito.

Na Tabela 2.3 se resumem as expressões para o cálculo das eficiências exergéticas para os equipamentos considerados no processo, segundo a definição da Equação 2.12.

Pode se notar que não foram inclusos os *scrubbers* (vasos separadores de condensados). Na operação deles está previsto que o liquido separado seja acumulado até precisar ser esvaziado por ação do controle, mas em regime intermitente.

*Tabela 2.3. Eficiência exergética para as operações unitárias simuladas*
*Fonte: Adaptado de (GHANNADZADEH et al., 2012)*

| | |
|---|---|
| **Operação unitária** | Expansão: Turbinas: potência de eixo |
| *Superfície de controle* |  |
| *Eficiência exergética* | $\psi = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{B}_e - \dot{B}_s}$ |
| **Operação unitária** | Compressão adiabática: incremento de exergia |
| *Superfície de controle* |  |
| *Eficiência exergética* | $\psi = \frac{\dot{B}_s - \dot{B}_e}{\dot{W}_{eixo}}$ |

| **Operação unitária** | Troca de calor entre duas correntes: Esfriamento |
|---|---|
| *Superfície de controle* |  |
| *Eficiência exergética* | $\psi = \frac{B_{q_e}^{\Delta T} - B_{q_s}^{\Delta T}}{\left(B_{f_s} - B_{f_e}\right) + \left(B_{q_e}^{\Delta P} - B_{q_s}^{\Delta P}\right)}$ |

### 2.1.2 Análise exergética de plataformas offshore

A análise exergética é uma metodologia bastante utilizada para estudos associados a sistemas complexos que envolvem calor e trabalho simultaneamente, pois permite avaliar o verdadeiro potencial termodinâmico de correntes com temperaturas diferentes à temperatura ambiente, seja alta ou baixa. (ROSEN, 2001); (ALJUNDI, 2009).

Utilizando a abordagem da Segunda Lei da Termodinâmica para analisar sistemas térmicos com interação de calor, trabalho e/ou entalpia, é possível identificar as irreversibilidades em uma base única que envolva a qualidade da energia em seus diferentes tipos. Porém, poucos estudos de irreversibilidades em plataformas marítimas completas têm sido desenvolvidos.

Uma plataforma de petróleo brasileira marítima foi estudada com foco nos processos de separação, compressão e bombeamento, concluindo que os processos que mais destroem exergia foram o aquecimento de óleo e a compressão, embora a fase de separação tenha apresentado a menor eficiência exergética (DE OLIVEIRA; VAN HOMBEECK, 1997).

Seguindo a mesma abordagem, uma plataforma marítima norueguesa foi simulada incluindo os trens de separação, recompressão e reinjeção, assim como a exportação de gás combustível e petróleo produzido. Neste caso, a maior destruição de exergia se apresentou nos processos de reinjeção e recompressão (VOLDSUND et al., 2013).

Em outro estudo desenvolvido por Oliveira e Carranza (2014) utilizou-se como base de analise uma plataforma com de separação primária, trem de compressão de gás,

sistema de bombeamento de óleo, turbina de gás e se analisaram duas alternativas, com e sem sistema de captura de $CO_2$ (com mono-etanol amina).

Quando implementado um sistema de Captura e sequestro de $CO_2$ em uma plataforma, a destruição de exergia aumenta consideravelmente (da ordem do 35%), chegando a ser inclusive maior do que as irreversibilidades na geração de eletricidade com turbinas a gás (CARRANZA SÁNCHEZ; DE OLIVEIRA, 2015).

Nos dois casos, a maior porcentagem de destruição de exergia foi feita no trem de separação. Na ordem descendente de grandeza, segue o sistema de captura, as turbinas a gás, o trem de compressão de gás e o sistema de bombeamento de óleo. Nesse caso, a redução de 75% nas emissões de $CO_2$ são penalizadas com uma redução em eficiência exergética de 2,7%.

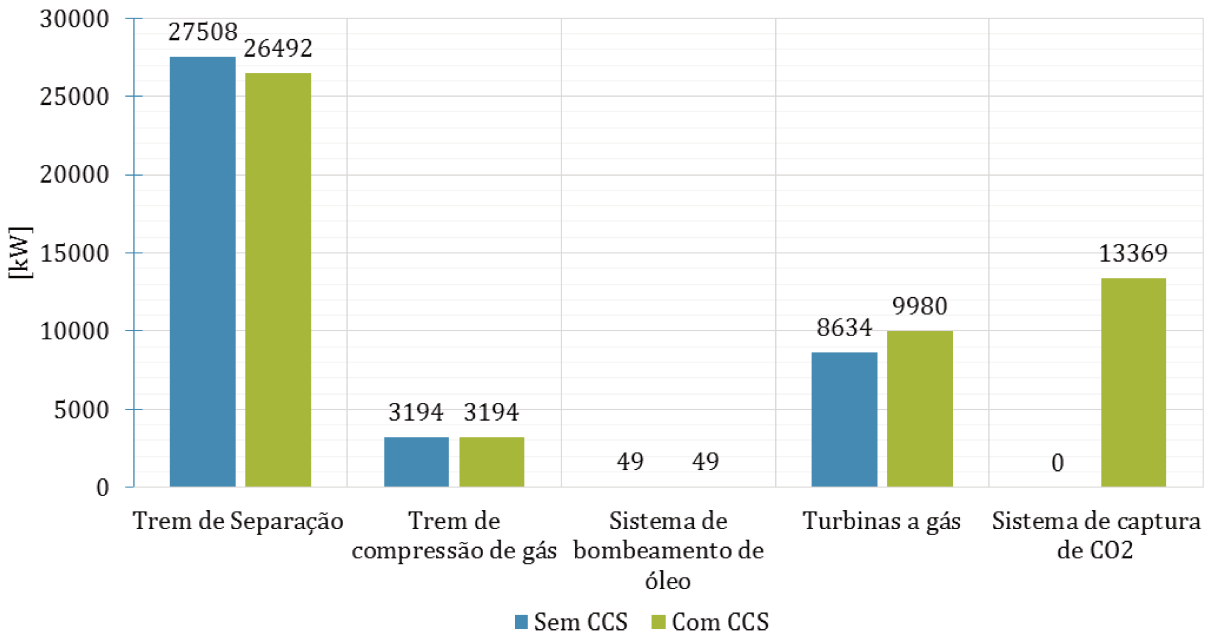



*Figura 2.1. Destruição de exergia por sistemas, com e sem Captura de carbono*

*Fonte: (CARRANZA SÁNCHEZ; DE OLIVEIRA, 2015)*

As principais causas de irreversibilidades na plataforma com captura de carbono são:

- Aquecimento de óleo no trem de separação,
- Reações químicas nos queimadores das turbinas,
- Transferência de calor e mistura nos queimadores das turbinas,

- Inter-resfriadores do sistema de compressão de gás,
- Exergia requerida no refervedor do sistema de regeneração das aminas,
- Inter-resfriadores do sistema de compressão de $CO_2$.

Um modelo genérico de plataforma marítima incluindo geração de potência, processamento de óleo e gás, purificação de gás e injeção de água com várias relações gás/óleo e água/óleo, permitiu concluir que da exergia destruída, aproximadamente 65% é nos sistemas de utilidades (geração de potência e recuperação de calor rejeitado) e 35% restantes são destruídos nos sistemas de processamento de fluidos (óleo, gás e água) (NGUYEN et al., 2013).

As perdas de exergia se devem principalmente ao rejeito de gases a alta temperatura da planta de cogeração ao ambiente e as práticas de queima e ventilação de excesso de gases. Pode se verificar na Figura 2.2 o detalhamento das perdas e destruição de exergia tanto na planta de processamento quanto na planta de utilidades para a plataforma genérica.

Cabe salientar que ainda quando é uma quantidade grande de exergia destruída, da ordem de 100MW, corresponde a um valor entre o 0,5 e o 1,5% da exergia total que entra na plataforma, devido ao grande conteúdo de exergia química do óleo e os gases hidrocarbonetos.

Foi identificado também que o incremento nas relações gás/óleo e água/óleo induz um incremento nas irreversibilidades, o que quer dizer que uma plataforma projetada para uma condição nominal de baixo conteúdo de gás e água no fluido de poço, torna-se cada vez mais ineficiente com o tempo de produção.

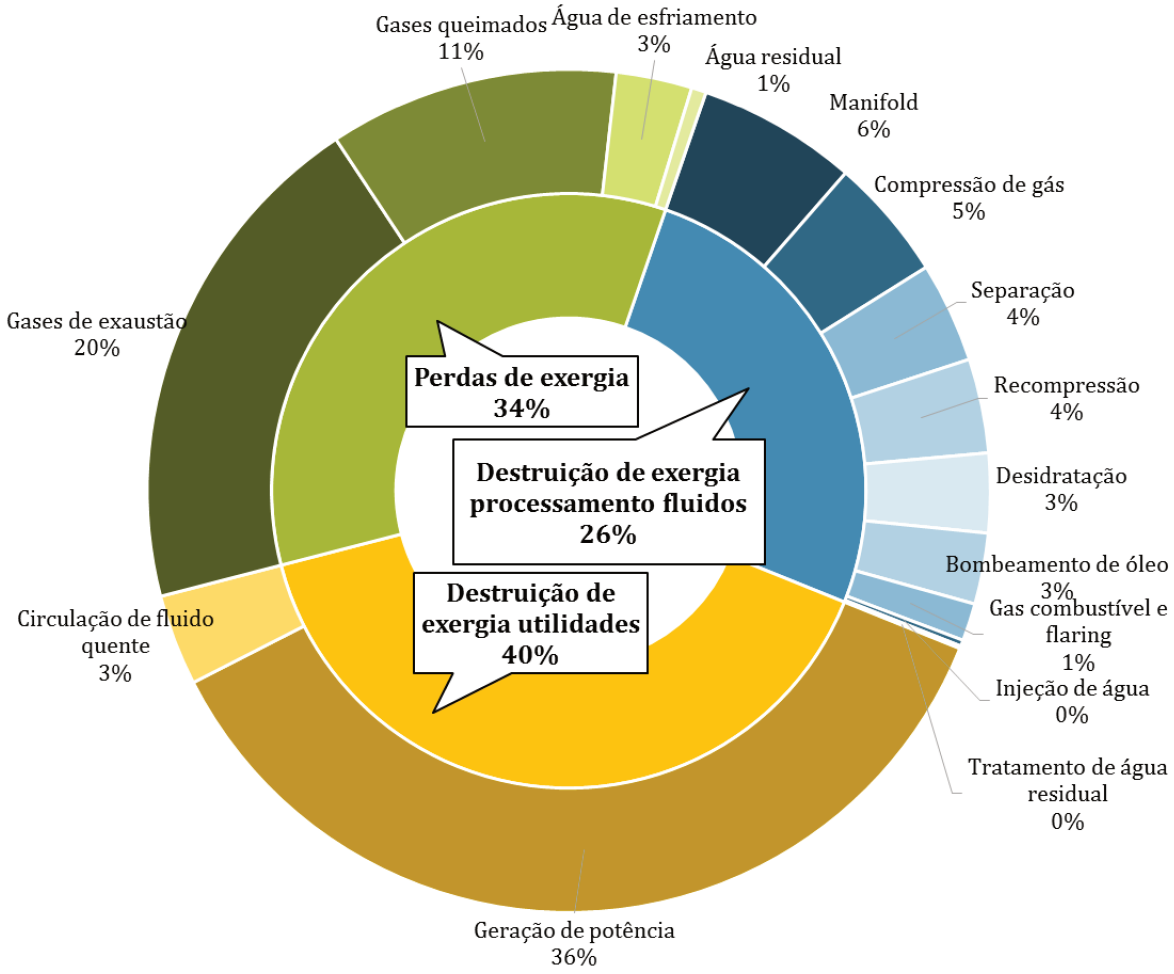



*Figura 2.2. Detalhamento das irreversibilidades internas (destruição de exergia) e irreversibilidades externas (perdas de exergia) para uma plataforma genérica. Fonte: Adaptado de (NGUYEN et al., 2013)*

Uma análise Termodinâmica de Primeira e Segunda Lei foi desenvolvida para a plataforma marítima brasileira genérica (descrita nos itens 2.1, 2.2 e no capítulo 3), e os resultados são apresentados no capítulo 5.

## 2.2 Opções de Melhoria

Nas plataformas offshore, a energia elétrica é gerada por turbinas a gás operando em ciclo simples. Os gases de exaustão são liberados à atmosfera, seja diretamente ou

depois de recuperar uma parte do calor para propósitos de processo. Existe uma possibilidade obvia de recuperar calor para geração de potência com os gases de exaustão (WALNUM et al., 2013). Para aplicações terrestres, os ciclos *bottoming* multipressão são considerados o estado da arte. Porém, esta tecnologia é tão volumosa quanto pesada, portanto não adequada para aplicações marítimas e só algumas poucas instalações marítimas contam com ciclos *bottoming* de vapor.

A introdução de impostos sobre o $CO_2$ emitido em atividades offshore, implementados desde a década do 90 na Finlândia, Noruega e posteriormente em mais países desenvolvidos, gerou um incremento no interesse sobre a economia de energia e a possibilidade de separar $CO_2$ dos gases de escape rejeitados em turbinas (FALK-PEDERSEN; DANNSTRÖM, 1997).

Uma revisão de estudos desenvolvidos sobre as opções de melhoria mencionadas, é feita nos itens 2.2.1 ao 2.2.4

### 2.2.1 Ciclos combinados (*bottoming*)

Os processos de converter a energia carregada por um combustível em energia elétrica compreendem em termos gerais a compressão de ar, a combustão de uma mistura ar + combustível e a expansão desses gases numa turbina gerando trabalho mecânico que pode ser utilizado diretamente para acionar máquinas rotativas ou, por indução eletromagnética, gerar energia elétrica. Nestes processos, e dependendo do combustível e do projeto dos processos termodinâmicos envolvidos, a eficiência global pode ser da ordem de 33%. Outros 66% acabam sendo liberados espontaneamente na atmosfera como energia térmica e/ou mecânica carregada nos gases de exaustão.

As instalações offshore focam mais nas operações de extração e produção do petróleo e o gás do que na usina de geração de eletricidade, calor ou acionamento mecânico. Em uma usina elétrica em terra, o foco é a operação com a maior eficiência possível para uma demanda dada. Já no mar, a usina tem que se ajustar às necessidades das operações da plataforma, o que leva a condições fora da projetada (*off-design*) (NORD; BOLLAND, 2013).

Para obter mais energia e aumentar a eficiência do processo de geração de potência, podem ser integrados ciclos termodinâmicos, em “ciclos combinados”, por exemplo de gás (Brayton) e vapor de água (Rankine) chegando em eficiências na faixa de 50 a 60%.

Em um diagrama temperatura – entropia, pode ser representado o trabalho liquido de um ciclo como uma área fechada. Na Figura 2.3 A, é representado o trabalho liquido de um ciclo a gás Brayton simples, na Figura 2.3 B o trabalho de um ciclo Rankine de vapor simples e na Figura 2.3 a integração dos dois ciclos, apresentando a transferência de calor dos gases de exaustão para evaporação da água no ciclo *bottoming*. O trabalho liquido é então a soma das duas áreas.

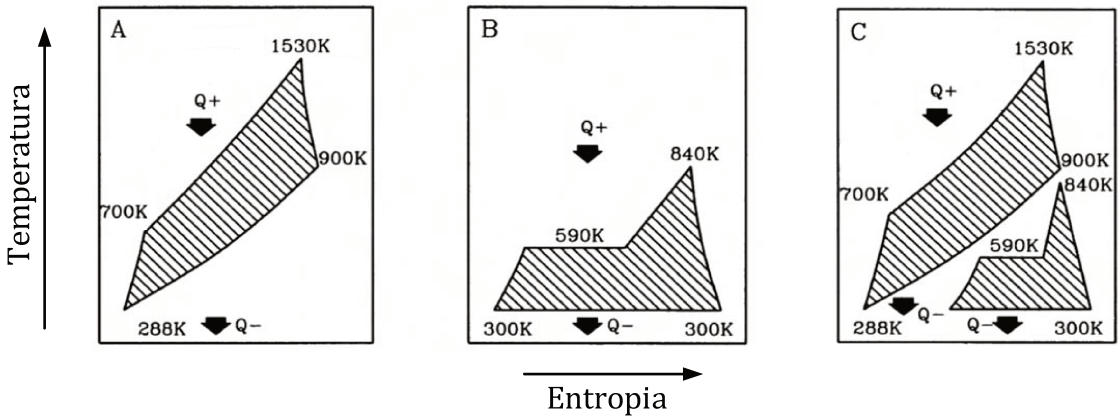



*Figura 2.3. Diagramas Temperatura-entropia para ciclos a) Ciclo de gás (Brayton) Simples; b) Ciclo a vapor (Rankine) Simples; e c) Ciclo combinado.*
*Fonte: (KEHLHOFER, 1997)*

Em particular, os ciclos combinados (turbina a gás + caldeira de recuperação + turbina a vapor) oferecem eficiência elevada na geração elétrica, são disponíveis comercialmente e já são amplamente usados em terra (ISHIKAWA et al., 2008); (GUARINELO JR, 2012), porém, para aplicações marítimas o volume e o peso são importantes limitantes para sua implementação. Uma caldeira de recuperação HSRG (*Heat recovery steam generator*) tradicional para uma turbina a gás GE LM2500 tem um peso aproximado de 120 toneladas (BOLLAND; BJERVE, 1994).

Ciclos combinados têm sido utilizados em instalações offshore desde os últimos 12 anos aproximadamente, incluindo tanto plataformas flutuantes (Snorre B[1]) quanto fixas (Oseberg D[1], Eldfisk[1]). Os três projetos provaram que os ciclos combinados são uma alternativa viável frente ao ciclo simples, visando redução de consumo de combustível e emissões de $CO_2$, além de ser flexível para demanda térmica nos casos em que a instalação precisa (KLOSTER; ABB MILJØ AS, 1999). Um resumo das instalações desses três projetos é apresentado na Tabela 2.3.

Outras instalações, denominadas FPP (*Floating Power Plants*), tem sido projetadas, construídas e se encontram em operação, algumas há quase cinquenta anos (Impedance, 30MW), mas a sua implementação tem aumentado significativamente desde os anos 90's, principalmente em países do sudeste asiático, America Latina e o Caribe, com capacidade de geração em terra insuficiente para abastecer a demanda local. Hoje em dia, os navios de geração de potência são projetados cada vez maiores com ajuda dos ciclos combinados, tal o caso da plafatorma Mangalore, na India, com 220MW de capacidade, sendo 55MW gerados pelo ciclo de vapor acoplado a turbinas LM6000.

*Tabela 2.4. Características de três ciclos combinados offshore*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Campo** | **Oseberg** | **Snorre** | **Eldfisk** |
|---|---|---|---|
| Unidades principais | 2 Turbo compressores com turbinas a gás PGT25+ (LM2500+) | 2 Turbo geradores DR63P (LM2500+) | 2 Bombas de injeção com turbinas a gás LM1600 e um turbo compressor com turbina PGT25 |
| Unidade do ciclo *bottoming* | 1 Turbina a vapor | 2 Turbinas a vapor | 1 Turbina a vapor |
| Unidade de recuperação de Calor | 1 WHRU-SG de entrada dupla | 1 WHRU-SG de entrada dupla | 1 WHRU-SG de entrada tripla |
| Potência elétrica e/ou calor oferecidos pelo ciclo *bottoming* | 15,8MW ou 14,3MW+11,65MW de calor | 17,3MW ou 115,2MW+8MW de calor | 10,3MW |

[1] Os Campos Snorre e Oseberg pertencem à companhia Statoil, Eldfisk à companhia Conoco Philips, iniciaram produção nos anos 1979, 1984 e 1979 respectivamente e estão localizados no Mar do Norte, na Noruega.

Uma comparação entre HRSG de tipo coletor (*drum*) e caldeiras de recuperação de passagem simples (*OTSG: Once Through Steam Generator*) foi desenvolvida para aplicação petrolifera marítima, concluindo que o projeto mais adequado é o OTSG com uma seleção de materiais que permita a operação seca, evitando o *by-pass* da chaminé (NORD; BOLLAND, 2012).

Da Figura 2.4 podem se identificar as quatro configurações estudadas por Nord e Bolland (2013).

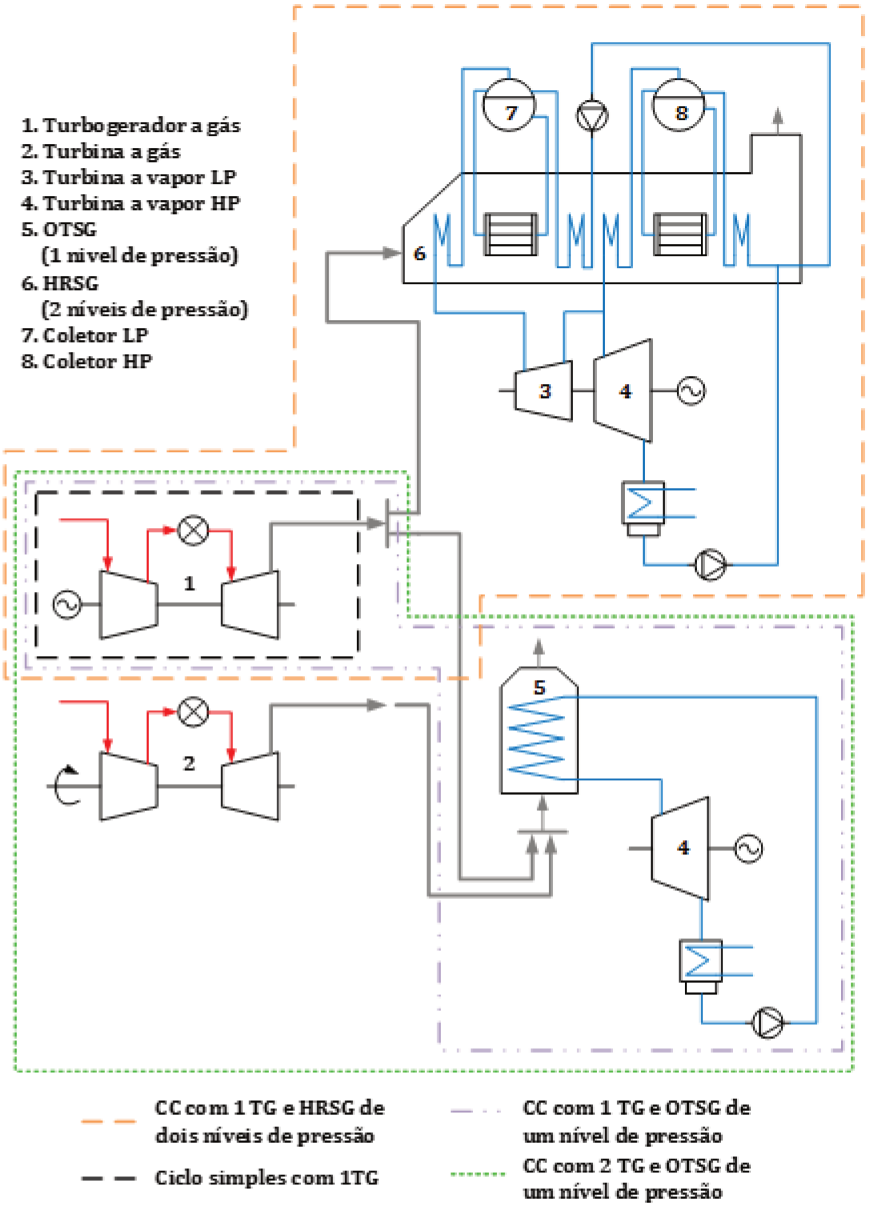



*Figura 2.4. Configurações de Ciclo combinado.*

*Fonte: Adaptado de (NORD; BOLLAND, 2013)*

A configuração de referência, a), demarcada por linha pontilhada preta, é a operação de uma turbina para geração de potência em ciclo simples. Nas outras configurações se têm: b) demarcada por linha pontilhada laranja, indica uma turbina para geração de potência em ciclo combinado com HRSG de dois níveis de pressão, portanto duas turbinas de vapor; c) demarcada por linha pontilhada cinza, corresponde a uma turbina para geração de potência em ciclo combinado com um OTSG de um nível de pressão e uma turbina de vapor; por último, a configuração d) demarcada por linha pontilhada verde, combina a operação de uma turbina para geração de potência e uma para acionamento mecânico direto, operando em ciclo combinado com um único OTSG de dupla sucção e uma turbina de vapor unicamente.

Considerando que a configuração de referência a), pode gerar 32,5MW em ciclo aberto, pode se identificar na Figura 2.5 o aporte em potência gerada pelos ciclos a vapor nas outras três configurações em azul mais claro.

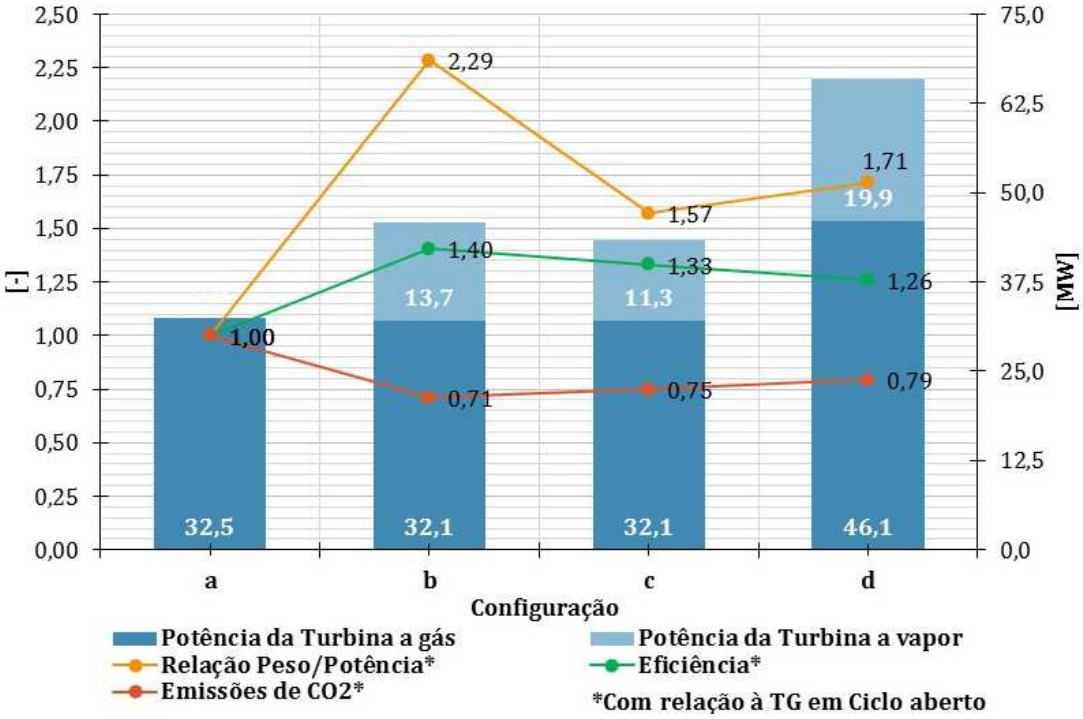



*Figura 2.5. Potência gerada, relações peso/potência gerada, Eficiência global e Emissões de $CO_2$ de quatro configurações de usina de geração, com referência ao Ciclo Brayton simples.*

*Fonte: Adaptado de (NORD; BOLLAND, 2013)*

É visível também que a relação peso/potência do caso de referência é o menor por contar só com as turbinas a gás, enquanto que das outras três alternativas, é a configuração c) a que tem menor relação peso/potência. A sua vez, a configuração c) é a segunda com melhor eficiência térmica, depois do ciclo combinado com HRSG de dois níveis de pressão. Mesmo raciocínio para as emissões de $CO_2$.

E importante salientar que embora a capacidade instalada de geração de cada plataforma *offshore* é da ordem de 100MW, este não é o maior nicho de mercado de fabricantes de turbinas a gás e/ou de caldeiras de recuperação de vapor, portanto não têm sido desenvolvidos amplamente sistemas marítimos de ciclo combinado.

A maioria das instalações marítimas são projetadas para geração de potência com turbinas em ciclo aberto que oferecem custo inicial, tamanho e peso reduzidos (por MWh instalado), mas comprometem a eficiência energética e o consumo de combustível (IPIECA, 2013). O projeto da planta de geração das FPSO Replicantes no Brasil, só prevê a utilização de uma parcela do calor dos gases de exaustão para aquecimento de água líquida pressurizada.

Outros trabalhos têm sido desenvolvidos usando turbinas LM2500 em ciclo simples (NORD; BOLLAND, 2013) (NORD; BOLLAND, 2012), permitindo concluir alguns aspectos úteis para instalações marítimas que utilizam o mesmo modelo de turbina, como é o caso brasileiro.

Um trabalho recente desenvolveu uma otimização multi-objetivo para determinar as soluções ótimas sob as seguintes premisas (NORD; MARTELLI; BOLLAND, 2014):

- Objetivo 1: Mínimo peso
- Objetivo 2: Máxima potência
- Variáveis de decisão: temperatura de vapor superaquecido, $T_{vapor}$, pressão de evaporação do vapor, $p_{evap}$, diferença de temperatura mínima (*pinch*) no HRSG, $\Delta T_{pinch}$, queda de pressão do lado gás no HRSG, $\Delta p_{HRSG}$, pressão do condensador, $p_{cond}$, e diferença de temperatura da água de esfriamento no condensador, $\Delta T_{CW}$.
- Restrições:
  400°C < $T_{vapor}$ < 510°C,
  15bar < $p_{evap}$ < 40bar,

$10\text{K} < \Delta T_{pinch} < 30\text{K}$,

$0{,}015\text{bar} < \Delta p_{HRSG} < 0{,}035\text{bar}$,

$0{,}03\text{bar} < p_{cond} < 0{,}12\text{bar}$,

$3\text{K} < \Delta T_{CW} < 10\text{K}$.

Uma das soluções otimizadas determinadas por esse estudo, será utilizada para a simulação do ciclo combinado a ser apresentado no Capítulo 5, por ter sido desenvolvida para o mesmo modelo de turbina a gás.

Após a otimização chegou-se em:

- $T_{steam}$ = 480 °C,
- $p_{steam}$ = 38,5 bar,
- $\Delta T_{pinch}$ = 28 K,
- $\Delta p_{HRSG}$ = 0,030 bar,
- $p_{cond}$ = 0,032 bar,
- $T_{cond}$=25 °C,
- $\Delta T_{CW}$ = 9 K.

Nessas condições foi alcançada uma eficiência líquida do ciclo de 50,0%, com uma relação peso a potência (W/P) de 34,9 kg/kW. É importante lembrar que no caso de plataformas *offshore*, o peso é um fator determinante para implementar ou não um desenvolvimento projetado, ainda se ele pode ser otimizado em outras variáveis.

### 2.2.2 Captura e sequestro de Carbono

A Captura e Sequestro de Carbono (CCS) é um "processo consistente na separação de $CO_2$ de fontes industriais e energo-intensivas, o transporte a um local de armazenamento e seu isolamento da atmosfera a longo prazo" (IPCC, 2005).

A maioria dos gases produzidos de formações geológicas, contem quantidades variáveis de componentes ácidos como $H_2S$ e $CO_2$ como impurezas. Tais impurezas precisam ser separadas da corrente de gás natural antes da exportação para minimizar

ameaças na saúde, corrosão nos equipamentos e/ou tubulação e problemas ambientais. O $H_2S$ e $CO_2$ removidos, precisam ser descartados de uma forma segura e ambientalmente aceitável (CHAKMA, 1997).

Essas correntes de gás que não provêm de combustão e têm concentrações altas de $CO_2$, são susceptíveis de serem armazenadas em reservatórios geológicos com um custo baixo (WONG et al., 2003). Já no caso de fontes de combustão, onde a concentração de $CO_2$ varia entre um 5 e um 15%, o custo de capturar o $CO_2$ é maior e se faz viável economicamente só em países onde a liberação espontânea na atmosfera é taxada.

Em uma plataforma marítima, a principal condição a ser cumprida pelo sistema de geração de energia elétrica é que a saída líquida seja garantida, independentemente das demandas de potência ou calor de qualquer sistema de Captura de $CO_2$ associado, o que exige a integração de um sistema de recuperação de calor residual (FALK-PEDERSEN; DANNSTRÖM, 1997).

Uma vez garantida a oferta de energia elétrica para os processos, várias considerações adicionais têm que ser levadas em conta. Primeiro, o espaço e peso ocupado deve ser minimizado, mediante equipamentos compactos e leves. Além disso, a manutenção e operação do processo de remoção o de $CO_2$ não pode interferir na disponibilidade de produção de óleo na condição normal (BOLLAND; BJERVE, 1994). Outra consideração importante é qual alternativa de disposição de $CO_2$ é viável em cada caso, podendo ser compressão e injeção em aquíferos salinos, reservatórios abandonados, ou reservatórios em operação, caso no qual se constitui como um método de elevação secundaria (EOR).

Desde o começo da década de 90, têm sido desenvolvidos estudos de viabilidade técnica e econômica para separar o $CO_2$ emitido nas unidades de geração elétrica. Identificam-se três principais abordagens, i) captura pré-combustão, ii) captura pós-combustão e iii) processo *oxy-fuel*.

O sistema de captura pós-combustão tem a vantagem de poder ser utilizado em processos de combustão existentes, sendo mais fácil de implementar. Porém, esta vantagem vem acompanhada com uma penalidade na eficiência da geração de energia (DAVISON, 2007).

É necessária uma tecnologia de separação para efetuar a captura pós-combustão. A Figura 2.6 apresenta algumas das tecnologias existentes. Pode ser usada: a) adsorção, b) absorção física, c) absorção química, d) separação criogênica, e e) membranas.

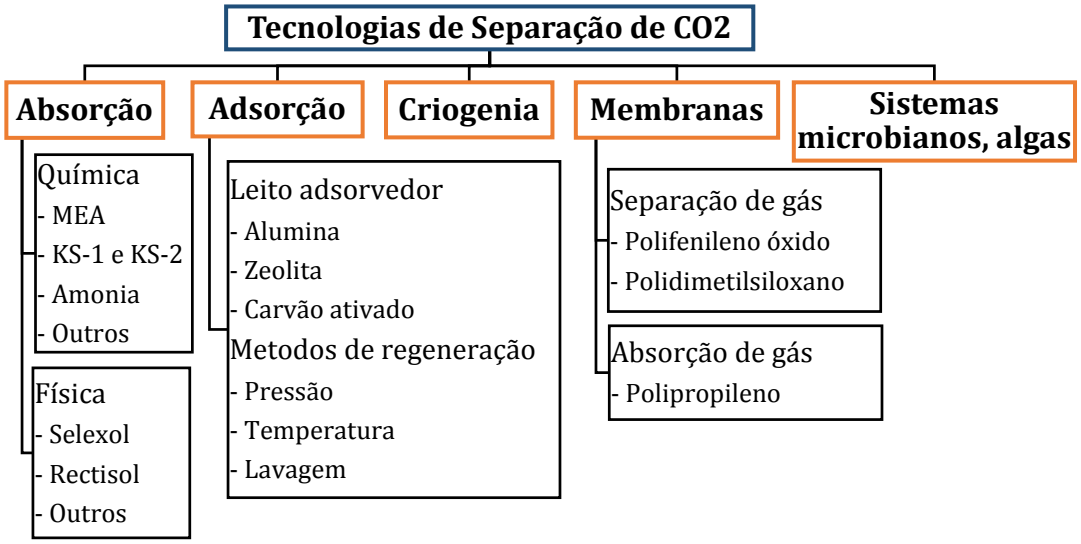



*Figura 2.6. Tecnologias de processos para captura de $CO_2$ por pós-combustão.*
*Fonte: (WANG et al., 2011)*

Existem várias alternativas de geração de potência para uma plataforma FPSO, nas quais pode ser integrado um sistema de separação de $CO_2$ dos gases rejeitados. Bolland e Bjerve (1994) analisaram seis sistemas de geração de potência para plataformas offshore com CCS integrado, todos eles com membranas de absorção gás/liquido com mono etanol amina (MEA).

Trata-se dos seguintes conceitos:

- Ciclo combinado com 40% de recirculação da vazão de gases de exaustão,
- Turbina a gás com injeção de vapor (STIG) e 15% de recirculação da vazão de gases de exaustão,
- Ciclo combinado com mistura de oxigênio e 50% de recirculação da vazão de gases de exaustão,
- Ciclo de vapor convencional,
- Motores de combustão a gás.

A Figura 2.7 apresenta uma comparação entre as eficiências (global e de geração de energia elétrica), o custo inicial e o peso do conjunto (geração, ciclo combinado e sistema de captura), os dois últimos com referência às turbinas a gás com Ciclo Combinado.

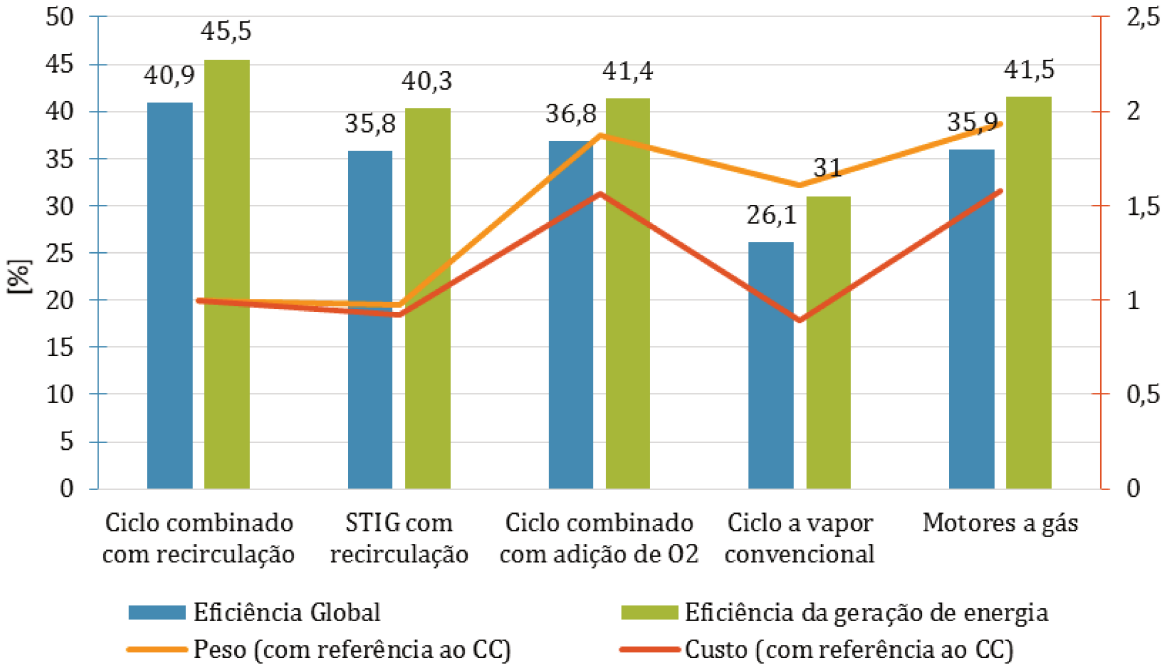



*Figura 2.7. Eficiência térmica e de geração elétrica de cinco sistemas de geração de potência com Ciclo combinado e CCS*

*Fonte: (BOLLAND; BJERVE, 1994)*

O ciclo combinado com adição de $O_2$ permite uma diminuição nos gases de escape, mas não é adequado para aplicação marítima pelo grande tamanho e custo da unidade de separação de ar. O ciclo a vapor convencional tem também vazão de produtos da combustão menor à do Ciclo combinado, e o custo inicial é menor, mas o peso da unidade é muito grande para aplicação marítima.

Já para o Ciclo STIG, o custo e peso relativos ao Ciclo Combinado são menores, mas as eficiências também são. Ademais, a operação do Ciclo STIG precisa de água tratada para a operação correta das turbinas. O ciclo STIG será discutido com mais detalhe no Item 2.3. Os motores de combustão a gás têm a limitante do porte, razão que obriga o uso de várias unidades em paralelo, com custo e peso elevado quando a demanda da plataforma é alta.

O Sistema de geração com ciclo combinado e 40% de recirculação apresentou os melhores resultados para aplicação offshore, com a maior eficiência e o segundo menor custo e peso.

Outras tecnologias de separação de $CO_2$ têm sido estudados na literatura, integradas com geração de potência, ciclo combinado e captura de $CO_2$.

Foi realizada a simulação de nove configurações de CCS no trabalho de Kvamsdal *et. al*; (2007), com uma fronteira que inclui a demanda de energia dos processos de produção de oxigênio nos processos *oxy-fuel* e com a mesma composição e propriedades do gás natural, ar e/ou oxigênio alimentado em cada caso. Foram comparadas suas eficiências e as emissões líquidas de $CO_2$.

Trata-se dos ciclos de potência modificados a seguir:

Tipo Oxy-fuel

- Ciclo Combinado Oxy-fuel
- Ciclo de água
- Ciclo Graz
- Usina de potência avançada de emissão zero (AZEP)[2]
- Ciclo com Célula de óxido solido combustível e Turbina a gás (SOFC[3]+GT)
- Ciclo de combustão por recirculação química (CLC)[4]

Pré combustão

- Pré combustão com reformador auto térmico (ATR)[5]
- Pré combustão com reator de membrana de hidrogênio (MSR-H2)[6]

Pós combustão

- Pós combustão com absorção por aminas

Após definir os parâmetros dos equipamentos, tais como perdas de carga, diferenciais de temperatura, eficiências isentrópicas e/ou politrópicas de compressores e/ou turbinas, foi definida a eficiência geral da usina com a equação a seguir (KVAMSDAL; JORDAL; BOLLAND, 2007):

[2] AZEP: *Advanced Zero Emissions Power Plant*
[3] SOFC: *Solid Oxid Fuel Cell*
[4] CLC: *Chemical Looping combustion.*
[5] ATR: *Auto Thermal Reformer*
[6] MSR-H2: *Methane-steam Reformer with hydrogen separating membrane*

$$\eta_{ciclo} = \frac{\left(\sum \dot{W}_{exp} - \sum \dot{W}_c\right) \cdot \eta_{t \to e} + \dot{W}_{FC} - \dot{W}_{DC/AC} - \sum \dot{W}_{cons}}{\dot{m}_F \cdot LHV} \qquad (2.13)$$

O primeiro termo é o trabalho termodinâmico das turbinas de gás e vapor, multiplicado por um fator de eficiência de transferência da energia desde a turbina até a rede. O segundo termo é a saída elétrica líquida da célula de combustível. O terceiro é a perda por conversão de corrente direta (DC) a corrente alternada (AC) e o último termo do numerador é a soma dos consumidores de energia, como bombas, ejetores, ventiladores, compressão de $CO_2$ e produção e compressão de $O_2$. Já o denominador, representa simplesmente a energia total carregada pelo combustível.

A eficiência líquida das usinas simuladas é representada na Figura 2.8 junto com o Ciclo Combinado (CC) sem Captura de $CO_2$ que serve como referência.

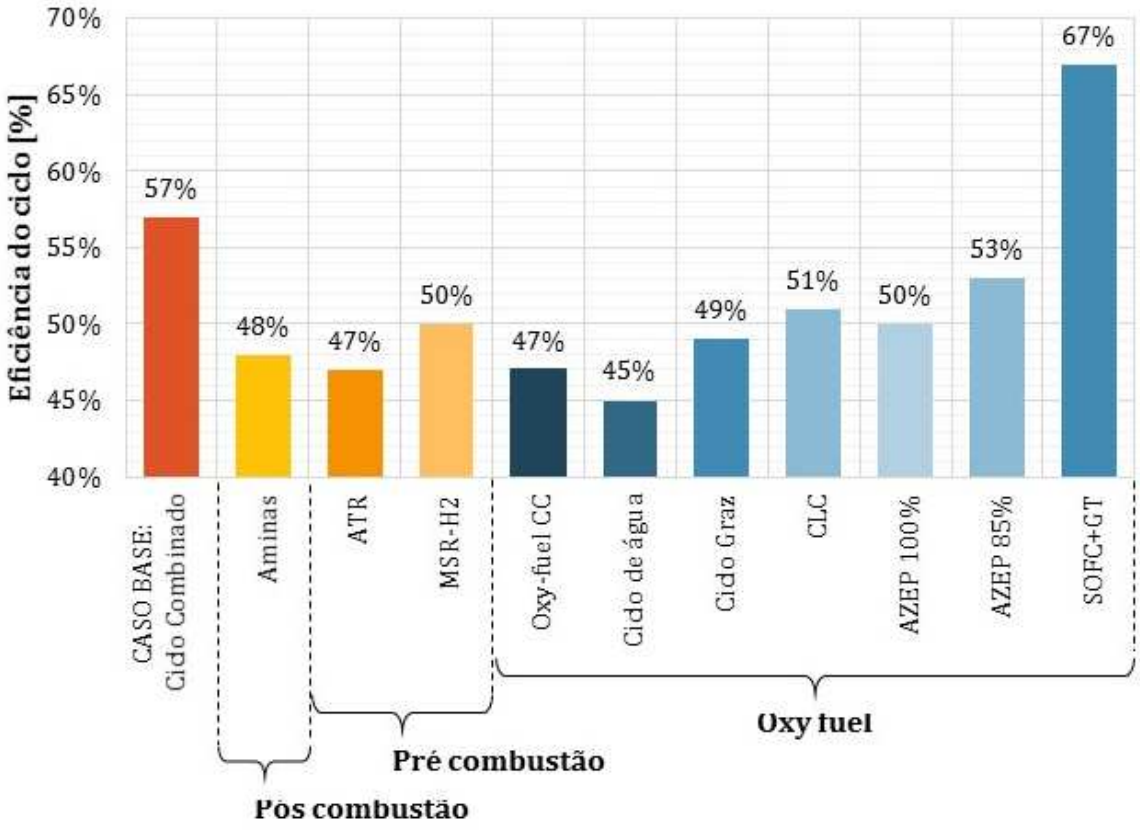



*Figura 2.8. Eficiência líquida das usinas com Sistemas de Captura de Carbono com relação ao poder calorífico do combustível*

*Fonte: (KVAMSDAL; JORDAL; BOLLAND, 2007)*

Nos ciclos de aminas (ATR, oxy-fuel CC e Graz) a eficiência líquida é similar, enquanto que os sistemas que contém tecnologia nova e emergente (CLC, MSR-H2. AZEP100%. AZEP85% e SOFC+GT) apresentam os melhores resultados em termos de eficiência.

Não entanto, o fato de serem tecnologias emergentes implica que o cálculo da eficiência tem menor probabilidade de acertar o valor real de uma planta construída e em operação. A incerteza das mais novas tecnologias pode ser de até o dobro da incerteza em tecnologias maduras e testadas, embora sejam valores pequenos (±1-2%).

No caso da pós-combustão e captura por aminas, a redução na potência total é causada pelo vapor utilizado na regeneração das aminas e, além disso, pelo aumento na pressão requerido para compensar a queda de pressão na coluna de absorção.

Os sistemas de Captura e sequestro de $CO_2$ trazem consigo desafios na implementação e operação, principalmente relacionados à viabilidade técnica, à disponibilidade de espaço, à possibilidade de falha em unidades de processo e/ou ao efeito de uma falha operacional nos processos principais (BERGHOUT; VAN DEN BROEK; FAAIJ, 2013).

Os inconvenientes com espaço disponível são sempre relativos à instalação. Um ranking estimado entre as alternativas de captura de carbono, desde a visão da limitação de espaço é: i) pre-combustao, ii) combustao oxy-fuel, iii) pós-combustão.

Uma descrição sucinta dos ciclos é apresentada a seguir:

***Ciclo Combinado Oxy-fuel***

É similar ao Ciclo combinado (CC) comum baseado em ar, mas com combustão próxima à condição estequiométrica com oxigênio em lugar do ar na turbina a gás. O gás de exaustão que contem principalmente $H_2O$ e $CO_2$ é fornecido à caldeira de recuperação HSRG (*Heat Recovery Steam Generator*), onde o vapor é gerado para o ciclo *bottoming*. A maior parte de $H_2O$ é separada do $CO_2$ por esfriamento e condensação. Uma boa parte do $CO_2$ (aproximadamente 90%) é reciclada de novo ao combustor com o objetivo de manter a Temperatura de entrada da turbina (TIT)[7] no patamar requerido.

[7] TIT: *Turbine Inlet Temperature*

### *Ciclo de água*

O ciclo de água pode ser categorizado como um ciclo de potência tipo Rankine. O fluido de trabalho (água) é comprimido na fase líquida e os gases quentes (principalmente vapor de água) são expandidos para prover trabalho. É aplicado tanto reaquecimento simples quanto duplo.

### *Ciclo Graz*

O ciclo Graz está baseado em uma combinação de um ciclo de turbina a gás *oxy-fuel* com injeção de vapor recuperado e um ciclo tipo Rankine. Basicamente consiste em um ciclo Brayton de alta temperatura (compressores, câmara de combustão e turbina de alta temperatura) e um ciclo Rankine de baixa temperatura (turbina de baixa temperatura, condensador, HRSG, e turbina de alta pressão). O gás natural junto com a massa de oxigênio quase estequiométrica é alimentado na câmara de combustão. Vapor e uma mistura $CO_2/H_2O$ são fornecidos para esfriar os queimadores. Uma mistura de aproximadamente 75% de vapor e 25% de $CO_2$ em fração mássica deixa a câmara de combustão a uma temperatura aproximada de 1400 °C. O fluido é expandido na Turbina de alta temperatura. É feito um esfriamento com vapor que provem da turbina de alta pressão aumentando o conteúdo de vapor a 77% na saída da turbina de alta temperatura. O gás quente de exaustão é esfriado no seguinte HSRG para vaporizar e superaquecer vapor para a turbina de alta pressão. Após o HSRG só 45% da vazão mássica do ciclo é expandida na turbina de baixa pressão. A saída da turbina de baixa pressão é condensada com água de esfriamento e fica o $CO_2$ para compressão de exportação. O modelo é baseado no trabalho do Jericha (2003).

### *Usina de potência avançada de emissão zero (AZEP)*[8]

Este conceito é baseado em um Ciclo Combinado onde o combustor é substituído por um reator de membrana de mistura condutiva (MCM)[9]. Ele tem as funções a seguir:

[8] AZEP: Do conceito em língua inglesa *Advanced Zero Emissions Power Plant*
[9] MCM: Do conceito em língua inglesa *Mixed conductive membrane*

- Separação do Oxigênio do ar pela membrana
- Combustão do combustível com relação próximo à condição estequiométrica.
- Transferência de calor (calor da combustão ao ar de oxigênio reduzido)

O ar com oxigênio reduzido é expandido na turbina principal. O gás de exaustão contém principalmente $CO_2$ e $H_2O$ e é expandido na turbina de $CO_2$/vapor. A maior parte da água é facilmente separada do $CO_2$ por esfriamento e portanto condensação. O modelo é baseado no trabalho do (Eklund H, 2003)

Uma configuração alternativa foi investigada, devido que a TIT é menor do que em outros sistemas (1200 °C), incluindo um queimador com adição de combustível prévio à turbina para aumentar a TIT. Dessa forma, é possível incrementar a eficiência líquida do ciclo, no entanto, com um incremento na emissão de $CO_2$ correspondente à queima adicional de combustível.

### *Ciclo com Célula de óxido solido combustível e Turbina a gás (SOFC[10]+GT)*

Este ciclo combina uma célula de óxido sólido combustível e uma turbina a gás, onde a unidade SOFC substitui o combustor e, de maneira similar ao AZEP, o ar com oxigênio reduzido que vem do cátodo da célula é alimentado à turbina principal.

É necessário um queimador adicional porque o combustível não consegue ser completamente convertido na célula de combustível. Com o objetivo de capturar o carbono, as correntes do cátodo e o ânodo devem ser mantidas separadas nesta parte do ciclo.

### *Ciclo de combustão por recirculação química (CLC)[11]*

Combustão por recirculação química se refere à combustão sem contato direto entre o ar e o combustível. O processo de combustão é dividido em reações intermediárias de oxidação e redução, cada uma próxima ao equilíbrio termodinâmico. Isso é alcançado utilizando um óxido metálico como carregador de oxigênio que circula entre dois reatores, RED e OX. O ar com oxigênio reduzido e o gás de exaustão são expandidos em

[10] SOFC: *Solid Oxid Fuel Cell*
[11] CLC: *Chemical Looping combustion.*

turbinas separadas e um ciclo *bottoming* de vapor é integrado com a corrente de ar com pouco oxigênio. O gás de exaustão contém principalmente $CO_2$ e $H_2O$. A maior parte da $H_2O$ é facilmente separada do $CO_2$ por esfriamento e condensação.

### *Pré combustão com reformador auto térmico (ATR)*[12]

Este conceito está baseado no Ciclo Combinado, mas com descarbonização do gás natural prévio à combustão. O processo de reforma auto térmica do metano consiste em uma combinação entre os processos de reforma a vapor e oxidação parcial, no qual a reforma do metano com vapor é realizada em presença de oxigênio. O termo auto térmico é utilizado uma vez que neste processo são realizadas reações exotérmicas e endotérmicas. Sendo assim, o calor gerado pela oxidação parcial é utilizado pela reforma a vapor, otimizando os custos energéticos da unidade industrial. (Vasconcelos, 2006)

A reforma do gás natural e a reação de deslocamento de gás resultam em uma mistura de $CO_2$, $H_2$, $H_2O$ e $N_2$. A maior parte da água e $CO_2$ é removida e o combustível rico em hidrogênio é queimado em uma turbina de gás.

A seção de reforma está composta por uma unidade pré-reformadora onde os hidrocarbonetos pesados do gás natural alimentado são convertidos em metano ($CH_4$), e hidrogênio ($H_2$), um reator ATR e dois reatores de deslocamento. A água excedente dos reatores é separada da corrente do produto por esfriamento e condensação, enquanto o $CO_2$ produzido é separado dos produtos por uma unidade absorvedora. O combustível resultante, composto principalmente por $H_2$ e $N_2$, é alimentado ao combustor. A exaustão é conduzida a um HSRG. Com o objetivo de obter um desempenho aceitável, o ciclo de vapor é altamente integrado com a seção de reforma.

### *Pré combustão com reator de membrana de hidrogênio (MSR-H2)*[13]

Este conceito tem muita similaridade com o ATR descrito anteriormente. Porém, neste caso, os dois reatores de deslocamento são substituídos por um reator de membranas, do tipo reformador metano-vapor. O hidrogênio é continuamente removido enquanto é produzido no reformador. O calor requerido para a reação de reforma é

[12] ATR: *Auto Thermal Reformer*
[13] MSR-H2: Do conceito em língua inglesa *Methane-steam Reformer with hydrogen separating membrane*

fornecido ao reator por transferência de calor com os gases quentes de exaustão da turbina uma vez que a temperatura é suficientemente elevada com queimadores auxiliares.

O vapor extraído do ciclo de vapor é usado como gás de varrimento para o hidrogênio separado no lado permeado da membrana e essa mistura (aproximadamente 42/58 vol% $H_2O/H_2$) é alimentada à turbina de gás. Os outros produtos do reator de membrana são principalmente $CO_2$ e $H_2O$ que são alimentados a uma turbina $CO_2$/vapor, prévio ao esfriamento e condensação de $H_2O$.

Várias aplicações do reator de membrana têm sido demonstradas em ciclos de potência. Porém, o conceito do MSR-H2 é uma tecnologia inovadora já que o reator de hidrogênio por membrana não está ainda desenvolvido para essa aplicação.

### 2.2.3 Pós combustão com absorção por aminas

Os processos de absorção em captura pós-combustão, utilizam a natureza reversível da reação química de um solvente aquoso alcalino, usualmente uma amina, com um gás ácido. Um fluxograma simplificado é apresentado na Figura 2.9.

O gás é comprimido em um ventilador, para vencer a contrapressão do absorvedor e é esfriado antes de entrar na reação química. Uma vez entra em contato com o solvente, a temperaturas entre 40°C e 60°C, o $CO_2$ é aderido ao solvente e o gás de exaustão "limpo" passa por uma seção de lavagem com água, que completa o balanço de água da reação e tira quantidades mínimas de solvente em estado líquido ou gasoso. Após a lavagem, o gás é liberado e a corrente rica em $CO_2$ passa ao desorvedor, ou vaso de regeneração.

A regeneração precisa de uma temperatura entre 100°C e 140°C e pressão um pouco acima da pressão atmosférica. É fornecido calor no refervedor para manter as condições de regeneração. A necessidade de aquecer o solvente para remover o $CO_2$ absorvido é uma das penalidades energéticas do processo de captura, junto com a ventilação na entrada do processo e o bombeamento de recirculação. O vapor é recuperado no condensador e a corrente de gás rico em $CO_2$ é disposta para exportação ou compressão, segundo necessidade do processo. A corrente de solvente é bombeada de novo para o absorvedor, passando por um trocador de calor que garante o nível de temperatura dessa coluna.

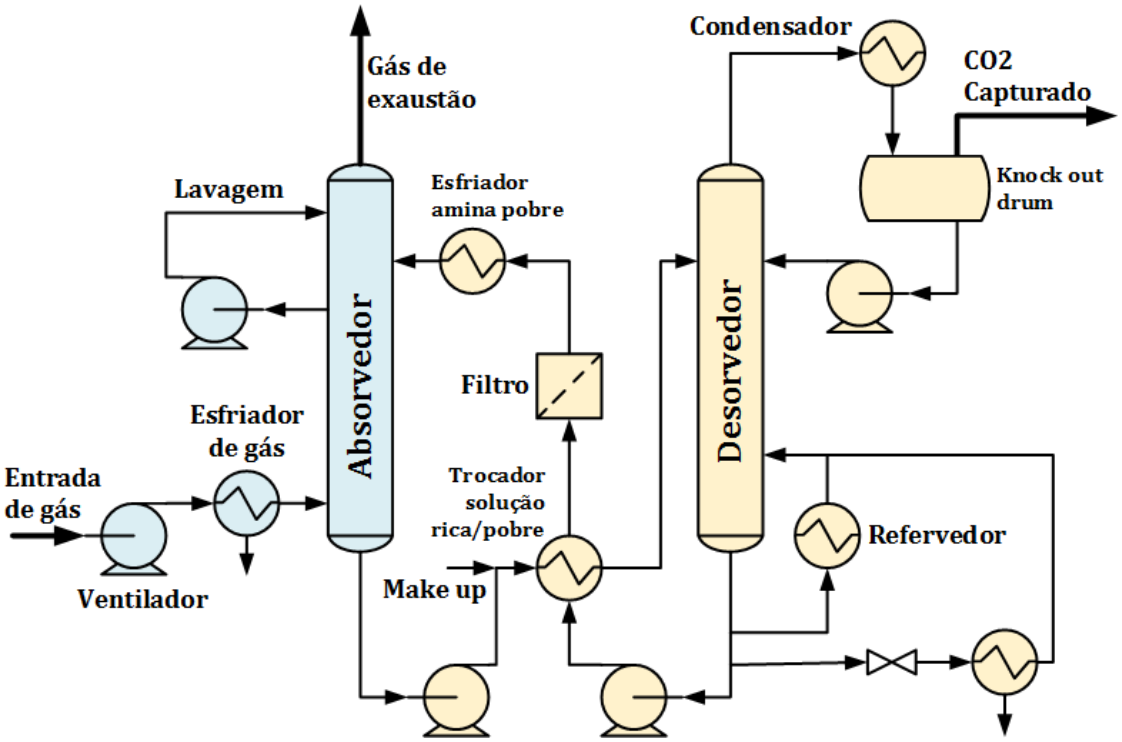



*Figura 2.9. Fluxograma de Recuperação de $CO_2$ de gases de exaustão por absorção química*

*Fonte: Adaptado de (IPCC, 2005)*

No caso apresentado na Figura 2.9, o dióxido de carbono é separado do gás de exaustão utilizando 30% em massa de mono-etanol amina (MEA). O gás de exaustão que contém 4% de $CO_2$ em volume aproximadamente, junto com $N_2$, $O_2$ e principalmente $H_2O$, é então esfriado a 40-50°C e alimentado na torre de absorção. A amina rica em $CO_2$ é alimentada no regenerador e volta na torre já regenerada. O $CO_2$ liberado e o vapor são esfriados para remoção da água e o $CO_2$ é comprimido para transporte e armazenamento. O vapor de baixa pressão requerido para o refervedor do desorbedor é extraído de uma turbina de vapor de baixa pressão.

O desorvedor necessita operar a uma pressão que corresponda a uma temperatura de 125°C ou menor no refervedor. Ainda quando seria favorável para a transferência de calor operar em altas pressões e temperaturas, essas condições estão limitadas pela degradação do MEA que é acelerada com temperaturas altas. Escolheu-se, portanto, 125 °C e 170 kPa (KOTHANDARAMAN, 2010).

### 2.2.4 Outros estudos

***WHR em compressão de $CO_2$***

Existem várias configurações de trens de compressão, portanto há diferentes oportunidades de recuperar o calor rejeitado.

A condições ambiente, o $CO_2$ está em fase gasosa. Sobre o ponto crítico (304,18K, 7,38 MPa), não existe mais limite entre as fases líquida e gasosa. O $CO_2$ supercrítico apresenta densidades similares aos líquidos mas ainda é compressível como um gás.

Diferentes combinações de compressores, bombas e resfriadores têm sido usadas para compressão de $CO_2$. Identificam-se quatro configurações comuns, como segue:

- Compressão com inter-resfriamento,
- Compressão com inter-resfriamento, liquefação subcrítica e bombeamento,
- Compressão com inter-resfriamento, liquefação supercrítica e bombeamento,
- Compressão com onda de choque (supersônica).

O inter-resfriamento busca aproximar o processo a um estado isotérmico que vai requerer menos entrada de energia. São comuns compressores com relação de compressão entre 1,7:1 e 2,0:1 para $CO_2$.

A liquefação busca que o incremento de pressão seja na fase líquida, portanto o incremento de entalpia é muito menor e faz possível utilizar uma bomba de baixa intensidade energética.

A compressão por onda de choque tem uma eficiência alta pelo arrasto mínimo que apresenta. A eficiência isentrópica pode ser de até 90% e cada etapa pode atingir relações de compressão de mais de 10:1. Portanto, a temperatura do $CO_2$ incrementa significativamente com o aumento de pressão. O incremento de entalpia oferece oportunidades para recuperação de calor residual na saída do compressor (BALDWIN, 2009).

Um exercício de análise exergética para avaliar a recuperação de calor em sistemas de compressão de uma usina supercrítica de carvão pulverizado, com potência nominal de 550 MW acoplada a um ciclo de Rankine Orgânico (ORC), concluiu que sem o sistema

ORC, a compressão por onda de choque requer maior entrada de energia. Porém, ao incluir o sistema ORC, o sistema supersônico tem um melhor desempenho (PEI et al., 2014). Nos dois casos, a eficiência térmica e exergética aumentam com a TIT, a taxa de destruição de exergia diminui com o aumento da TIT. A destruição de exergia na compressão supersônica é maior que no caso com inter-resfriamento, mas é compensada com a eficiência exergética, tendo um melhor comportamento.

### *Ciclos de recuperação de calor de baixas e medias temperatura*

Tal como foi comentado no item anterior, existem ciclos termodinâmicos de aproveitamento de calor rejeitado em baixas ou medias temperaturas, como o Ciclo de Rankine Orgânico (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010), exemplificado na recuperação de calor para os estágios intermediários de compressão.

Um estudo atual, desenvolvido para o mesmo projeto de plataforma FPSO utilizado para essa dissertação, identificou os sistemas com maior potencial para geração de eletricidade a partir da recuperação de calor. Considerou-se a recuperação de calor dos gases de exaustão das turbinas a gás na unidade de geração principal e dos fluidos quentes nas unidades de compressão principal e de compressão de $CO_2$ (VELOSO, 2015).

Vários fluidos orgânicos foram analisados, chegando à conclusão de que a fronteira de Pareto é composta por diferentes fluidos segundo a faixa de geração de potência e da área total do ciclo ORC. Por exemplo, para a unidade de geração principal, os fluidos que constituem a fronteira de Pareto foram o Dimetilbenzeno com uma faixa de geração de potência entre 1.500 a 2.500 kW, seguido pelo Propilbenzeno 2.500 a 4.600 kW, Etilbenzeno 4.600 a 5.000 kW, e o Tolueno, permitindo a geração de potências na faixa de 5.000 kW à máxima gerada, 6.269 kW.

# 3. BASES DE PROJETO

## 3.1 Descrição da operação da FPSO

A unidade de produção estudada, é do tipo navio FPSO, por se tratar de uma aplicação de água ultra-profunda e longa distância ao continente, onde unidades semissubmersíveis ou fixas ao leito marino não são técnica nem economicamente viáveis.

A produção que vem dos poços satélite e/ou dos *manifolds* submersos, é coletada em *manifolds* de produção e teste em superfície, sem separação de gás dos anulares dos poços. Também não há separação de água submersa, sendo que todas as facilidades de produção ficam no convés no navio.

É apresentado na Figura 3.1 um diagrama simplificado das facilidades de produção.

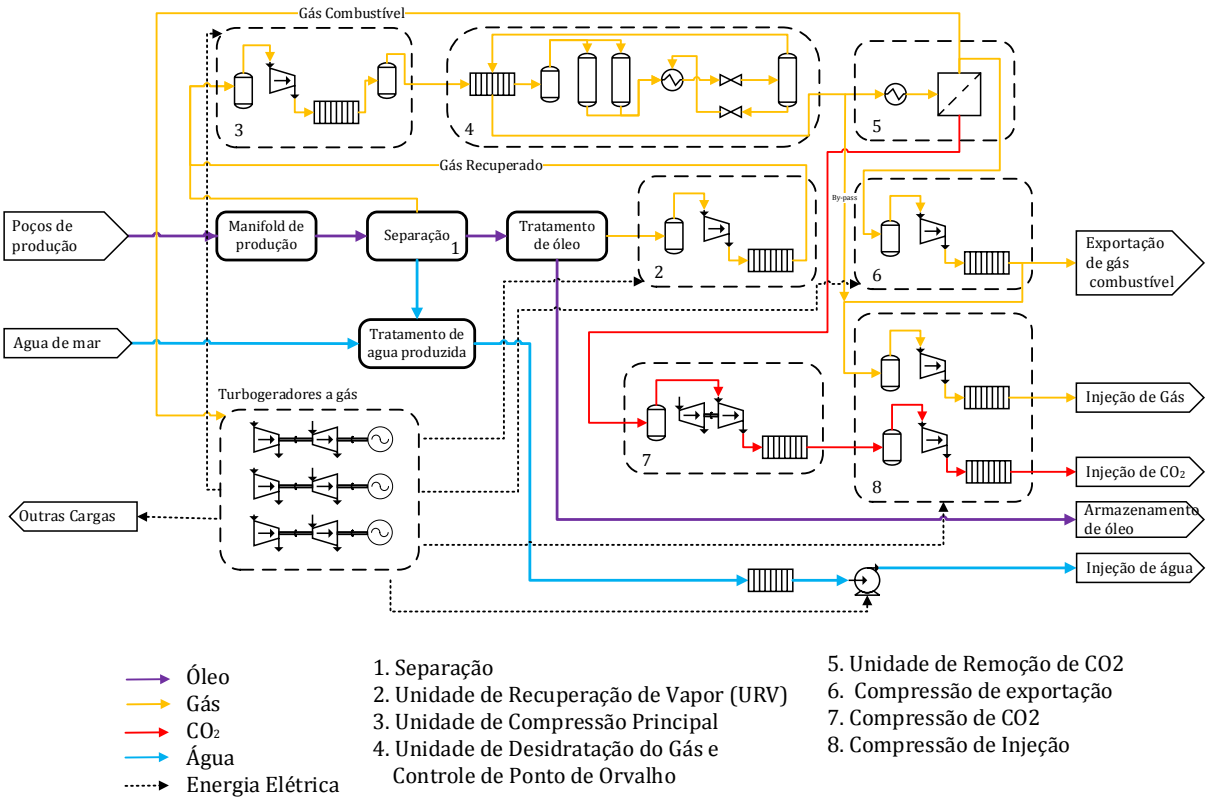



*Figura 3.1. Fluxograma simplificado de facilidades de processamento da FPSO*

*Fonte: (ACEVEDO BLANCO; GALLO, 2015)*

Após a coleta dos fluidos, eles são direcionados para o processo de separação que está composto por um separador trifásico principal, um sistema de aquecimento de óleo, dois separadores bifásicos com tratamento eletrostático e um sistema de diluição com água para redução da salinidade. O óleo sai deste processo sob especificações de BS&W e salinidade de exportação.

A sua vez, o gás separado no vaso trifásico principal é escoado diretamente para o sistema de compressão principal e o gás separado nos vasos bifásicos passa por um sistema de recuperação de vapores com compressor de parafusos e separação de condensados (identificado com número 2 na Figura 3.1), para depois se juntar com a corrente do vaso trifásico.

Na Figura 3.2 se apresentam os níveis de pressão das correntes de óleo, gás hidrocarboneto, gás rico em $CO_2$ e água de injeção passando pelos processos indicados nas faixas amarelas.

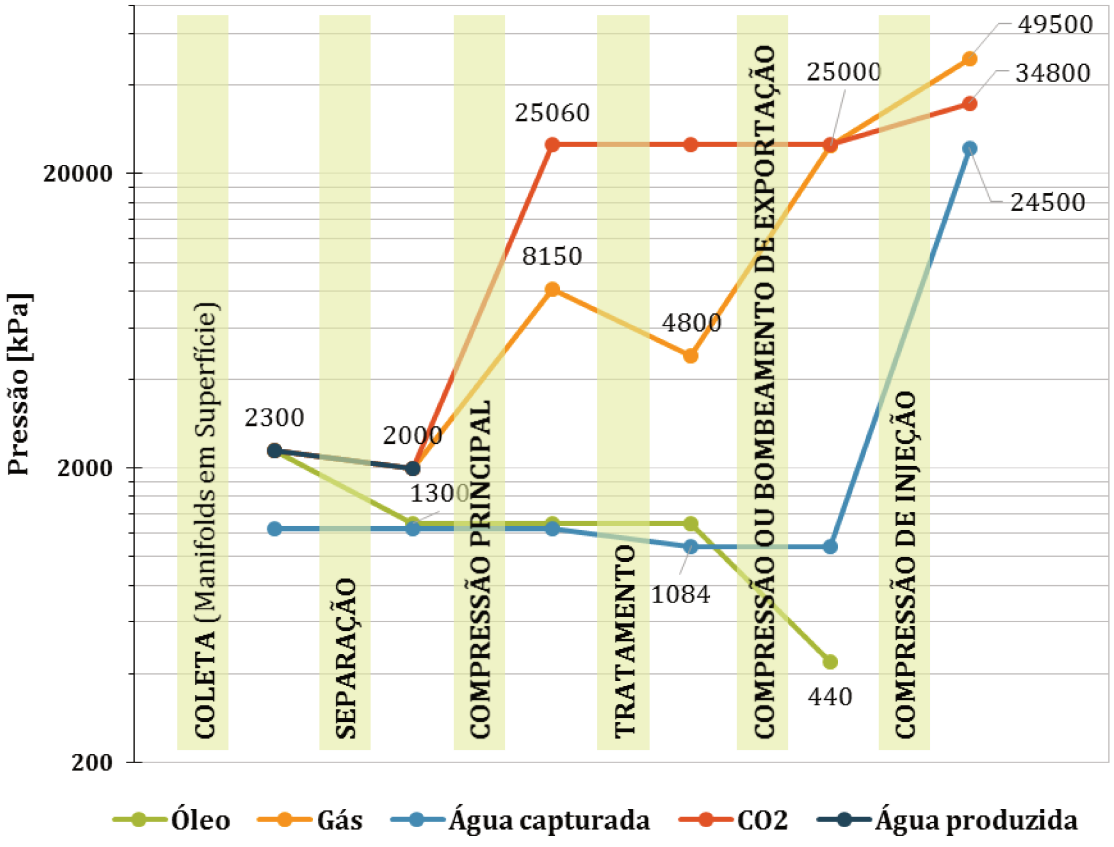



*Figura 3.2. Níveis de pressão por fluido através dos processos da FPSO.*

*Fonte: Elaboração própria.*

É possível notar que os principais diferenciais de pressão, e portanto, consumos de energia, se dão nos sistemas de compressão principal, de exportação e de injeção de água e gases (hidrocarboneto ou rico em $CO_2$). O tratamento, exportação e injeção de gás são descritos no item 3.2. Já para a água capturada, são utilizadas bombas de levantamento de água marinha, bombas de circulação dos circuitos de água quente e fria, e por último, bombas de injeção de água no reservatório, também com um alto diferencial de pressão. A água produzida é descartada uma vez separada no processo de separação principal.

## 3.2 Descrição da operação do Sistema de tratamento e injeção de gases

Os sistemas de separação primária em superfície, produzem hidrocarbonetos em estado gasoso. A composição e vazão de gás é diferente para cada reservatório, o que faz com que tenham que se projetar e instalar facilidades de tratamento que incluem tipicamente desidratação, separação de componentes ácidos como $H_2S$ e $CO_2$, ajuste de ponto de orvalho, entre outros requerimentos segundo o uso previsto para o gás. No caso estudado, se prevê uma relação gás-óleo alta, que permitiria quatro possíveis destinos:

- Transporte (exportação) via gasoduto;
- Injeção no reservatório;
- *Gas lift* nos poços produtores;
- Gás combustível de turbo-geradores e turbo-compressores.

É prevista também uma conexão para importação de gás natural, para os casos em que a produção é insuficiente, é detida temporariamente ou alguma condição operacional faz com que não possa ser utilizado para a geração de energia.

O esquema geral do sistema de tratamento, consumo e injeção de gases associados pode ser visto na Figura 3.3.

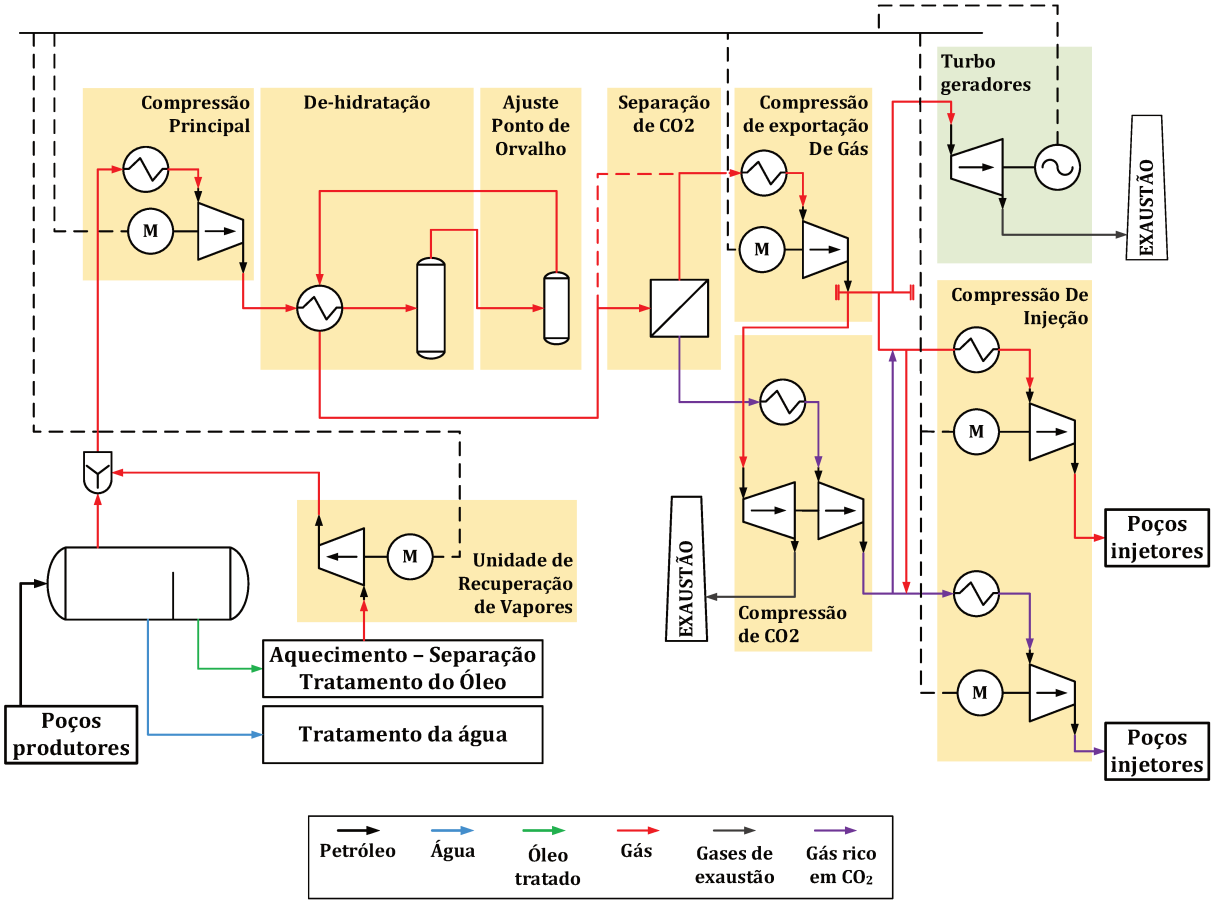



*Figura 3.3. Fluxograma simplificado tratamento e consumo de gás*[14]

*Fonte: Adaptado de Especificação Técnica de FPSO replicantes*

Pode se notar que o gás de produção sai dos separadores trifásicos, passa por um primeiro estágio de compressão prévio à desidratação por peneiras moleculares, depois passa no sistema de ajuste do ponto de orvalho mediante ciclo de refrigeração, para entrar nas membranas de separação de $CO_2$, onde se dividem as correntes de gás "limpo" e gás permeado de $CO_2$.

As duas correntes passam por um segundo estágio de compressão – que, no caso do gás limpo, pode ter como destino a injeção em reservatório, a utilização como gás combustível ou a exportação por gasoduto, e que é feita com um compressor centrífugo impulsionado por motor elétrico. O gás rico em $CO_2$, por sua vez, é comprimido para injeção de toda a vazão no reservatório, através de compressores centrífugos

[14] A informação dos fluxogramas é apresentada de forma geral, por tratar-se de informação de projeto confidencial de propriedade de BG Group.

impulsionados por turbinas a gás. O gás que é usado como combustível é queimado em turbinas a gás acopladas aos geradores elétricos que geram a energia para abastecer todos os sistemas do navio, sendo os motores elétricos dos compressores as cargas maiores.

Após passar pelas turbinas, os gases de exaustão são liberados diretamente na atmosfera, sendo que só uma parcela é utilizada em aquecimento de água para utilidades.

## 3.3 Descrição da operação da unidade de compressão e injeção de $CO_2$

A unidade de compressão e injeção de $CO_2$ analisada está composta pela compressão booster (compressores multi-etapas interresfriado) e a compressão principal (compressor de etapa simples), blocos N° 7 e 8 da Figura 3.1. Na Figura 3.4 se apresenta um diagrama simplificado, com as principais temperaturas e pressões.

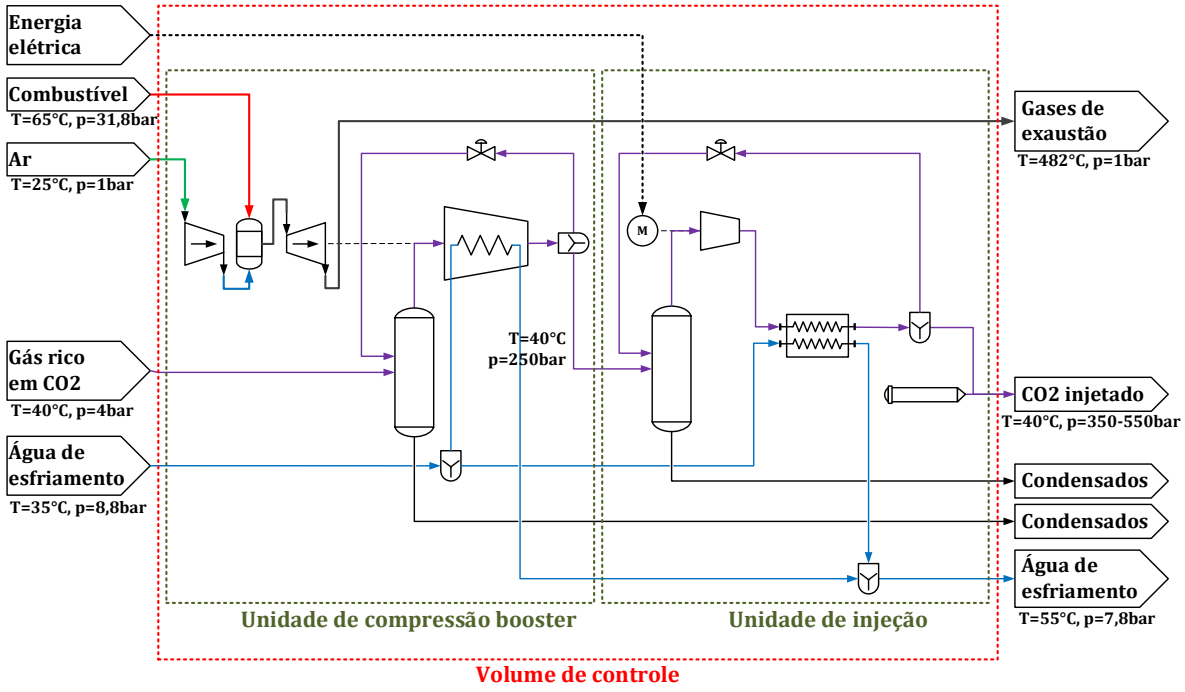



*Figura 3.4. Volume de controle estudado*

*Fonte: Elaboração própria*

A unidade de compressão booster tem como fluxo de entrada uma corrente gasosa que vem de uma unidade de remoção de $CO_2$ (por membranas) para ser comprimido em dois trens idênticos operando em regime de carga 2x50%, que significa que cada um deles comprime a metade da vazão. O gás entra nos *scrubbers* verticais da primeira etapa de compressão, onde a saída gasosa considera-se com a mesma composição da entrada e a saída de liquido é considerada desprezível na condição normal de operação. Esses vasos cumprem a função de "pulmão", cuidando os compressores de eventos temporários não desejados como bloqueio de vazão à jusante. A pressão do $CO_2$ é elevada em uma primeira etapa de compressão centrífuga, para ser esfriado depois em trocadores de calor de circuito impresso. Nesse ponto, considera-se completa a primeira etapa de compressão e o processo é repetido nas seguintes três etapas, elevando a pressão cada vez com uma relação de 2,86:1.

Na Figura 3.5 pode-se observar o processo nos seus principais equipamentos e correntes, os números indicados nas correntes de entradas, saídas e os nomes dos equipamentos correspondem à identificação utilizada na simulação e nas tabelas de resultados.

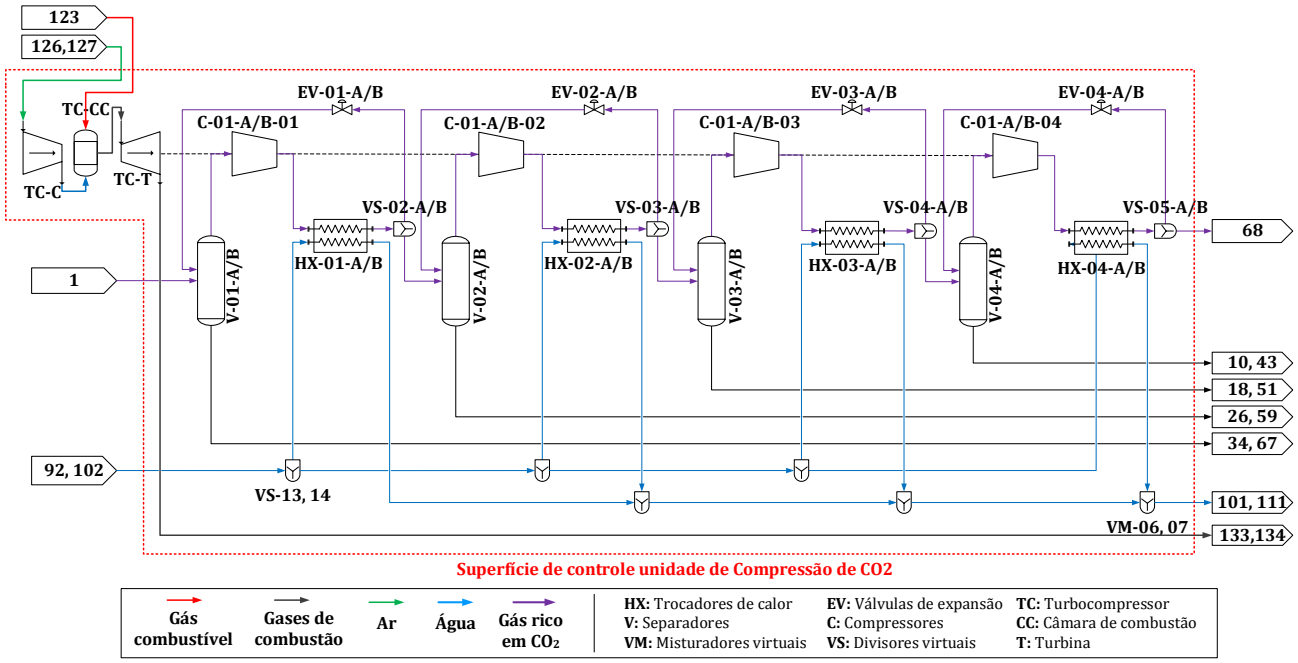



*Figura 3.5. Unidade de compressão de $CO_2$*

*Fonte: Elaboração própria*

Cada trem conta, então, com quatro *scrubbers* verticais (V-01-A/B ao V-04-A/B), quatro esfriadores (HX-01-A/B ao HX-04-A/B) e um compressor centrifugo multi-etapas (C-01-A/B). Os compressores estão acoplados mecanicamente a duas turbinas de gás (TC-A/B).

Cada saída de condensado é reciclada a montante do vaso da etapa imediatamente anterior, e há facilidades também para recircular cada etapa de compressão na anterior, mas não são consideradas na simulação do processo por se tratar de fluxos intermitentes. Só foi considerada recirculação para controle anti-*surge*. O $CO_2$ comprimido é dirigido para a unidade de compressão de injeção.

É necessário contar com o sistema e as facilidades de controle anti-*surge*, com o objetivo de evitar a operação dos compressores em condições de alta diferença de entalpia ou baixa vazão, condição na qual podem se induzir instabilidades no escoamento que conduzem ao fluxo inverso e outras inúmeras consequências.

A unidade de compressão de injeção de gás, tem duas possíveis entradas, uma da corrente de gás hidrocarboneto da descarga da unidade de compressão de gás de exportação e a outra da unidade de compressão de $CO_2$. O fluxo é dirigido ao *scrubber* vertical de sucção (V-05), para ser comprimido depois no compressor centrífugo de injeção (C-02) com relação de compressão de projeto de 1,39:1. Uma vez comprimido, o gás rico em $CO_2$ é esfriado com água nos trocadores de calor de circuito impresso (HX-05-A/D), para finalmente ser injetado nos poços WAG.

Na Figura 3.6 pode-se observar o processo nos seus principais equipamentos e correntes, os números indicados nas correntes de entradas, saídas e os nomes dos equipamentos correspondem à identificação utilizada na simulação e nas tabelas de resultados.

Outro trem idêntico opera em paralelo para injeção de gás hidrocarboneto. Os compressores foram projetados para atender uma faixa de peso molecular entre as duas condições, segundo descrito no Item 3.5.2.

O sistema de injeção de gás rico em $CO_2$ também conta com sistema de controle anti-*surge* por recirculação. Adicionalmente, e pela pressão de injeção ser função da vazão volumétrica e da fração molar de $CO_2$, existe um controle de desempenho geral (*Master Performance Controller*), com transmissores de pressão na sucção e na descarga que controlam válvulas de estrangulação na sucção, garantindo que a altura de carga esteja

dentro da região de operação. Será discutido o efeito desse controle na análise de irreversibilidades do sistema.

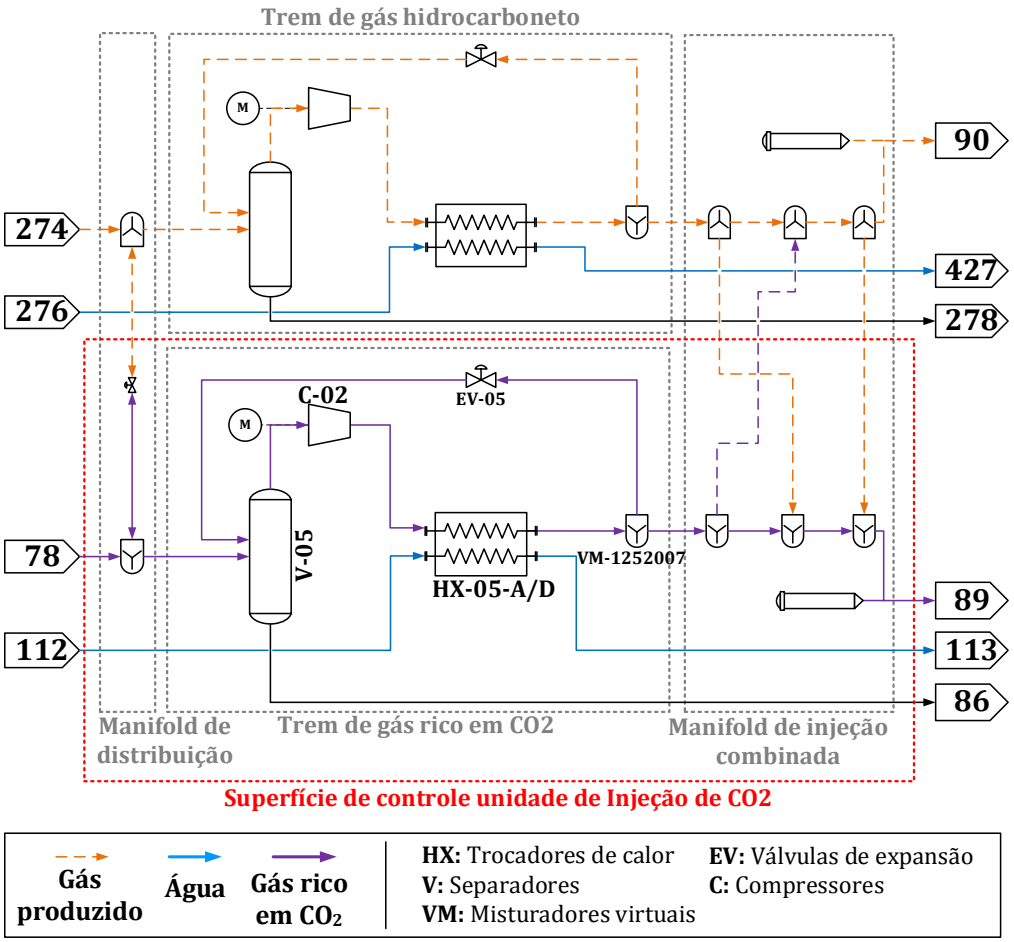



*Figura 3.6. Unidade de compressão de injeção*

*Fonte: Elaboração própria*

## 3.4 Descrição de operação: Utilidades

A operação da planta de processamento requer utilidades como são a geração de energia elétrica para acionamento de equipamentos, o suprimento e distribuição de água de esfriamento e água quente, a captura e injeção de água do mar e o suprimento de gás combustível para acionamento de turbinas (produzido ou importado). Os principais equipamentos desses sistemas foram inclusos na simulação. São descritos sucintamente

os processos envolvidos em utilidades e que são relevantes na análise dessa dissertação nos subitens 3.4.1 ao 3.4.4.

Sistemas como o suprimento de ar comprimido para instrumentos e serviços, suprimento de água potável, água doce, óleo diesel, gás inerte, não foram simulados, mas suas cargas foram levadas em conta na demanda total de energia da plataforma com um fator de utilização como será discutido no item 5.1.

### 3.4.1 Geração de energia elétrica

O sistema de geração da plataforma apresenta quatro geradores principais. Cada unidade tem uma potência nominal em condições ISO de 30 MW e operam em configuração 4x33%, o que significa que três unidades trabalham em paralelo, atendendo um terço da carga cada e uma unidade fica como reserva. Parte dos dados elétricos dos geradores foi obtida do diagrama unifilar geral da planta. As demais informações necessárias sobre eles, que não foram encontradas nos documentos do projeto, foram adotadas de referências.

Um fluxograma simplificado da unidade é ilustrado na Figura 3.7. O gás combustível é especificado no item 3.5 e as caraterísticas do grupo gerador são apresentadas no item 3.6.1. A potência oferecida é afetada pelas condições ambientais oferecendo 75 MW aproximadamente como potência instalada de projeto.

Adicionalmente, conta-se com trocadores de calor para aquecimento de água requerida para os processos de separação de óleo e gases a partir dos gases de exaustão das turbinas que tem uma disponibilidade térmica alta. Cada turbina conta com uma saída de gases de combustão a uma temperatura aproximada de 530 °C, com vazão variável em função da carga. Após a troca de calor com a água, que sobe de 100 °C a 130 °C, os gases são liberados a uma temperatura de cerca de 260 °C. Esta demanda térmica de cogeração foi mantida nas configurações estudadas nesta dissertação, porém, outras fontes de calor podem ser estudadas a futuro.

Foi avaliado o desempenho das turbinas em carga parcial, assim como sua disponibilidade de recuperação de energia dos gases de exaustão nos capítulos seguintes.

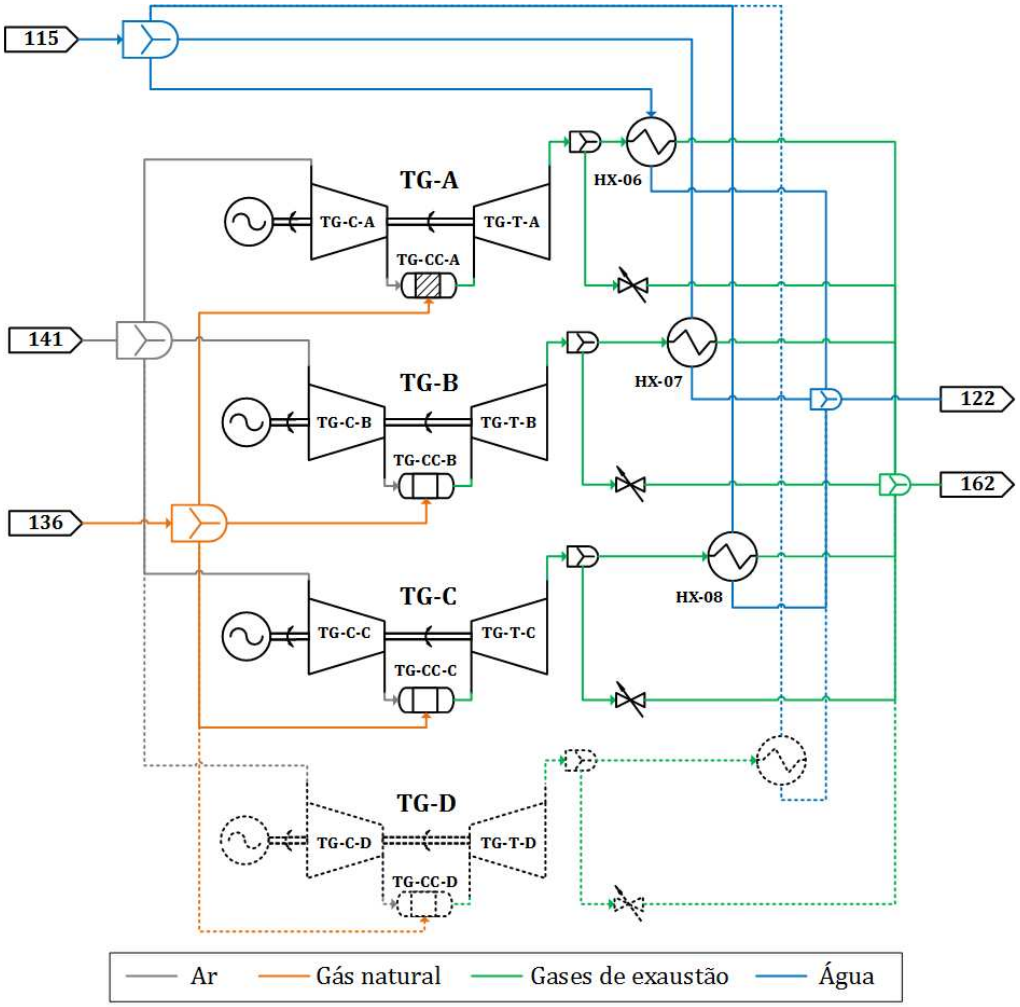



*Figura 3.7. Fluxograma simplificado da unidade de geração de energia elétrica principal.*
*Fonte: Elaboração própria*

### 3.4.2 Água do mar

O circuito de água do mar é um grande consumidor de energia da plataforma, porque conta com equipamentos para as funções de, i) resfriar a água tratada que circula pelo sistema de água de resfriamento, ii) injetar água no reservatório para recuperação secundária, e iii) estabilidade do navio em tanques de lastro. Um esquema da planta de água do mar presente na plataforma é apresentado na Figura 3.8.

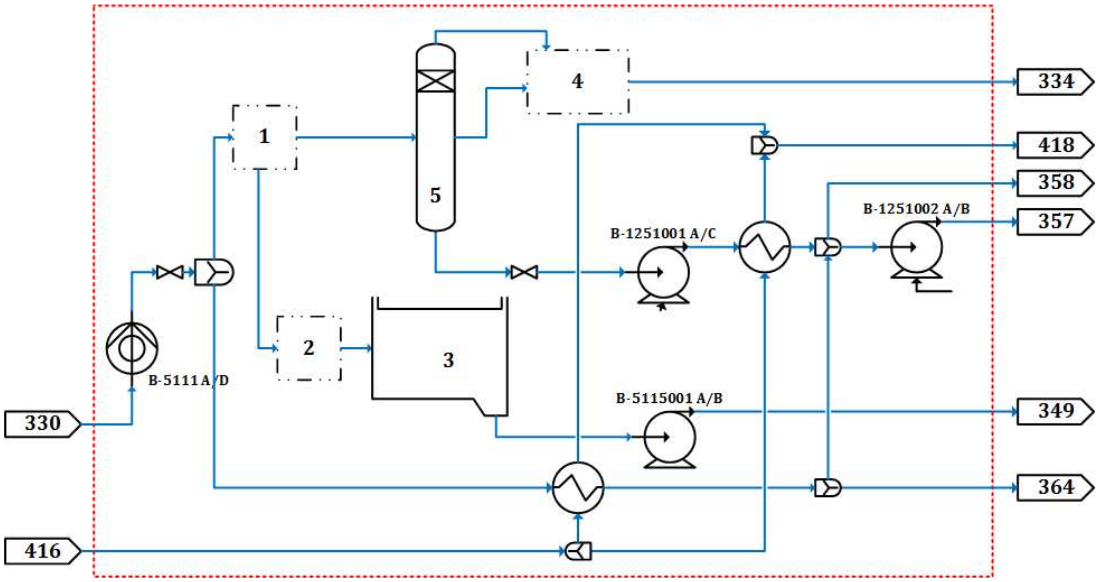



*Figura 3.8. Fluxograma simplificado do sistema de agua do mar.*

*Fonte: Elaboração própria*

O modelo do sistema conta com alguns sistemas tipo caixa negra, como as unidades de remoção de ar (caixa 1 no diagrama), tratamento de água para diluição de óleo (caixa 2), unidades de vácuo (caixas 4) e outros sistemas como os de clorinação e remoção de sulfatos. Conta também com uma coluna de vácuo (5) e um tanque de diluição (3). O consumo de energia desse sistema se encontra nas bombas de levantamento de água dos *caisson*, as bombas de recirculação de agua fria e as bombas de injeção.

A metodologia de análise dessa planta precisou que fossem definidas as saídas para descarte, injeção e outras funções fixas, para definir a vazão de água levantada do mar como variável a ser calculada, por ser função da troca de calor com a planta de água fria.

A água é capturada a uma temperatura de 26°C e retornada a 45°C. O circuito opera a uma pressão de 1140 kPa.

### 3.4.3 Água de resfriamento

Este sistema é usado, principalmente, para resfriar os gases comprimidos; aquecidos pela ação dos compressores, garantindo maior eficiência nos estágios

subsequentes da compressão. A Figura 3.9 apresenta o diagrama simplificado da planta. Uma grande quantidade de trocadores de calor gás-água (32 de grande porte e outros menores) compõe o sistema, junto com os dois trocadores água-água, comuns com o sistema de água do mar.

A água é fornecida aos trocadores a uma temperatura de 35°C pressurizada a 1140 kPa e volta a uma temperatura nominal de 55°C.

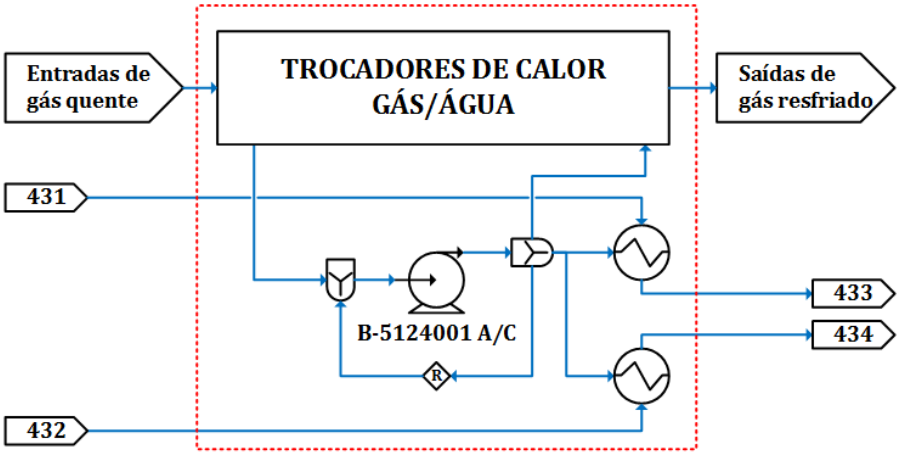



*Figura 3.9. Fluxograma simplificado do sistema de água de resfriamento.*

*Fonte: Elaboração própria*

### 3.4.4 Água quente

O sistema de água quente, assim como o anterior, faz parte de uma série de plantas de processo. Cabe ressaltar que a água quente circula em circuito pressurizado “fechado”, sendo aquecida pelos gases de exaustão das turbinas a gás até 130°C. É apresentado um diagrama do sistema de água quente na Figura 3.10. A demanda de água quente se encontra nos sistemas de desidratação de gás, tratamento de gás-combustível e separação primaria, sendo este último o maior consumidor de calor, necessário principalmente para a operação do 1º e 2º estágios de separação, onde o petróleo deve ter sua temperatura elevada de forma a facilitar a separação das fases.

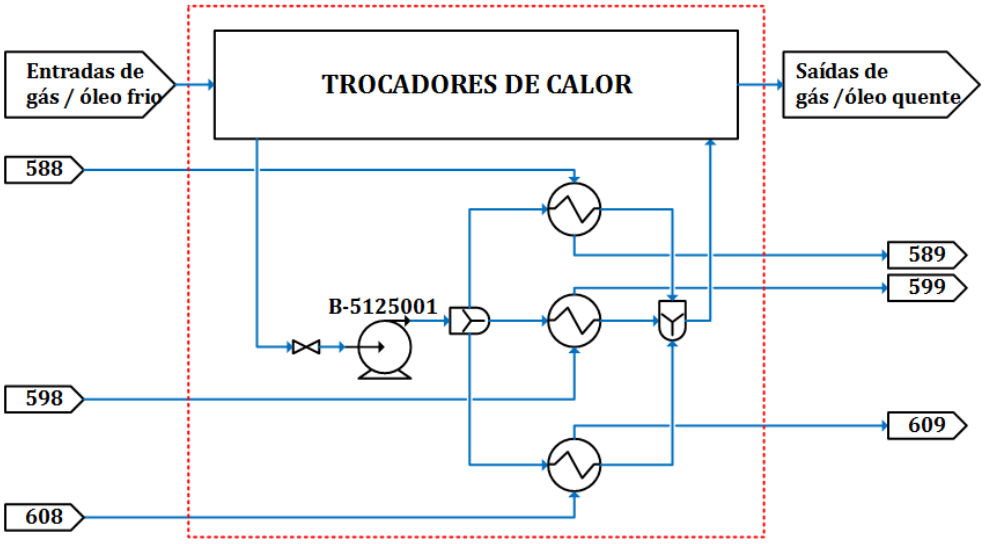



*Figura 3.10. Diagrama simplificado do sistema de água quente.*

*Fonte: Elaboração própria*

A água é fornecida a uma temperatura de 130°C, pressão de 1040 kPag; e volta a uma temperatura de 100°C.

## 3.5 Caracterização dos fluidos

As composições e propriedades intensivas dos fluidos foram obtidas dos fluxogramas de projeto de uma plataforma FPSO. As propriedades Termodinâmicas das misturas, como entalpia, entropia, massa molecular, etc., foram obtidas a partir da simulação no *software* Aspen Hysys® e os balanços de massa, energia e exergia foram conferidos no *software* EES®.

### *Dióxido de carbono produzido*

Os dados correspondem a um cenário de produção com composição e propriedades do gás permeado de $CO_2$ na entrada do sistema de compressão determinadas na Tabela 3.1. As composições correspondem a diferentes prognósticos de produção dos poços e a três etapas diferentes do campo. A pressão e temperatura de sucção foram mantidas

iguais ao caso de projeto. Nota-se que a vazão mássica nos três casos é menos da metade da vazão de projeto, razão pela qual foi simulado como se estivesse em operação só um dos dois trens.

Cabe ressaltar que existem vários campos de exploração e produção na bacia pré-sal, cada um com diferente concentração de $CO_2$. O fluido de poço simulado para essa dissertação corresponde a um dos campos com maior conteúdo de $CO_2$. Essa condição já é muito mais desafiante que as consultadas na literatura, estudadas geralmente do Mar do Norte, onde o teor de $CO_2$ é quase desprezível (menos de 3% em fração molar).

*Tabela 3.1. Composição e propriedades da corrente de entrada na condição de projeto e para os três casos estudados*

*Fonte: Elaboração própria*

| | **Unidades** | **Condição de projeto** | **Caso 1: Máximo óleo e gás** | **Caso 2: 50% BS&W** | **Caso 3: Máxima água e $CO_2$** |
|---|---|---|---|---|---|
| *Propriedades* | | | | | |
| Vazão mássica | kg/s | 55,54 | 25,51 | 15,63 | 17,78 |
| Pressão | kPa | 400 | 400 | 400 | 400 |
| Temperatura | °C | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Entalpia específica | kJ/kg | -8312,46 | - 7466,07 | -8200,43 | -8246,54 |
| Entropia específica | kJ/kg-K | 5,8124 | 7,1036 | 5,8030 | 5,6558 |
| *Composição* | | | | | |
| Dióxido de Carbono ($CO_2$) | mol% | 70,81 | 47,26 | 69,94 | 72,73 |
| Agua ($H_20$) | mol% | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| Nitrogênio ($N_2$) | mol% | 0,20 | 1,33 | 0,78 | 1,46 |
| Metano (C1) | mol% | 27,50 | 48,21 | 26,47 | 23,40 |
| Etano (C2) | mol% | 1,21 | 1,81 | 1,81 | 1,50 |
| Propano (C3) | mol% | 0,21 | 1,14 | 0,79 | 0,56 |
| Butano (nC4) | mol% | 0,03 | 0,10 | 0,11 | 0,19 |
| Iso-butano (iC4) | mol% | 0,02 | 0,09 | 0,07 | 0,14 |
| Pentano (nC5) | mol% | 0,01 | 0,03 | 0,02 | 0,01 |
| Iso-pentano (iC5) | mol% | 0,00 | 0,02 | 0,01 | 0,01 |
| C6+ | mol% | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

Os diferentes cenários de vazão mássica de gás, correspondem a estimativas de comportamento do campo ao longo da sua vida útil, como é apresentado no subitem 4.3.

Como substancia pura, o dióxido de carbono tem o seu ponto crítico em 31°C de temperatura e 7.38 MPa de pressão. Já em mistura com os hidrocarbonetos, para a composição de projeto a temperatura crítica calculada com uma equação de estado, por exemplo Peng-Robinson, é de 6,278°C e a pressão crítica 8.591 kPa. Já na simulação, foi utilizada a equação de estado BWRS (Bennedict-Webb-Rubin-Starling) para as aplicações de compressão, devido a recomendação do simulador e do fabricante dos compressores. Demostrou-se, porém, que a diferença no cálculo das potências e eficiências de equipamentos não é significativa, comparando BWRS com PR.

O processo de compressão booster ocorre entre 400 e 25.000 kPa e a compressão de injeção tem pressão de sucção de 25.000 kPa e pressão de descarga variável em função do teor de $CO_2$, numa faixa entre 33.000 e 55.000 kPa. Consequentemente, a corrente de gás rico em $CO_2$ pode se encontrar em estado supercrítico desde a terceira etapa de compressão booster.

Foi comprovado que o trabalho de compressão em altas pressões é igual a um eventual trabalho de bombeamento, usando as duas operações unitárias no simulador. O fluido supercrítico é compressível mas tem densidade e peso molecular quase iguais às de um liquido.

### *Água de resfriamento*

As propriedades de água do circuito de água de resfriamento são apresentadas na Tabela 3.2.

*Tabela 3.2. Propriedades água de esfriamento*
*Fonte: Elaboração própria*

| **Propriedade** | **Unidades** | **Valor** |
|---|---|---|
| Pressão | kPa | 882,6 |
| Temperatura fornecida | °C | 35 |
| Temperatura de retorno | °C | 55 |
| Peso molecular | g/mol | 18,02 |
| Densidade | $kg/m^3$ | 955,6 |

***Gás combustível e ar de combustão***

O gás combustível pode ser associado à produção ou importado por gasoduto. Depois de desidratado em filtros, o ponto de orvalho é ajustado e é separado o $CO_2$, como descrito no item 3.2, a composição e as propriedades ficam como as da Tabela 3.3.

*Tabela 3.3. Composição e propriedades gás combustível e ar de combustão*
*Fonte: Elaboração própria*

| | **Unidades** | **Combustível** | **Ar** |
|---|---|---|---|
| *Composição* | | | |
| Nitrogênio ($N_2$) | mol% | 0,56 | 75,63 |
| Dióxido de Carbono ($CO_2$) | mol% | 3,00 | 0,03 |
| Água ($H_2O$) | mol% | 0,00 | 2,34 |
| Oxigênio ($O_2$) | mol% | - | 20,46 |
| Argônio (Ar) | mol% | - | 0,92 |
| Metano (C1) | mol% | 75,68 | - |
| Etano (C2) | mol% | 10,96 | - |
| Propano (C3) | mol% | 6,65 | - |
| n-Butano (nC4) | mol% | 0,92 | - |
| i-Butano (iC4) | mol% | 1,55 | - |
| n-Pentano (nC5) | mol% | 0,27 | - |
| i-Pentano (iC5) | mol% | 0,42 | - |
| *Propriedades* | | | |
| Pressão | kPa | 4532 | 101,32 |
| Temperatura | ºC | 70 | 30 |
| Peso molecular | g/mol | 21,78 | 28,62 |
| Densidade | $kg/m^3$ | 38,20 | 1,14 |
| Ponto de orvalho | °C | - | 25,08 |
| Umidade relativa | % | - | 75 |
| *Condições* | | | |
| Poder Calorífico inferior | kJ/kg | $4,53 \times 10^4$ | |

O ar para a combustão é simulado segundo a localização geográfica e os respectivos dados meteorológicos, o que tem um impacto no desempenho dos grupos de turbo-geradores e turbo-compressores. Esse efeito é descrito no Item 4.5.3.

## 3.6 Especificação de equipamentos principais

### 3.6.1 Grupo gerador principal

Para os processos do *topside*, o sistema de geração está composto por quatro grupos geradores da General Electric®, modelo PGT25+, com turbina a gás LM 2500+, de potência 30 MW ISO cada, acopladas aos geradores principais de 31 MVA, que geram energia elétrica em um nível de tensão de 13,8 kV.

Essa turbina possui uso recorrente e indicado para instalações desse tipo em alto-mar para autossuficiência elétrica. Foram discutidos no Capítulo 2 algumas aplicações e estudos de ciclos combinados e captura de $CO_2$ com esse modelo de turbina.

Além disso, é possível a utilização de trocadores de calor a jusante da turbina para suprir todo o calor necessário às plantas de processo, operando em cogeração.

Essa turbina a gás está disponível no *software Thermoflex*®, com o qual se obtêm algumas das principais informações nominais e em cargas parciais. As condições nominais da turbina estão expostas a seguir:

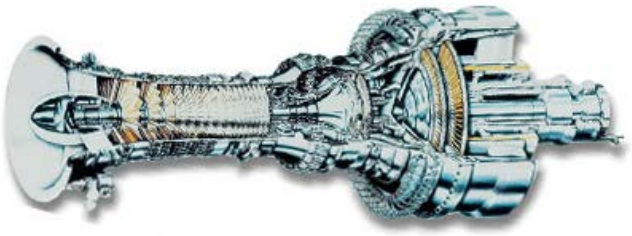


*Figura 3.11. Turbina PGT25+*
*Fonte: General Electric*

- Modelo turbina: GE LM2500+PV
- Potência nominal: 30.340 kW
- Relação de pressões: 21,5

- Eficiência nominal (condições ISO): 39,9 %
- Temperatura dos gases de exaustão: 500 °C
- Vazão nominal de ar: 83 kg/s
- Velocidade de rotação: 6100 rpm
- Compressor axial de 17 etapas
- Câmara de combustão anular
- Geradora de gás de 2 etapas, e turbina de potência de 2 etapas
- Preço: 14,2 MMUSD
- Capacidade de operação a carga total ou parcial
- Não disponível para operar com *fuel oil*, nem com injeção de vapor ou água.

Além da energia elétrica, a FPSO também necessita de um sistema de aquecimento de água para alguns processos, como foi descrito no item 3.4.4. Parte da energia carregada pelos gases quentes de combustão da turbina é recuperada para realizar o aquecimento da água, caracterizando uma aplicação de cogeração.

Ainda quando o potencial energético dos gases quentes não é aproveitado na sua totalidade, a aplicação de cogeração já é um ganho no projeto de facilidades de superfície petrolíferas marítimas, que não acostumam utilizar os rejeitos energéticos desse tipo.

### 3.6.2 Turbo compressores de $CO_2$

Os compressores de $CO_2$ são do tipo centrífugo, de quatro etapas com inter-resfriamento, acionados diretamente por turbinas a gás da General Electric®, LM 2000.

Os compressores foram projetados para atingir níveis de pressão de até 560 bar e com a possibilidade de operar com gás hidrocarboneto de massa molecular entre 22-23kg/kmol, ou gás rico em $CO_2$ de massa molecular 39-40 kg/kmol. Segundo informações disponibilizadas publicamente pelo fabricante, o comportamento dinâmico do rotor, considerado como o principal desafio desse tipo de máquinas, apresenta vibrações dentro das margens de estabilidade (DRESSER RAND, 2011).

*Figura 3.12. Fotografia de trem de compressão de $CO_2$, com acionamento de turbina a gás. Fonte: Dresser Rand*

A turbina a gás que aciona os compressores está disponível também no software Thermoflex®, com o qual se obtêm algumas das principais informações nominais e em cargas parciais. As condições nominais da turbina estão expostas a seguir:

- Modelo turbina: GE LM2000
- Potência nominal: 17.558 kW
- Relação de pressões: 15,6
- Eficiência nominal (condições ISO): 35,5 %
- Temperatura dos gases de exaustão: 474 °C
- Temperatura de entrada da turbina: 1121°C
- Vazão nominal de ar: 62 kg/s
- Velocidade de rotação: 3600 rpm
- Câmara de combustão anular
- Preço: 9,4 MMUSD
- Capacidade de operação a carga total ou parcial

# 4. METODOLOGIA

Com o objetivo de analisar os processos contidos dentro da plataforma, tanto de processamento quanto de utilidades, foi seguida a abordagem descrita nas Figura 4.1 e Figura 4.2.

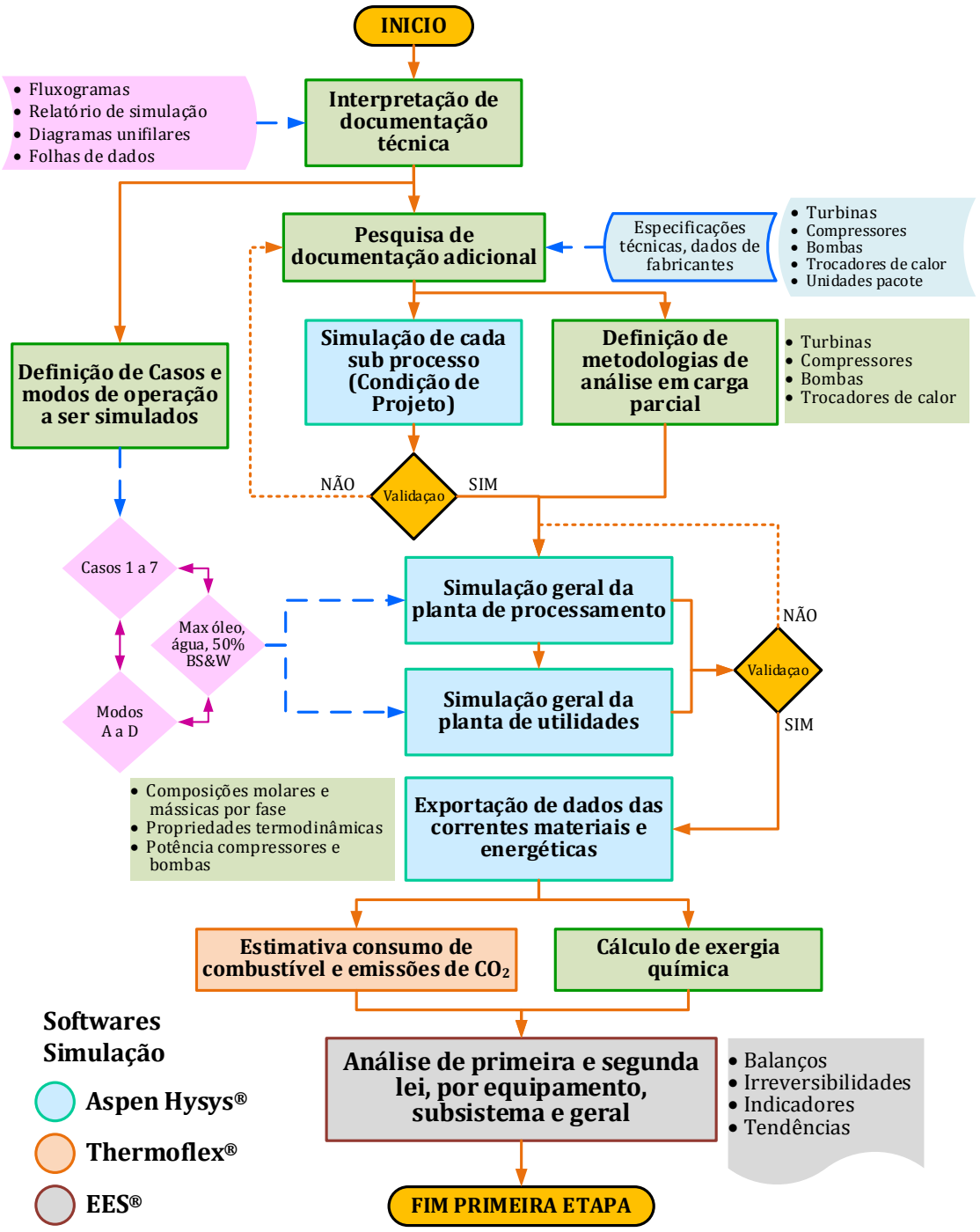



*Figura 4.1. Fluxograma de simulações, parte I*

*Fonte: elaboração própria*

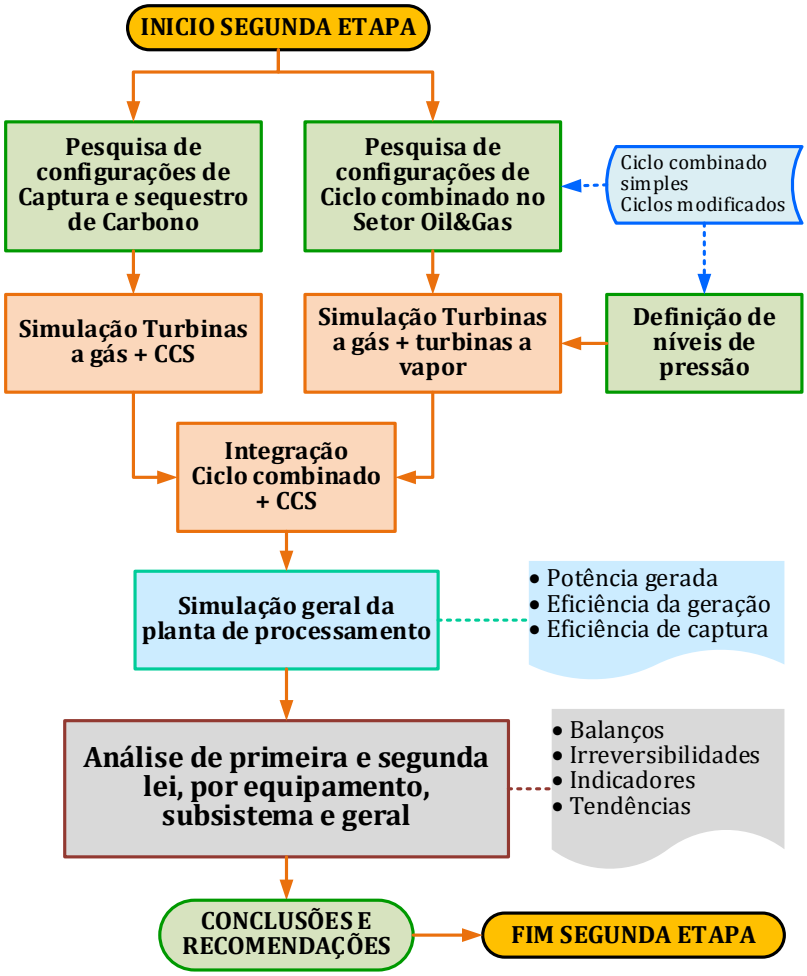



*Figura 4.2. Fluxograma de simulações, parte II*

*Fonte: Elaboração própria.*

São descritas as principais tarefas desenvolvidas nos itens 4.1 ao 4.11.

## 4.1 Interpretação de documentação técnica

Foram recebidos 26 fluxogramas da Fase de Projeto Básico com as propriedades Termodinâmicas e composições de algumas correntes dos principais processos da plataforma. Posteriormente foram solicitadas e recebidas folhas de dados de alguns compressores, bombas e trocadores de calor, também da fase de projeto básico. Estas

informações, junto com as especificações gerais, balanços de carga elétricos, diagramas unifilares, relatórios de simulação de processo e outros documentos de referência, foram a base de trabalho para definir as bases de projeto, mencionadas no Capítulo 3.

Cabe ressaltar que não foi possível ter acesso à simulação de processo geral desenvolvida pela equipe de processo da BG Brasil, por incompatibilidade de versões de *software* (Unisim® e Aspen Hysys®).

## 4.2 Pesquisa de documentação adicional

Foi necessário pesquisar informações técnicas de equipamentos, comumente responsabilidade dos fornecedores na etapa de projeto de detalhe, pelo fato dos fluxogramas e folhas de dados se encontrarem na fase de projeto básico. Não foram recebidas informações detalhadas dos equipamentos, como mapas de desempenho e/ou eficiências de máquinas rotativas.

Foram consultados então, fabricantes e programas específicos, com o objetivo de refinar a simulação o mais perto possível da operação real. Para cada equipamento principal da plataforma foram pesquisados o tipo de acionamento e as principais caraterísticas de funcionamento, por exemplo no caso de bombas e compressores o tipo de impulsor e o mapa de desempenho sob diferentes condições de carga, como é detalhado no item 4.5.

Na Tabela 4.1 citam-se as fontes de informação consultadas para cada tipo de equipamento e são apresentadas as "famílias" de equipamentos que precisaram ser simuladas. Alguns códigos correspondem à codificação dos fabricantes, por exemplo a família de turbinas LM da General Electric® e os compressores centrífugos Datum da Dresser Rand®.

É importante esclarecer que essa dissertação apresenta um trabalho que junta análise exergética, amplamente usada no setor académico, com correlações e fatores de desempenho obtidos de fabricantes, metodologia usada na seleção e procura de sistemas na indústria. Porém, na maior parte trata-se de informações confidenciais ou sigilosas, razão pela qual optou-se por utilizar alguns mapas de desempenho genéricos da literatura.

*Tabela 4.1. Fontes de informação adicional consultadas*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Tipo de Equipamento** | **Fabricante e/ou software consultado** | **Detalhes** |
|---|---|---|
| Bombas | Sulzer®, Sulzer Select®, Thermoflex® | Bombas centrifugas de etapa simples tipo *overhung*, verticais multi-etapas, horizontais multi-etapas entre rolamentos partidas axial e radialmente (tipo barril). |
| Turbinas | General Electric®, Thermoflex® | Grupos de geração GE PGT25+ (com turbinas LM2500+) e turbinas para acionamento mecânico GE LM2000 |
| Compressores | Dresser Rand® | Compressores centrífugos multi-etapas tipo *straight-thru* e *back-to-back*. Ref: D10R6B, D6R9B, D6R6B, D6R6S, D6R7B |
| Trocadores de Calor | Heatric® | Trocadores de calor tipo circuito impresso e tipo casco e tubos. |
| Unidade de desidratação de gás | UOP Honeywell® | Unidade pacote, limitada informação disponível. |

## 4.3 Definição de casos e modos de operação a serem simulados

Foram analisadas as informações sobre os casos de simulação desenvolvidos pela Petrobrás em PROII® para a o projeto das FPSO's replicantes, e escolhido um caso onde a composição e a vazão do fluido de poço ao longo da vida útil do campo levam à necessidade de operar os trens de compressão e injeção de $CO_2$ (ver Item 3.4. Caraterização dos fluidos). A descrição da operação foi apresentada nos itens 3.1, 3.2 e 3.3.

Três momentos da vida do campo foram considerados: o instante de máximo óleo e gás, o instante com BS&W de 50% e, finalmente, o instante com máxima água e $CO_2$, como representação do amadurecimento do campo. Na Figura 4.3 apresenta-se uma aproximação da curva de produção de fluidos nos campos, desenvolvida pela equipe de projeto e utilizada para fazer as simulações dos três casos. Nota-se, que no primeiro período, entre o começo (ano zero) e o ano cinco, a produção aumenta muito rápido, por causa da agressiva campanha de perfuração e à pressão disponível dos reservatórios

novos, que contribui à produção primaria. O gás natural, tipicamente acompanha o comportamento do óleo, numa escala menor. Essa fase chega até o ponto de "máximo óleo e gás", momento no qual a produção de água começa a crescer rapidamente aumentando o conteúdo de sedimentos e água na mistura multifásica. Representou-se um instante chamado de "50%BS&W", que corresponde ao momento onde a quantidade de hidrocarbonetos é aproximadamente igual ao volume de água que precisa ser tratada. Um outro instante foi incluído, denominado "máxima água e CO2" e corresponde ao ano quatorze, aproximadamente, momento no qual a produção de água começa a declinar ou se mantém constante, mas, com declínio acentuado de óleo e gás.

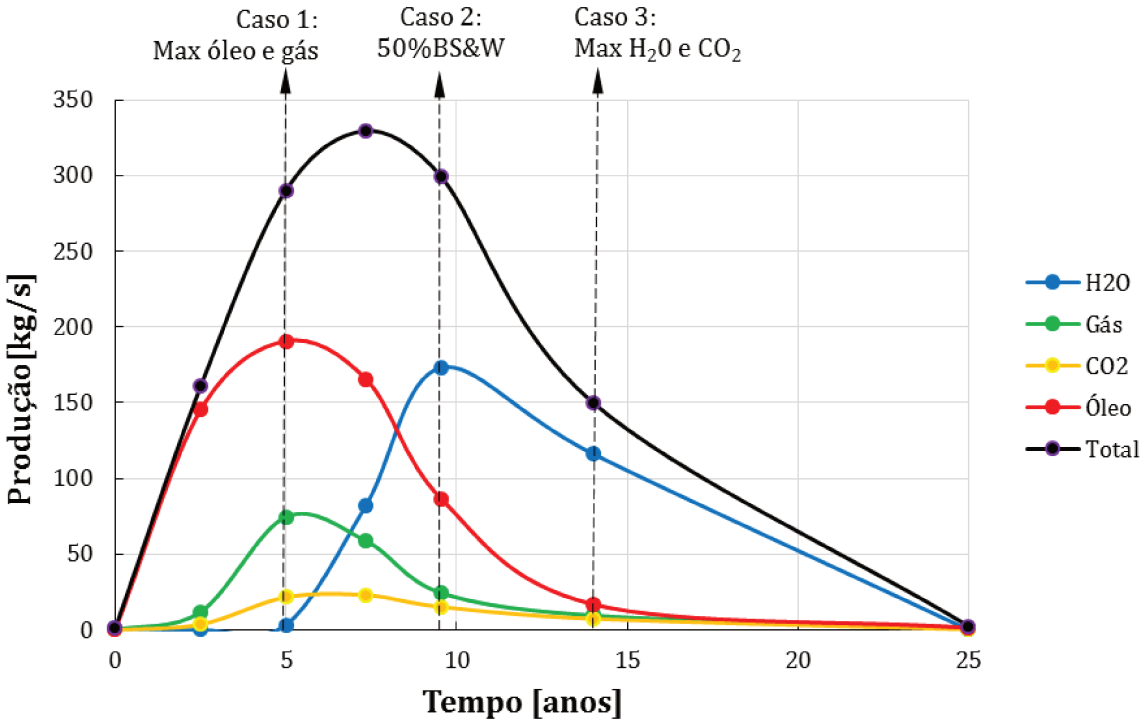



*Figura 4.3. Produção de fluidos no tempo – aproximação.*

*Fonte: Elaborado pela equipe de projeto*

A curva de produção de fluidos é uma característica de cada campo e de cada poço, e ainda quando se conta com informação histórica de produção offshore no Brasil, a estimativa de produção é função de uma grande quantidade de variáveis que não são escopo de essa dissertação. As composições e vazões de fluidos foram estimadas segundo as premissas de projeto e foram resumidas no Capítulo 3.

## 4.4 Simulação de cada sub processo (condição de projeto)

Cada um dos fluxogramas recebidos corresponde a um caso de composição de fluidos, modo de operação e idade do campo definidos, e detalhados para cada um. Portanto, não foi possível vincular as entradas e saídas diretamente, sendo necessário analisar cada planta separadamente para posteriormente, analisar as combinações definidas no item imediatamente anterior.

Cada planta foi simulada no simulador Aspen Hysys® pela sua ampla utilização em sistemas do setor petróleo e gás. Em cada caso foi avaliada a melhor equação de estado para descrever os fenômenos físico-químicos envolvidos. Estas simulações foram validadas com os fluxogramas, comparando as composições e propriedades de cada corrente. As considerações feitas e as inconsistências encontradas foram detalhadas no Capítulo Bases de Projeto. No total, foram usados 235 equipamentos e 669 correntes materiais ou de potência na simulação do processo.

Para a análise de cada processo foram considerados apenas os equipamentos que operam de forma contínua no processo de produção normal. Válvulas de manobras operacionais, lançadores de *pigs*, trem de separadores de testes, por exemplo, não foram incluídos na análise por não operarem de forma permanente, mas apenas de forma episódica.

A avaliação preliminar de cada processo foi baseada nas informações presentes em cada respectiva planta de processo. O objetivo desta avaliação preliminar foi entender o funcionamento de cada unidade, bem como identificar eventuais informações incoerentes ou incompatíveis entre os equipamentos e as correntes.

A metodologia básica de analise Termodinâmica nessa etapa está centrada nos balanços de massa e energia para cada equipamento, subsistema ou para o processo como um todo. Para isso, todas as correntes materiais (vazões de líquidos ou gases) ou energéticas (potência elétrica ou de eixo) precisam ser identificadas e ter suas propriedades Termodinâmicas calculadas. As principais bases de informações foram as plantas de processo, que oferecem dados de pressão, temperatura, composição e vazão de algumas das correntes materiais.

A simulação da plataforma foi desenvolvida em conjunto pelos membros da equipe de projeto, mantendo coerência em numeração de correntes, nomenclatura de equipamentos, equações de estado e componentes de cada corrente.

## 4.5 Definição de metodologias de análise em carga parcial

Foi definida uma metodologia de análise em carga parcial de cada tipo de equipamento para conseguir refletir o desempenho com vazões ou condições operacionais diferentes das condições de projeto (trocadores de calor, bombas, compressores, turbinas a gás de geração elétrica e de acionamento de compressores). Da mesma forma do que a simulação geral da plataforma, as metodologias de análise em carga parcial foram avaliadas em conjunto pela equipe de projeto, sendo implementadas posteriormente no modelo geral em Aspen Hysys®.

### 4.5.1 Compressores

A principal demanda de energia da plataforma se deve à compressão de gases. Existem várias fases de compressão, que vão desde a pressão de operação dos separadores trifásicos até a pressão de injeção nos poços WAG *(Water and Gas Injection)* (ver Figura 3.2). Por sua vez, o gás permeado de $CO_2$ separado no processo de membranas também precisa ser comprimido para reinjeção.

Foram consultadas as especificações técnicas e as folhas de dados de todos os compressores da FPSO. Também foram coletadas informações técnicas dos fabricantes, o que permitiu estabelecer uma modelagem para carga parcial, considerando que a operação é dinâmica, com contínua mudança em composições, vazões mássicas, entre outras condições de processo. A partir da condição nominal de cada equipamento foi construído o mapa de desempenho e analisado cada caso de operação em regime permanente. Não foi considerado o regime de transição entre um caso e outro.

### *Compressores Centrífugos*

Os compressores centrífugos multi-etapas da plataforma, com as respectivas condições de operação são listados na Tabela 4.2.

O controle de um compressor pode ser de vários tipos, dependendo dos requerimentos do processo (volume constante, pressão de descarga constante, vazão mássica mínima constante, etc.). Portanto, a instrumentação e o tipo de atuadores utilizado mudam conforme o requerimento. A forma mais eficiente de ajustar as características do compressor a uma saída desejada é variar a velocidade de rotação de acordo com as leis de afinidade (GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION, 2004), porém, estas leis só são precisas para prever o comportamento de compressores de etapa simples e baixa densidade (ODOM; MUSTER, 2009).

*Tabela 4.2. Características dos compressores centrífugos multi-etapas simulados*
*Fonte: Elaboração própria*

| **Nome (Quantidade e Operação)** | **Serviço** | **Dados de Projeto** | | | | **Potência nominal (c/u)** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Capacidade | | Relação de pressão | Peso molecular | |
| | | [kg/s] | [ACTm3/h] | [-] | [kg/kmol] | [kW] |
| C-UC-1231001 A/B/C (3 x 50%) | Compressão principal de gás | 100,00 | 7323 | 3,692 | 36,130 | 6773,50 |
| C-UC-1231002-01 A/B/C (3 x 50%) | Exportação de gás (1ª etapa) | 69,54 | 2628 | 2,177 | 27,100 | 3036,50 |
| C-UC-1231002-02 A/B/C (3 x 50%) | Exportação de gás (2ª etapa) | 69,54 | 1212 | 2,177 | 27,100 | 2800,50 |
| C-UC-1252001 A/B (2 x 100%) | Injeção de gás | 83,78 | 557 | 1,982 | 29,940 | 5981,98 |
| C-UC-1254001-01 A/B (2 x 50%) | Compressão de $CO_2$ (1ª etapa) | 55,54 | 34802 | 2,861 | 36,130 | 3107,16 |
| C-UC-1254001-02 A/B (2 x 50%) | Compressão de $CO_2$ (2ª etapa) | 55,54 | 12713 | 2,861 | 36,130 | 3088,75 |
| C-UC-1254001-03 A/B (2 x 50%) | Compressão de $CO_2$ (3ª etapa) | 55,54 | 4513 | 2,861 | 36,130 | 2908,08 |
| C-UC-1254001-04 A/B (2 x 50%) | Compressão de $CO_2$ (4ª etapa) | 55,54 | 1586 | 2,861 | 36,130 | 2497,41 |

Compressores centrífugos com velocidade variável são utilizados em uma ampla variedade de aplicações e indústrias, incluindo gasodutos, usinas de processamento, refinarias de petróleo, usinas petroquímicas, unidades de separação de ar, refrigeração, ar condicionado, turbinas a gás, geradores auxiliares entre outras (STEPHENSON, 2011). Considera-se como hipótese que a pressão na descarga de cada compressor deve ser mantida constante, e que a variação de vazão mássica é controlada mediante manipulação da velocidade devido a que o projeto conceitual dos compressores contempla variadores de velocidade com ação hidráulica.

Um mapa de desempenho de compressor descreve como a altura de carga isentrópica ou politrópica e a potência variam com a vazão volumétrica e com a velocidade de rotação para um conjunto de condições na sucção (ex: peso molecular do fluido, pressão, temperatura, compressibilidade e exponente isentrópico).

No caso de análise, optou-se por digitação de um conjunto real de curvas (ex., Figura 4.4) de pressão manométrica e potência versus vazão volumétrica, com as correspondentes condições na sucção pra qual foram plotadas.

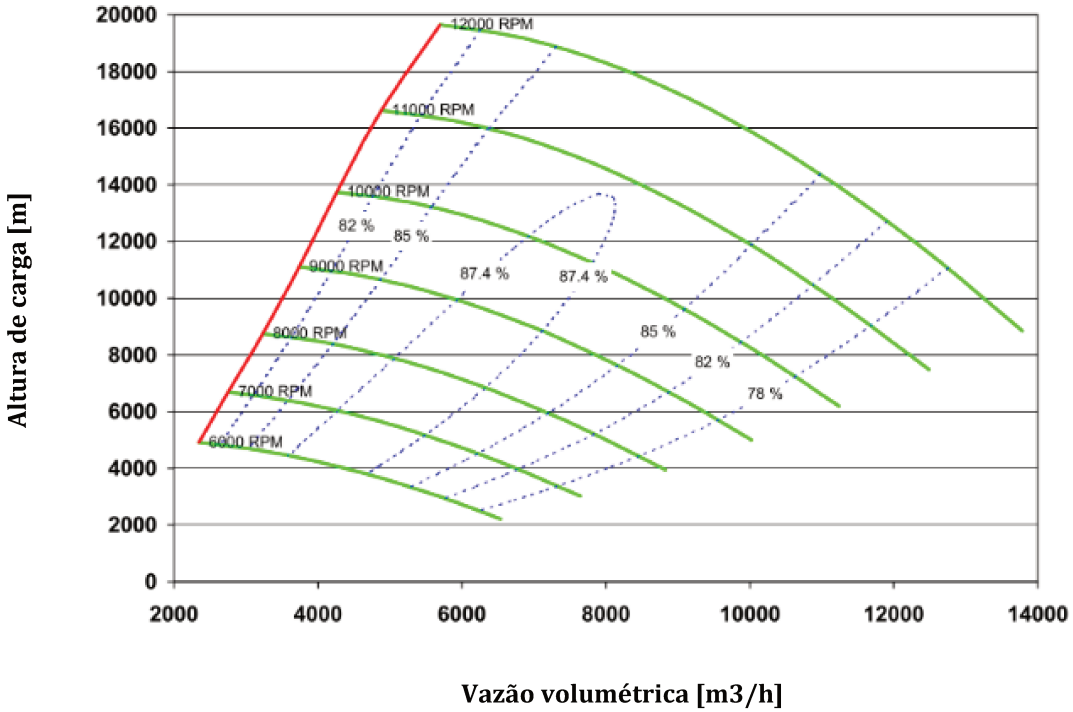



*Figura 4.4. Curva H vs. Q típica*

*Fonte: (ODOM; MUSTER, 2009)*

Os fabricantes tipicamente fornecem mapas de desempenho como dois conjuntos de curvas, uma de altura manométrica versus vazão volumétrica e outra correspondente a séries de potência versus vazão volumétrica. Cada par de curvas corresponde a uma velocidade rotacional diferente e todas elas são plotadas para as mesmas condições de sucção.

É possível obter um gráfico adimensional e mediante regressão polinomial obter equações que permitem gerar curvas de desempenho para qualquer compressor do mesmo tipo mas com condições de sucção diferentes.

A relação de pressão está definida como:

$$\pi = P_d / P_s \tag{4.1}$$

Portanto, podem ser definidos coeficientes de relação de pressão, vazão volumétrica e velocidade de rotação adimensionais, como segue:

$$\pi^* = \pi / \pi_n \;\; ; \;\; \dot{V}^* = \dot{V} / \dot{V}_n \;\; ; \;\; N^* = N / N_n \tag{4.2}$$

Onde o subscrito *n* indica o valor nominal, ou para o qual foram projetadas as curvas dimensionais originais.

O desempenho de um compressor é especificado pela eficiência isentrópica, $\eta_c$, definida como:

$$\eta_c = \dot{W}_{s,c} / \dot{W}_c \tag{4.3}$$

Onde $\dot{W}_c$ é a potência requerida pelo compressor nas condições de projeto e $\dot{W}_{s,c}$ é a potência requerida por um compressor reversível operando sob as mesmas condições de vazão mássica, estado de sucção, e pressão de descarga (KLEIN; NELLIS, 2012). Mediante simulação no software EES™, foi possível obter o trabalho isentrópico para cada valor de vazão volumétrica desejado. Dessa forma, pode se relacionar a eficiência isentrópica para cada velocidade de rotação em função unicamente da vazão volumétrica.

A Figura 4.5 apresenta as curvas adimensionais para velocidade de rotação variável entre 75% e 105% da velocidade nominal. São apresentadas também três curvas topográficas de eficiência isentrópica (78%, 80% e 81%). A regressão polinomial das

curvas de diferencial de pressão versus vazão volumétrica se fez com polinômios de terceiro grau, obtendo correlação $R^2$ entre 99,85% e 99,96%, sendo que nas velocidades de rotação menores, os dados apresentam uma instabilidade maior. Já para as curvas de eficiência, foi necessária uma regressão com polinômios de quarto grau, obtendo polinômios com $R^2$ entre 96,81% e 99,72%.

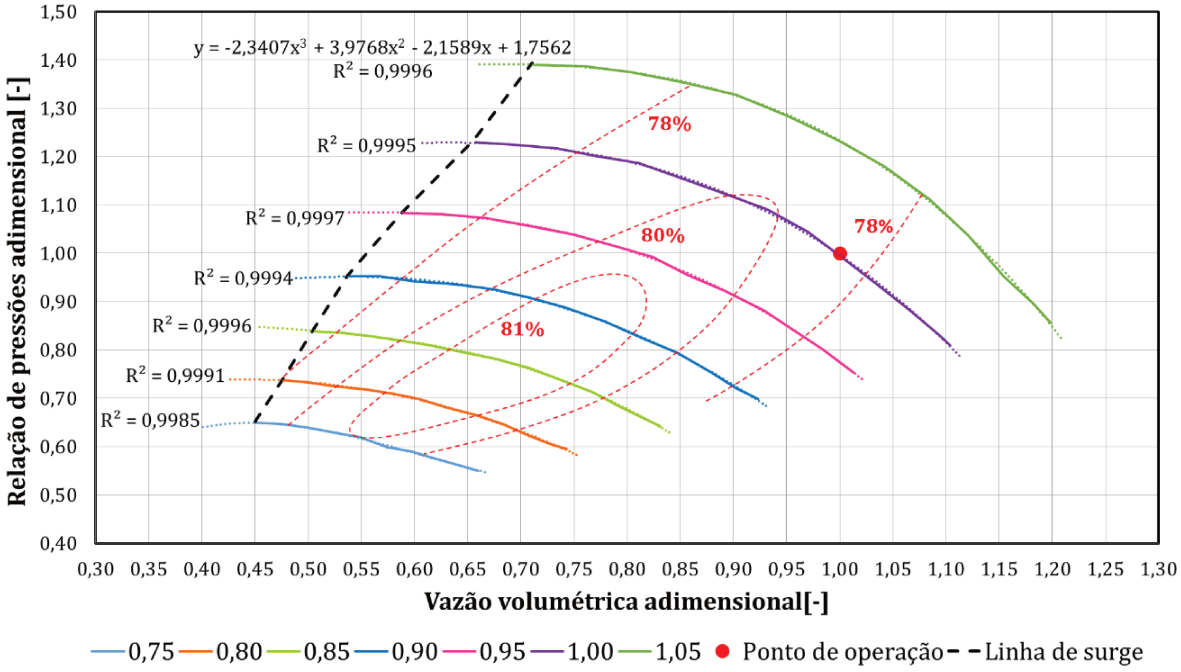



*Figura 4.5. Coeficientes de relação de pressão versus vazão volumétrica adimensionais para velocidade adimensional variável*

*Fonte: Elaboração própria*

A altura de carga adiabática é definida como segue:

$$H_n[m] = \frac{\dot{W}_n[kW] \cdot \eta_n}{\dot{m}_n[kg/s] \cdot g[m/s^2]} \tag{4.4}$$

Foram obtidos então polinômios para sete valores de $N^*$ para as seguintes variáveis:

$$\pi^* = f(\dot{V}^*) = c_1 + c_2 \cdot \dot{V}^* + c_3 \cdot \dot{V}^{*2} + c_4 \cdot \dot{V}^{*3} \tag{4.5}$$

$$H^* = f(\dot{V}^*) = c_1 + c_2 \cdot \dot{V}^* + c_3 \cdot \dot{V}^{*2} + c_4 \cdot \dot{V}^{*3} \quad (4.6)$$

$$\eta = f(\dot{V}^*) = c_1 + c_2 \cdot \dot{V}^* + c_3 \cdot \dot{V}^{*2} + c_4 \cdot \dot{V}^{*3} + c_5 \cdot \dot{V}^{*4} \quad (4.7)$$

Na Tabela 4.3 se apresentam os coeficientes desses polinômios. Conhecendo-se as temperaturas e as pressões na sucção e na descarga, a temperatura de sucção, o peso molecular da mistura gasosa e a vazão mássica ou volumétrica de projeto para cada compressor, calculou-se a potência nominal, a eficiência isentrópica nominal e a altura de carga adiabática nominal mediante simulação em Aspen Hysys®.

Com esses valores de projeto e os polinômios obtidos, é possível calcular valores para as curvas dimensionais em várias velocidades de rotação para cada compressor. Estas curvas são inseridas no simulador, de forma que possa ser calculado o desempenho do compressor em qualquer condição *off-design*, ou seja, obtendo a demanda de energia da máquina em carga parcial.

*Tabela 4.3. Coeficientes dos polinômios das regressões.*

*Fonte: Elaboração própria*

| $N^*$ | | $c_1$ | $c_2$ | $c_3$ | $c_4$ | $c_5$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,75 | $\pi^*$ | -0,82 | 8,19 | -14,51 | 7,96 | - |
| | $H^*$ | -1,05 | 9,49 | -16,60 | 8,92 | - |
| | $\eta$ | -206,12 | 1622,74 | -3273,83 | 2731,06 | -761,03 |
| 0,8 | $\pi^*$ | 0,49 | 1,08 | -1,01 | -0,35 | - |
| | $H^*$ | 0,70 | 0,07 | 0,98 | -3,85 | - |
| | $\eta$ | -321,47 | 2487,52 | -5888,65 | 4276,70 | -2624,26 |
| 0,85 | $\pi^*$ | 1,20 | -1,91 | 3,79 | -2,76 | - |
| | $H^*$ | 1,45 | -3,03 | 5,71 | -3,85 | - |
| | $\eta$ | -206,28 | 1716,43 | -4001,26 | 4276,70 | -1749,75 |
| 0,9 | $\pi^*$ | 0,87 | -0,08 | 1,21 | -1,45 | - |
| | $H^*$ | 1,29 | -1,83 | 3,80 | -2,69 | - |
| | $\eta$ | -68,32 | 763,50 | -1611,77 | 1637,99 | -655,49 |
| 0,95 | $\pi^*$ | 0,86 | 0,48 | 0,41 | -0,97 | - |
| | $H^*$ | 1,35 | -1,47 | 2,98 | -2,04 | - |
| | $\eta$ | -81,91 | 758,03 | -1439,13 | 1300,76 | -461,68 |
| 1 | $\pi^*$ | 1,73 | -2,52 | 4,39 | -2,60 | |
| | $H^*$ | -101,88 | -4,97 | 7,20 | -3,59 | |
| | $\eta$ | 2,38 | 846,86 | -1599,89 | 1414,01 | -480,25 |
| 1,05 | $\pi^*$ | 2,01 | -3,02 | 4,93 | -2,69 | - |
| | $H^*$ | 2,85 | -5,98 | 7,94 | -3,60 | - |
| | $\eta$ | -166,58 | 1050,90 | -1788,82 | 1410,66 | -427,04 |

Tentou-se implementar uma configuração de controle anti-*surge* que conseguisse calcular a vazão de recirculação para cada caso de simulação, porém, não foram obtidos bons resultados. Portanto, essa vazão foi calculada em cada caso, respeitando a margem de segurança.

São apresentadas a seguir, duas capturas de tela das curvas para um compressor exemplo, com indicação do ponto de operação. As curvas dos compressores de $CO_2$ (C-01-A/B) e do compressor de injeção (C-02) são apresentadas no Anexo B.

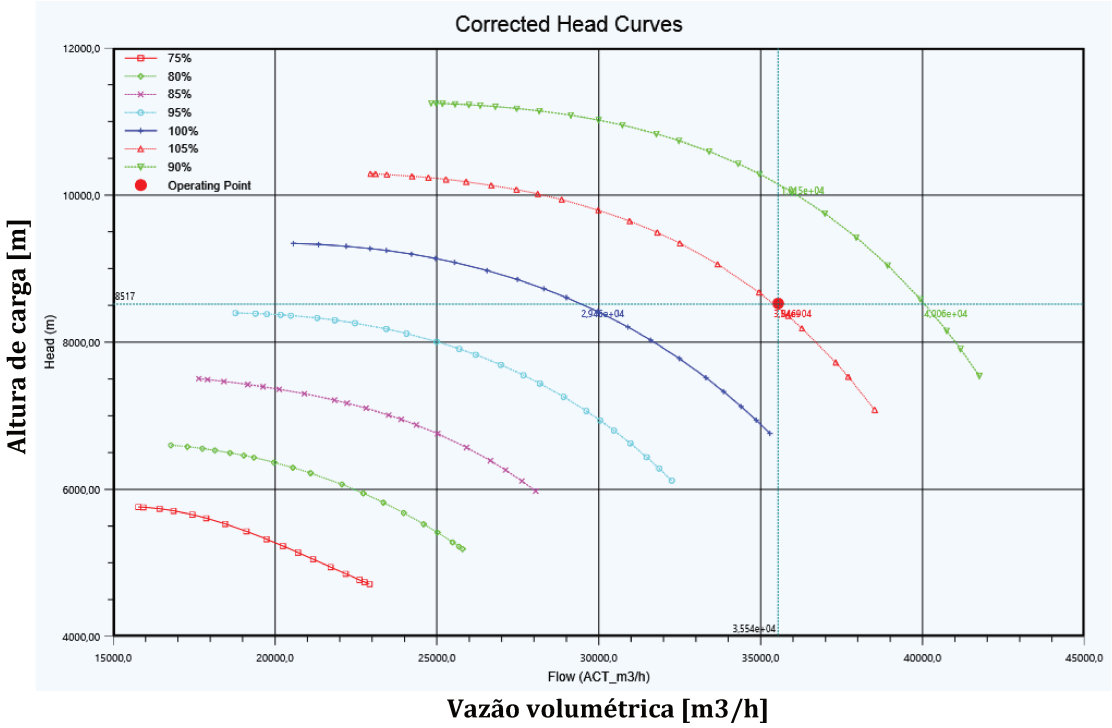
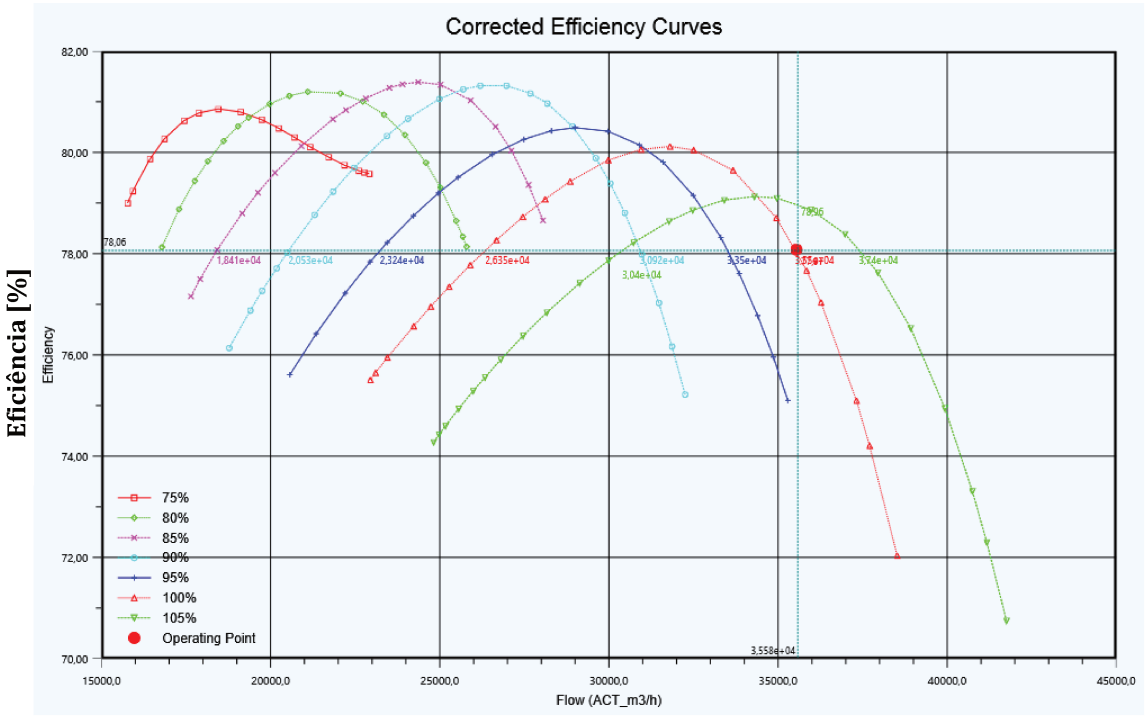



*Figura 4.6. Exemplo de mapa de compressor (Head vs flow) no simulador Aspen Hysys®*

*Fonte: Elaboração própria, Aspen Hysys®*




**Eficiência [%]**

**Vazão volumétrica [m3/h]**

*Figura 4.7. Exemplo de mapa de compressor (Efficiency vs Flow) no simulador Aspen Hysys®*

*Fonte: Elaboração própria, Aspen Hysys®*

### *Compressores de Parafusos*

Os compressores das Unidades de recuperação de vapor são de tipo deslocamento positivo e o controle não é com variação de velocidade mas com recirculação. As características deles estão listadas na Tabela 4.4.

*Tabela 4.4. Características dos compressores de parafusos simulados*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Nome (Quantidade e Operação)** | **Serviço** | **Dados de Projeto** | | | | **Potência nominal (c/u)** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Capacidade | | Relação de pressão | Peso molecular | |
| | | [kg/s] | [ACTm3/h] | [-] | [kg/kmol] | [kW] |
| C-UC-1225001-01 (1 x 100%) | URV (1ª etapa) | 4,19 | 65419 | 3,618 | 47,08 | 368,717 |
| C-UC-1225001-02 (1 x 100%) | URV (2ª etapa) | 13,86 | 19848 | 2,851 | 38,32 | 1194,39 |

A recuperação de vapor corresponde à coleta de vapores armazenados em tanques ou vasos e a compressão desses vapores no sistema de compressão e tratamento principal da plataforma. A captura desses hidrocarbonetos é lucrativa e recomendável ambientalmente (HANLON, 2001). Uma Unidade de recuperação de vapor (UVR) usualmente inclui um *scrubber*, um compressor, uma unidade motriz, um esfriador e separador da descarga e instrumentação para controle.

Vários modelos de compressores de parafusos são comerciais, com controle de capacidade interno e/ou sistemas de relação de volume, que permitem operação em carga e pressão variável. Esses sistemas são comumente utilizados quando se conta com motores elétricos de velocidade de rotação constante e existe variação nas condições de pressão.

Um gráfico de eficiência isentrópica versus relação de pressão para compressores de parafusos, para uma razão de volume constante, é apresentado na Figura 4.8.

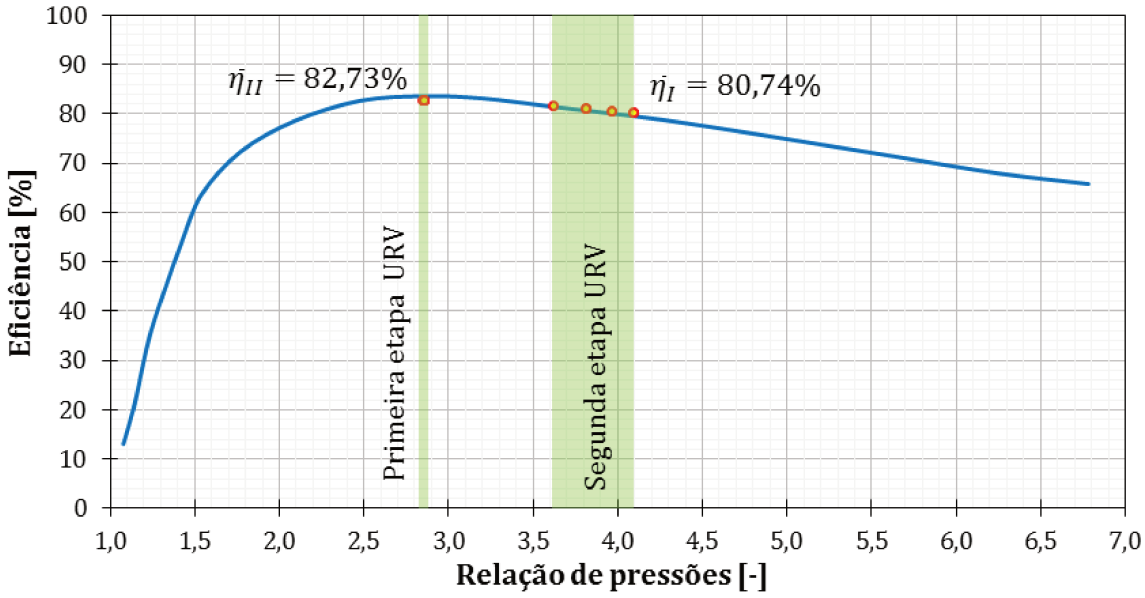



*Figura 4.8. Eficiência isentrópica versus relação de pressão para compressores de parafusos. Fonte: Adaptado de (HANLON, 2001)*

No caso analisado, conta-se com as pressões de sucção e descarga das duas etapas de compressão para vários casos de operação. Avaliando a eficiência isentrópica para esses valores de relação de pressão, obtém-se que para a primeira etapa as eficiências estão em uma faixa de 1,329 pontos porcentuais. Já na segunda etapa estão em uma faixa

de apenas 0,007 pontos porcentuais. Portanto, considerou-se acertado manter fixa a eficiência nos valores indicados a seguir:

$$\bar{\eta}_I = 80{,}74\% \; ; \quad \bar{\eta}_{II} = 82{,}73\% \tag{4.8}$$

### 4.5.2 Bombas

No projeto da FPSO contemplam-se bombas para diferentes serviços e fluidos. Algumas delas tem operação intermitente ou de emergência, portanto não foram consideradas no regime permanente de operação. Trata-se das seguintes:

- Bombas de pistão para reposição do circuito de água fria e quente
- Bombas de emergência de levantamento de água
- Bombas de emergência do circuito de água fria e quente
- Bombas de diesel para serviços de poço
- Bombas *booster* de diesel
- Bombas do separador de testes
- Bombas de cavidades progressivas para drenagem
- Bombas de retorno de condensados de *knock-out drums* dos sistemas de tocha de alta e baixa pressão.
- Bombas de dosagem de químicos
- Bombas de limpeza de membranas
- Bombas de vácuo *(liquid ring)*

Já para as bombas de processo com serviço de circulação, transferência, levantamento ou injeção de agua, óleo, condensados ou misturas, foram consultadas as especificações, folhas de dados e fluxogramas de processo para escolher a condição nominal de projeto para cada uma. Os dados de capacidade e pressão diferencial são apresentados na Tabela 4.5. O valor de densidade corresponde à densidade da mistura de fluidos (no caso em que existir) na condição de pressão e temperatura de sucção.

*Tabela 4.5. Características das bombas centrifugas simuladas*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Nome (Quantidade e Operação)** | **Serviço** | **Dados de Projeto** | | | | **Velocidade de rotação nominal** | **Potência nominal (cada)** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Capacidade | | Pressão Diferencial | Densidade | | |
| | | [kg/s] | [m³/h] | [kPa] | [kg/m³] | [rpm] | [kW] |
| B-1223001 A/B (2 x 100%) | Recirculação de água do Pré-tratador de óleo | 106,37 | 400 | 1603,4 | 957,3 | 3600 | 223,8 |
| B-1223002 A/B (2 x 100%) | Recirculação de água do tratador de óleo | 16,01 | 60 | 2099,7 | 960,4 | 3600 | 64,8 |
| B-1223003 A/B/C (3 x 50%) | Transferência de óleo | 97,25 | 1000 | 424,6 | 350,1 | 1200 | 70,7 |
| B-1251001 A/B/C (3 x 50%) | *Booster* de injeção de água | 335,67 | 1200 | 1247,2 | 1007,0 | 1800 | 252,8 |
| B-1251002 A/B (2 x 50%) | Principal de injeção de água | 331,07 | 1200 | 24017,0 | 993,2 | 3600 | 4917,7 |
| B-5111001 A/D (4 x 33%) | Levantamento de água do mar | 1822,39 | 6515 | 1059,1 | 1007,0 | 1200 | 771,4 |
| B-5115001 A/B (2 x 100%) | Água de diluição | 13,99 | 50 | 622,7 | 1007,0 | 3600 | 14,3 |
| B-5124001 A/B/C (3 x 50%) | Circulação de água de esfriamento | 1370,00 | 5000 | 562,9 | 986,4 | 1200 | 503,4 |
| B-5124002 A/B (2 x 100%) | Circulação de água de esfriamento | 399,92 | 1450 | 539,8 | 992,9 | 1200 | 266 |
| B-5125001 A/B/C (3 x 50%) | Circulação de água de aquecimento | 474,00 | 1800 | 574,7 | 948,0 | 1800 | 174,1 |

As velocidades de rotação e eficiências máximas foram obtidas a partir de uma pré-seleção de bombas do mesmo tipo e condições requeridas[15]. Dessa forma é possível calcular a potência nominal para cada uma.

A pré-seleção feita levou em conta as condições de projeto das folhas de dados, considerando cada tipo de bomba de forma independente (ver Tabela 4.1). O consumo de energia por bombeamento se encontra depois do serviço de compressão de gases, razão pela qual é importante considerar um modelo que calcule a carga das bombas em cada condição de operação em carga parcial. Isto é possível utilizando às curvas de desempenho. Para turbo-máquinas de fluido incompressível são apresentadas como mapas de coeficiente de altura de carga versus coeficiente de vazão.

Esses mapas adimensionais permitem determinar o desempenho em qualquer condição *off-design* como função da velocidade de rotação da máquina mediante escalamento das condições e velocidade no ponto de projeto.

Os coeficientes de altura de carga e vazão estão definidos como segue:

$$\phi = \frac{\dot{V}}{A \cdot u} \quad ; \quad \psi = \frac{\Delta P}{1/2 \cdot \rho \cdot u^2} \tag{4.9}$$

Onde $\dot{V}$ é a vazão volumétrica, $A$ é a área na saída da bomba, $u$ é a velocidade tangencial do impulsor, $\Delta P$ é a diferença de pressão e $\rho$ é a densidade.

Para um diâmetro de impulsor dado, a velocidade tangencial $u$ é diretamente proporcional à velocidade rotacional (rpm). Portanto, dada a velocidade no ponto de projeto e a invariabilidade dos mapas de desempenho adimensionais, o desempenho pode ser determinado em qualquer velocidade.

Existe diferença entre os mapas adimensionais segundo o tipo de bomba. Foram utilizados os mapas para bombas centrífugas horizontais de uma etapa, com exceção das bombas principais de injeção de água (centrífuga horizontal de múltiplas etapas) e as bombas de levantamento de água do mar (centrífugas verticais), nas quais foi implementada uma curva específica. Os coeficientes adimensionais são apresentados na Tabela 4.6.

[15] Foram utilizados os websites FlowSelex da Flowserve™, e Sulzer Select da Sulzer™.

*Tabela 4.6. Coeficientes adimensionais de bombas centrífugas.*
*Fonte: Thermoflex*

| **Centrífuga Horizontal Etapa Simples** | | | **Centrífuga Horizontal Multi-etapas** | | | **Centrífuga Vertical** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\phi/\phi_n$ | $\psi/\psi_n$ | $\eta-\eta_n$ | $\phi/\phi_n$ | $\psi/\psi_n$ | $\eta-\eta_n$ | $\phi/\phi_n$ | $\psi/\psi_n$ | $\eta-\eta_n$ |
| $\dot{V}/\dot{V}_n$ | $\Delta P/\Delta P_n$ | | $\dot{V}/\dot{V}_n$ | $\Delta P/\Delta P_n$ | | $\dot{V}/\dot{V}_n$ | $\Delta P/\Delta P_n$ | |
| [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] |
| 0,0 | 1,360 | -0,840 | 0,0 | 1,244 | -0,720 | 0,0 | 1,519 | -0,823 |
| 0,2 | 1,328 | -0,459 | 0,2 | 1,237 | -0,411 | 0,2 | 1,407 | -0,514 |
| 0,4 | 1,283 | -0,210 | 0,4 | 1,219 | -0,200 | 0,4 | 1,314 | -0,282 |
| 0,6 | 1,218 | -0,069 | 0,6 | 1,181 | -0,072 | 0,6 | 1,226 | -0,122 |
| 0,8 | 1,125 | -0,009 | 0,8 | 1,112 | -0,011 | 0,8 | 1,127 | -0,029 |
| 1,0 | 1,000 | 0,000 | 1,0 | 1,000 | 0,000 | 1,0 | 1,000 | 0,000 |
| 1,2 | 0,835 | -0,016 | 1,2 | 0,836 | -0,023 | 1,2 | 0,830 | -0,030 |
| 1,4 | 0,624 | -0,029 | 1,4 | 0,608 | -0,063 | 1,4 | 0,602 | -0,114 |

A operação de bombas em velocidade variável obedece ao princípio da semelhança, onde uma bomba é sempre homóloga a ela própria em velocidades de rotação distintas. Neste caso, as leis de similaridade, que governam as relações entre a velocidade, $N$, a vazão, $\dot{V}$, a altura manométrica, $H$, e a potência hidráulica, $\dot{W}$, podem ser expressas por:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2}=\frac{N_1}{N_2} \quad ; \quad \frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad ; \quad \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}=\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \tag{4.10}$$

Aplicando as leis de semelhança foi possível, então, obter curvas para diferentes velocidades de rotação, entre 65% e 105% da velocidade nominal de cada bomba. São apresentadas duas capturas de tela das curvas de altura de carga (Figura 4.9) e eficiência versus vazão volumétrica (Figura 4.10) no simulador.

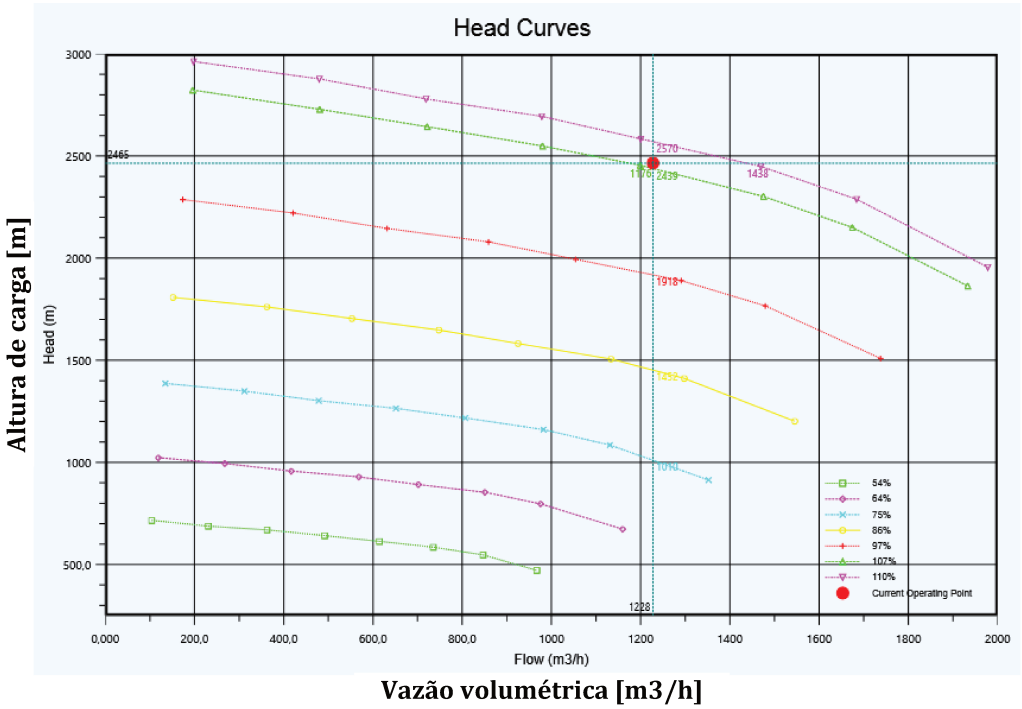



*Figura 4.9. Exemplo de mapa de bomba (Head vs flow) no simulador Aspen Hysys®*

*Fonte: Elaboração própria, Aspen Hysys®*

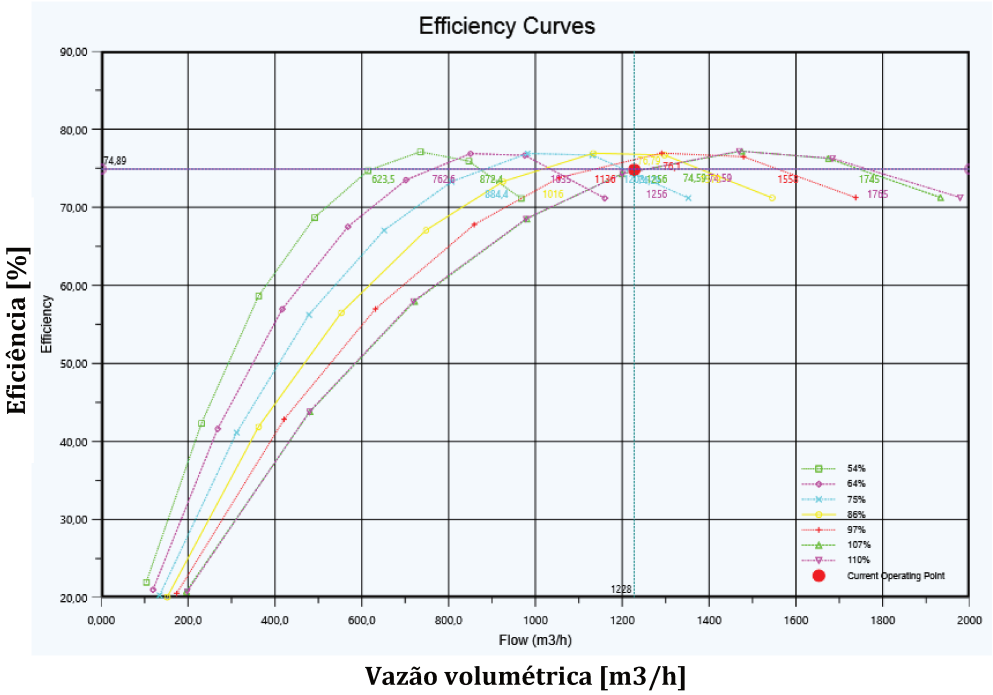



*Figura 4.10. Exemplo de mapa de bomba (Efficiency vs Flow) no simulador Aspen Hysys®*

*Fonte: Elaboração própria, Aspen Hysys®*

### 4.5.3 Turbinas a gás

Na condição ISO, as turbinas são consideradas nas condições-padrão de temperatura ambiente de 15 °C, pressão 1,013 bar, umidade relativa 60%, porcentagem de carga 100%, e gás combustível com composição padrão de importação (ver Tabela 3.2).

Quando a turbina se afasta desta condição, o desempenho dela muda significativamente. Com ajuda do software *Thermoflex*®, conseguiu-se fazer uma análise de sensibilidade para prever o comportamento tanto dos grupos geradores principais quanto das turbinas para acionamento dos compressores de $CO_2$, que levou em conta as variáveis citadas na Tabela 4.7. A parametrização do efeito dessas variáveis de controle, permitiu modelar o conjunto compressor de ar + câmara de combustão + turbina no modelo geral do processo em *Aspen Hysys*® de uma forma mais próxima à operação real.

*Tabela 4.7. Variáveis da análise de sensibilidade para carga parcial de turbinas a gás*
*Fonte: (DIAS; GALLO, 2015)*

| Variáveis de controle | Variáveis calculadas |
|---|---|
| Fator de carga | Potência de eixo |
| Temperatura ambiente | Temperatura de exaustão dos gases |
| Pressão de saída dos gases de exaustão | Vazões mássicas de gás combustível e ar de combustão |
| | Eficiência térmica líquida |
| | Eficiência do gerador |
| | Razão de pressão no compressor |

Os polinômios obtidos para a variação de cada um desses parâmetros em função das variáveis de controle, permitiu estimar as propriedades do ar e do combustível no sistema compressor + câmara de combustão + turbina, de maneira tal que pudessem ser simulados em Aspen Hysys® junto com a planta de processamento. Os coeficientes dos polinômios e as porcentagens de erro entre o modelo de Aspen Hysys® e o modelo embutido em Thermoflex®, é apresentado por Dias (2015) e fez parte da macro atividade de diagnóstico energético da FPSO desenvolvida pela equipe de projeto.

### 4.5.4 Trocadores de calor

Grande necessidade de esfriamento encontra-se na descarga das diferentes etapas de compressão envolvidas no processo, pelo que são necessários trocadores de calor.

A análise em carga parcial dos trocadores de calor permite identificar as vazões de água requeridas para o esfriamento ou aquecimento em diferentes casos e modos de operação, segundo a vazão e composição do gás ou óleo tratado, que também muda sua temperatura de saída em função da carga. A análise leva em conta os dados de projeto fornecidos dos equipamentos e avalia o desempenho de cada trocador de calor no caso especifico estudado. Esta análise foi realizada com o método da efetividade-NTU (INCROPERA et al., 2011) e com dados obtidos dos fluxogramas e simulações de caso no *software* Aspen Hysys®.

Considerou-se que:

- Temperaturas de água de esfriamento em carga nominal: $T_{in} = 35°C$, $T_{out} = 55°C$.
- Temperatura de entrada não varia em carga parcial.
- Temperaturas de água de aquecimento em carga nominal: $T_{in} = 130°C$, $T_{out} = 100°C$. Temperatura de entrada não varia em carga parcial.
- Termo *UA* constante em análises de carga parcial.
- Capacidade nominal dos trocadores como taxa real de transferência de calor ($q$).
- Temperatura de entrada do gás nos compressores de 40°C para todos os casos de operação e etapas de compressão.
- Análise dos trocadores de tipo Circuito Impresso como trocadores de tipo placa.
- Capacidades caloríficas tomadas de simulações no software Aspen HYSYS®.
- A vazão mássica de gás para cada trocador de calor da mesma referência é dividida segundo a quantidade de trocadores idênticos em operação.
- Em caso que os trocadores da mesma referência estejam operando acima da condição nominal de operação, e outro trocador esteja disponível, será utilizado e o fluxo dividido em partes iguais.

O método da Efetividade - NTU é amplamente utilizado na análise de desempenho de trocadores de calor. Para prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como temperaturas dos fluidos, coeficientes de transferência de calor, área superficial total disponível para a transferência de calor, e capacidades caloríficas dos fluidos. Algumas dessas relações podem ser obtidas mediante balanços globais de energia nos fluidos quente e frio.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,in} - T_{q,out}\right) \tag{4.11}$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f}\left(T_{f,in} - T_{f,out}\right) \tag{4.12}$$

Onde $q$ é a taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, considerando a troca de calor com a vizinhança como desprezível. Os subscritos $q$ e $f$ se referem aos fluidos quente e frio, enquanto *in* e *out* designam as condições do fluido na entrada e na saída. A análise da efetividade do trocador de calor, parte da determinação da taxa máxima de transferência de calor possível $q_{max}$, que, em princípio poderia ser alcançada em um trocador de contracorrente com comprimento infinito.

No trocador, um dos fluidos apresenta a máxima diferença de temperaturas possível, $T_{q,in} - T_{f,in}$. O fluido no qual o termo $\dot{m}c_p$ $(C)$ é menor, experimentará a maior variação de temperatura, pelo que a expressão geral do $q_{max}$ é da seguinte forma:

$$q_{max} = C_{min}\left(T_{q,in} - T_{f,in}\right) \tag{4.13}$$

Já com a anterior definição, a efetividade é calculada como a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima possível:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{4.14}$$

A efetividade é um termo adimensional, que está no intervalo de $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Para qualquer trocador de calor, pode ser mostrado que a efetividade é uma função do NTU e o $C_{min}$ e o $C_{max}$, dependendo das magnitudes relativas das taxas de capacidades caloríficas

dos fluidos quente e frio. O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, sendo definido como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \tag{4.15}$$

Na análise feita, o termo UA é calculado para cada trocador de calor, utilizando as relações de efetividade - NTU segundo o tipo de trocador de calor estudado. Esse termo será calculado para cada caso de operação, pois as capacidades caloríficas variam entre um caso e outro. A relação de efetividade - NTU utilizada (INCROPERA et al., 2011), por exemplo para os trocadores de tipo placas com escoamento cruzado de dois fluidos não misturados, é:

$$\varepsilon = 1 - exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot NTU^{0,22}\{exp[-C_r(NTU)^{0,78}] - 1\}\right] \tag{4.16}$$

Após o cálculo do UA, este termo é considerado constante para uma posterior análise em carga parcial de cada caso de operação. São mantidas fixas as temperaturas de entrada de cada um dos fluidos quente e frio, e calculando a nova temperatura de saída da água de utilidade como na maioria das aplicações do equipamento no processo.

Como a vazão de gás é menor em carga parcial, os trocadores de calor precisarão de uma quantidade menor de água de esfriamento para atingir uma temperatura fixa de saída do fluido quente. Como as vazões de fluidos quente e frio são menores, mas a área total de transferência de calor é constante, a troca de calor é mais efetiva, porém, a temperatura de saída do fluido frio é maior que no caso de carga nominal.

## 4.6 Simulação geral das plantas de processamento e utilidades

Uma vez completadas e validadas as simulações individualmente, foi possível fazer a interligação entre elas, para os três casos escolhidos. Cabe ressaltar que se tinha

unicamente fluxogramas do processo de separação principal para um desses três casos; já para os outros subsistemas tiveram que ser ajustadas as operações unitárias para responder a composições e propriedades diferentes das propriedades de projeto.

Na Tabela 4.8 é apresentada a quantidade de operações unitárias utilizadas na simulação dos processos, contando cada etapa de compressão como um compressor no caso de múltiplos estágios com inter-resfriamento. Foram simulados três turbo-geradores, e duas turbinas para acionamento dos compressores de $CO_2$, que serão analisados em detalhe no Capítulo 5.

*Tabela 4.8. Quantidade de equipamentos por tipo e por subprocessos.*
*Fonte: Elaboração própria*

| | **Operações unitárias** | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | Turbinas (TG e TC**) | | |
| **Subprocessos** | Separadores trifásicos | Colunas de separação | Separadores bifásicos | Trocadores de calor | Válvulas de expansão | Separadores virtuais* | Misturadores virtuais* | Bombas | Compressores de gases | Compressores de ar | Câmaras de combustão | Turbinas |
| Separação principal | 3 | - | - | 3 | 12 | 5 | 8 | 3 | - | - | - | - |
| Recuperação de vapor | - | - | 2 | 2 | - | 2 | 4 | - | 2 | - | - | - |
| Compressão principal | - | - | 3 | 2 | 2 | 2 | 4 | - | 1 | - | - | - |
| Sistema de desidratação | - | 1 | 2 | 4 | 3 | 3 | 2 | - | 1 | - | - | - |
| Ajuste de Ponto de orvalho | - | - | - | 2 | 2 | - | 1 | - | - | - | - | - |
| Separação de $CO_2$ | - | 1 | - | 2 | - | 3 | 1 | - | - | - | - | - |
| Compressão de exportação | - | - | 2 | 2 | 2 | 5 | 1 | - | 2 | - | - | - |
| Compressão de $CO_2$ | - | - | 4 | 4 | 4 | 6 | 1 | - | 4 | 2 | 2 | 2 |
| Compressão de injeção | - | - | 2 | 2 | 4 | 8 | 6 | - | 2 | - | - | - |
| Tratamento de gás combustível | - | - | 1 | 1 | 3 | 2 | 2 | - | - | - | - | - |
| Geração principal de energia | - | - | - | - | 3 | 4 | - | - | - | 3 | 3 | 3 |
| Sistema de água quente | - | - | - | 5 | 1 | 1 | 3 | 1 | - | - | - | - |
| Sistema de água fria | - | - | - | 10 | - | 4 | 5 | 2 | - | - | - | - |
| Sistema de água de injeção | - | - | - | 2 | 11 | 5 | 1 | 4 | - | - | - | - |
| ***Total: 235*** | *3* | *2* | *16* | *41* | *47* | *50* | *39* | *10* | *12* | *5* | *5* | *5* |

** Separadores e misturadores de vazão mássica*

*** Corresponde a turbo-geradores e turbo-compressores*

A operação de equipamentos em paralelo (turbinas, compressores, bombas e trocadores de calor) foi definida em cada caso visando refletir uma operação real onde é necessário manter as demandas de potência e calor com mínimo consumo de combustível e carga de equipamentos o mais perto possível da condição de projeto.

Foi necessária a utilização de equipamentos "*Recycle*", "*Set*" e "*Adjust*" para fechamento e solução do sistema de equações de propriedades Termodinâmicas, além de ser úteis para programação de operações lógicas e/ou aritméticas entre variáveis das diferentes correntes (exemplo: queda de pressão, divisão de vazão mássica).

## 4.7 Exportação de dados das correntes materiais e energéticas

Após a determinação de todas as correntes materiais e energéticas, em composição, estado Termodinâmico e vazão mássica, foram gerados os arranjos de matrizes de dados para as correntes como segue:

*Tabela 4.9. Variáveis exportadas de Aspen Hysys® por corrente*
*Fonte: Elaboração própria*

| | **Variável** |
|---|---|
| **Correntes materiais** | |
| *Composição* | Fração mássica fase líquida por componente |
| | Fração mássica fase gasosa por componente |
| | Fração molar fase líquida por componente |
| | Fração molar fase gasosa por componente |
| *Vazão* | Vazões mássica e molar totais |
| | Fração mássica da fase líquida |
| | Fração mássica da fase gasosa |
| | Fração mássica da fase aquosa |
| *Propriedades* | Temperatura |
| | Pressão |
| | Entalpia específica |
| | Exergia física específica |
| | Peso molecular da fase gasosa |
| | Peso molecular da fase líquida |
| **Correntes energéticas** | |
| | Trabalho ou Calor |

Estas informações foram armazenadas em arquivos matriciais de texto para sua posterior utilização nas operações aritméticas que compõem os balanços apresentados na revisão bibliográfica. Foi necessário conferir em cada corrida que os mapas de operação dos compressores e bombas estivessem ativados e que o ponto de operação se encontrasse dentro da região de operação normal.

Importante cuidado deveu-se prestar à consistência de unidades utilizadas entre Aspen Hysys® e EES® no momento da importação.

## 4.8 Estimativa consumo de combustível e emissões de $CO_2$

A partir do inventário de demanda de potência dos equipamentos obtido da simulação, foi possível estimar o consumo de combustível mediante simulação no programa Thermoflex®, levando em conta as especificações dos turbo-geradores, turbo-compressores e as condições ambientais. Não existe uma forma de comunicação entre Aspen Hysys® e Thermoflex®, portanto foi necessário tomar precauções na digitação das composições e demandas de energia ao efetuar as simulações.

Nas Figura 4.11 e Figura 4.12 apresentam-se como exemplos os fluxogramas das turbinas a gás de geração principal e de acionamento dos turbo compressores, respectivamente, simuladas no *software* Thermoflex® no caso de máximo óleo e gás.

É possível identificar do fluxograma, que foi levado em conta na simulação, o trocador de calor água/gases de exaustão, comentado no item 3.4.1, que tem o objetivo de aquecer a água do circuito de água quente, já que induz uma contrapressão na turbina que afeta o desempenho. Foi considerada em cada um dos casos, a variação em vazão mássica e temperatura da água, em função dos consumidores de calor no processo.

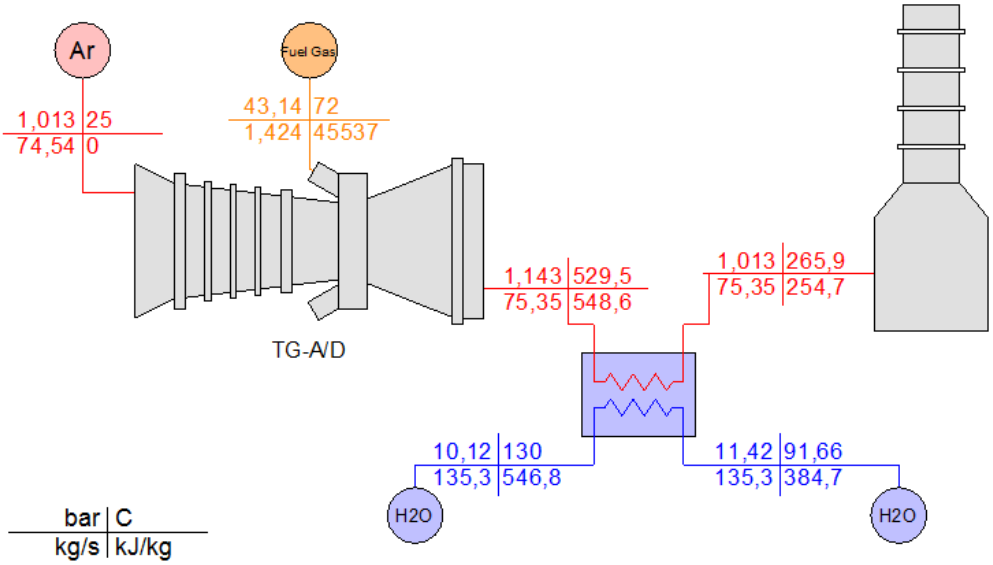



*Figura 4.11. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-geradores principais, no caso de máximo óleo e gás.*

*Fonte: Elaboração própria*

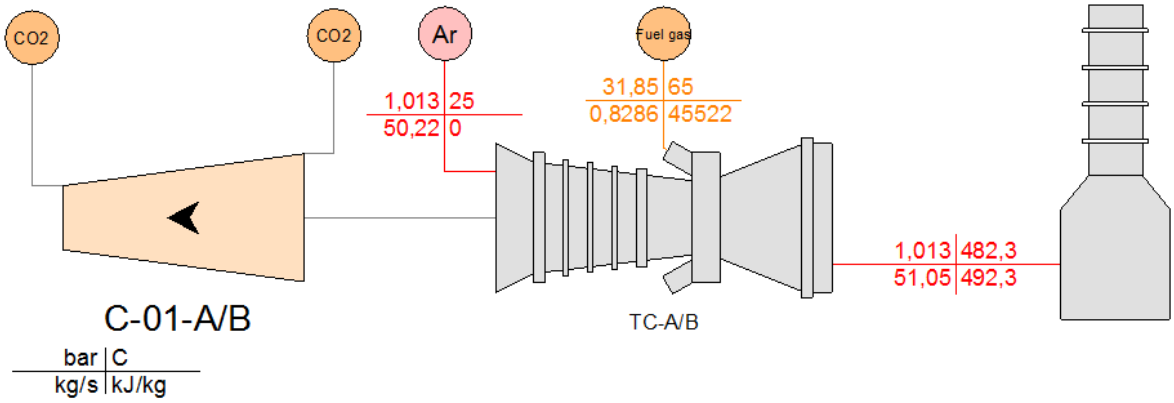



*Figura 4.12. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-compressores de $CO_2$, no caso de máximo óleo e gás.*

*Fonte: Elaboração própria*

Diversas agências internacionais têm protocolos e diretrizes para estimar os gases de efeito estufa (GEE) para diferentes aplicações, sendo que para a indústria de petróleo três principais documentos são utilizados, do Painel Internacional de mudança climática

(GÓMEZ et al., 2006), do Instituto Americano de Petróleo (API, 2009) e da Agência de Proteção do Meio Ambiente dos Estados Unidos (US EPA, 1995).

Uma comparação entre o cálculo das emissões de $CO_2$ para processos de combustão com as metodologias dessas agências e o cálculo desenvolvido no *software* Thermoflex® foi feita chegando na conclusão de que o erro é da ordem de 0,014% (ACEVEDO BLANCO; GALLO, 2015). Portanto, considera-se adequado estimar a vazão dos produtos de combustão com Thermoflex®, para serem utilizados nos balanços de $CO_2$ apresentados no Capítulo 5.

Depois dos processos de combustão (turbo-geradores e turbo-compressores) destacam-se na plataforma FPSO estudada, as emissões por queima em tocha, com cerca de 14,5% do total. A soma das emissões de processos, ventilação e fontes fugitivas, representa 2% do total, aproximadamente. Outras fontes de GEE são listadas na Tabela 4.10.

*Tabela 4.10. Fontes de emissão de GEE por categoria.*
*Fonte: (ACEVEDO BLANCO; GALLO, 2015)*

| **Categoria** | **Fontes principais** |
|---|---|
| | **Emissões diretas** |
| ***Fontes de combustão*** | |
| *Equipamentos estacionários* | Caldeiras, aquecedores, fornos, motores de combustão interna, turbinas, tochas, incineradores, etc. |
| *Equipamentos móveis* | Barcaças, navios, automotoras, caminhões para transporte de material, helicópteros, aviões, etc. |
| ***Emissões de processos e ventilação*** | |
| *Emissões de processo* | Unidades de aminas, desidratadores de glicol, peneiras moleculares, etc. |
| *Outras fontes de ventilação* | Tanques de armazenamento, aparelhos pneumáticos, bombas de injeção química, *flaring*, descarga de compressores, etc. |
| ***Fontes fugitivas*** | |
| *Emissões fugitivas* | Válvulas, flanges, conectores, bombas, vazamentos nos compressores, linhas abertas. |
| | **Emissões indiretas** |
| ***Eletricidade*** | Geração de eletricidade *off-site* para consumo *on-site* |
| ***Vapor/calor*** | Geração de água quente ou vapor *off-site* para consumo *on-site* |

Decidiu-se considerar para essa dissertação, unicamente os processos de combustão em turbinas a gás, por ser a corrente de gás com maior possibilidade de captura de $CO_2$, e com maior impacto nos indicadores ambientais da plataforma.

Porém, toda avaliação e/ou proposta de diminuição de emissões em processos de tratamento de fluidos é importante, contribui positivamente à proteção do meio ambiente e deve ser o objetivo de grande quantidade de estudos.

## 4.9 Cálculo de exergias física e química

Foi desenvolvida uma metodologia de cálculo de exergia química das correntes a partir das composições, por se tratar de misturas tanto gás/gás quanto gás/líquido, com composição variável. Ver Numeral 2.1.1.

Foram utilizadas as equações 2.5 a 2.10 para programar no *software* EES® o cálculo das parcelas química e física da exergia sendo que a última esta composta pelas parcelas térmica e mecânica. Porém, para fazer esse cálculo separadamente, é necessário exportar as propriedades (entalpia e entropia) no estado morto de pressão e temperatura, já que não são propriedades embutidas no Aspen Hysys®. Esse procedimento foi feito para a condição de projeto, com o intuito de validar o cálculo da exergia física mássica total que o simulador fornece, com resultado satisfatório.

Para exemplificar, apresentam-se na Tabela 4.8 as componentes da exergia física calculadas para as correntes de gás que entram e saem dos trocadores de calor da unidade de compressão de $CO_2$, para a condição de projeto, segundo as Equações 2.6 e 2.7, versus o valor total exportado diretamente ($\dot{b}_{ph,exp}$), e o erro definido segundo Equação 4.17.

$$Erro\ [\%] = \frac{\dot{b}_{ph,calc} - \dot{b}_{ph,exp}}{\dot{b}_{ph,calc}} \times 100 \qquad (4.17)$$

Considerou-se adequado utilizar o valor de exergia física por unidade de massa calculado pelo simulador Aspen Hysys®.

*Tabela 4.11. Componentes térmica e mecânica calculadas da exergia física, valor exportado de Aspen Hysys® e erro, para correntes de inter-resfriadores.*
*Fonte: Elaboração própria*

| Corrente | $\dot{b}_{ph}^{\Delta T}$ | $\dot{b}_{ph}^{\Delta P}$ | $\dot{b}_{ph,calc}$ | $\dot{b}_{ph,exp}$ | $Erro$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | [kJ/kg] | [kJ/kg] | [kJ/kg] | [kJ/kg] | [%] |
| 4 | 172,58 | 21,80 | 194,38 | 194,36 | -0,008 |
| 5 | 168,97 | 0,40 | 169,36 | 169,36 | -0,002 |
| 12 | 241,11 | 22,48 | 263,6 | 263,59 | -0,003 |
| 13 | 238,19 | 0,40 | 238,59 | 238,58 | -0,003 |
| 20 | 304,35 | 22,83 | 327,18 | 327,19 | 0,004 |
| 21 | 297,27 | 0,40 | 297,66 | 297,67 | 0,002 |
| 28 | 353,36 | 19,41 | 372,77 | 372,76 | -0,002 |
| 29 | 340,17 | 0,40 | 340,56 | 340,58 | 0,005 |
| 80 | 357,74 | 1,82 | 359,55 | 359,54 | -0,004 |
| 81 | 356,35 | 0,40 | 356,75 | 356,76 | 0,003 |

Já para as condições fora da condição de projeto, foi exportado e utilizado diretamente o valor de exergia física nos balanços e no cálculo de irreversibilidades.

## 4.10 Análise de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica por equipamento, por subsistema e geral

Uma vez concluídas todas as fases anteriores, foi possível calcular a exergia total (parcela física + parcela química) de cada uma das correntes e escrever balanços de segunda lei para cada um dos equipamentos, nos três casos de operação simulados. Dessa forma é possível obter as irreversibilidades internas e externas geradas em cada um dos processos mediante balanço de exergia e desenvolver análises por subsistema e da plataforma como um todo. Os resultados e sua discussão são apresentados integramente no Capítulo 5.

Os balanços de exergia foram desenvolvidos no software EES®.

## 4.11 Avaliação de implementação de Ciclo combinado e Captura de $CO_2$

Depois da quantificação das irreversibilidades presentes nos processos estudados e os inventários de emissões, foi analisada a implementação de um sistema de Captura de $CO_2$ por mono-etanol amina. Para poder ter uma base de comparação, essa análise foi feita para dois turbo-geradores trabalhando em paralelo com as porcentagens de carga determinadas no item 4.8.

A simulação levou em conta a carga térmica de aquecimento de água, portanto o pacote de MEA só foi representado a jusante do trocador de calor e antes da chaminé. É importante salientar que o processo de captura ocorre a baixa pressão, e sendo que o objetivo é injetar o gás rico em $CO_2$ no reservatório com a capacidade instalada de compressão, se faz necessário utilizar um compressor booster adicional. Um exemplo da tela do fluxograma simulado em Thermoflex® com o pacote MEA, é apresentado na Figura 4.13. Da mesma forma, apresenta-se na Figura 4.14 a captura de tela da simulação incluindo o Ciclo combinado, com circuito de vapor segundo o definido no Capítulo 2.

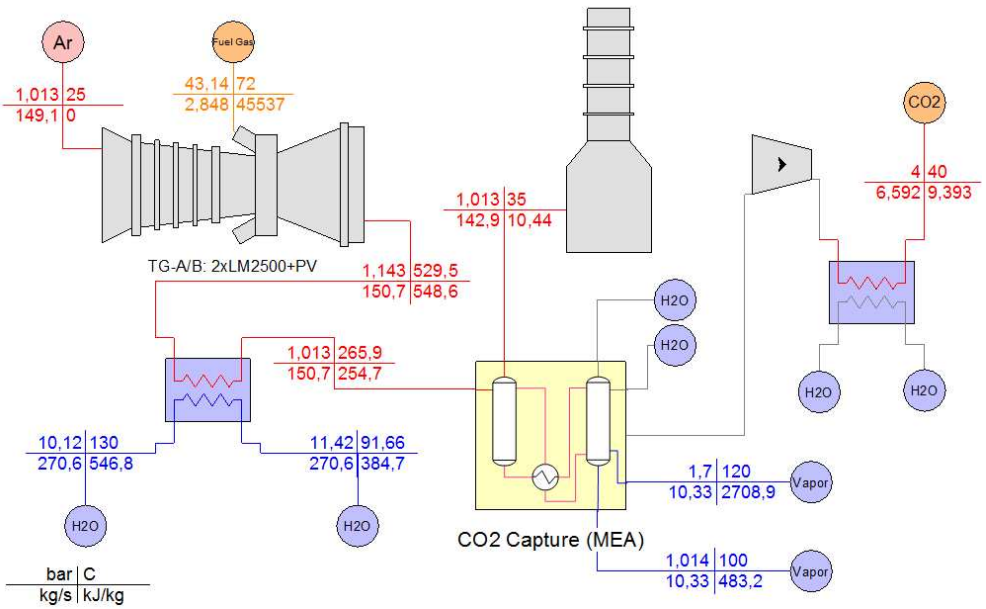



*Figura 4.13. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-geradores principais com CCS, no caso de máximo óleo e gás.*

*Fonte: Elaboração própria*

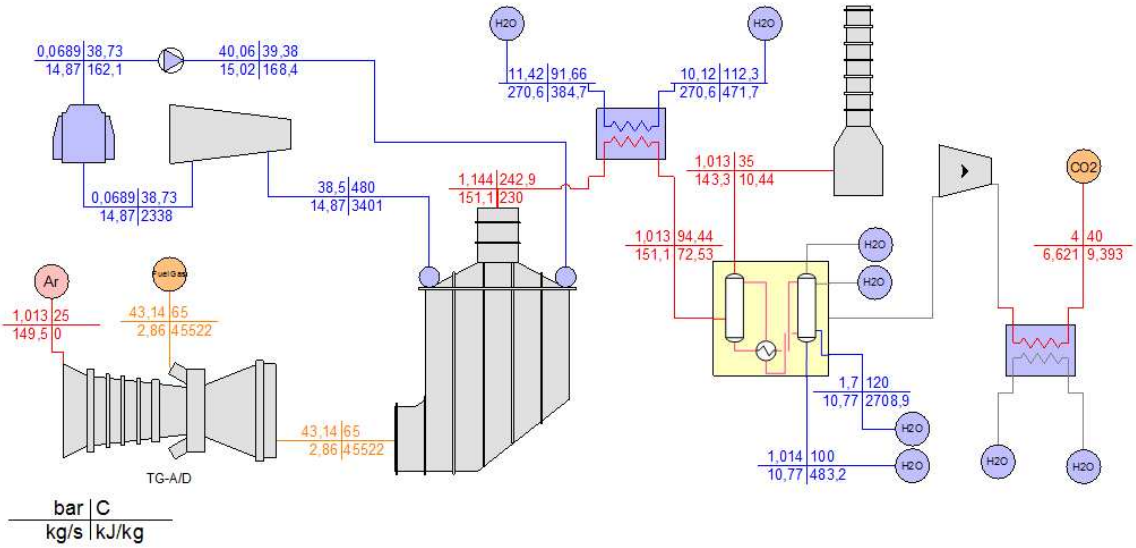



*Figura 4.14. Exemplo de diagrama de simulação em Thermoflex® de turbo-geradores principais com CCS e Ciclo combinado, no caso de máximo óleo e gás.*

*Fonte: Elaboração própria*

Com o intuito de fazer a análise exergética dos processos, foi replicado o modelo obtido no Thermoflex® em Aspen Hysys®, utilizando o pacote termodinâmico de gás ácido, que contém os modelos termodinâmicos de absorção química com soluções aquosas de aminas (ZHANG et al., 2009). Específicamente, o modelo utiliza a equação de estado de Peng-Robinson para a fase gasosa, e o modelo de coeficientes de atividade eletrolíticos eNRTL (*electrolyte non-random two-liquid*) (SONG; CHEN, 2009). Os resultados dessas simulações são discutidos no Capítulo 5.

# 5. RESULTADOS

## 5.1 Inventário de consumos de energia e emissões de $CO_2$ da plataforma

Seguindo o fluxograma simplificado da Figura 3.1, é possível acompanhar os resultados apresentados nessa primeira fase da simulação.

Os fluidos que provêm dos poços são separados no processo de separação principal, cuja demanda de energia elétrica se deve a movimentação do óleo entre os três separadores e a transferência dele ao sistema de descarregamento para exportação em navios aliviadores. Logo depois, na unidade de recuperação de vapor, é requerida energia elétrica para acionamento do compressor de parafusos de duas etapas que compõe a unidade. É possível apreciar que a demanda de energia deste sistema diminui com o tempo, devido ao declínio na produção de gás.

De forma similar acontece com as unidades de compressão principal, desidratação, e compressão de exportação de gás, os quais diminuem seus consumos de energia com o tempo.

O sistema de compressão de injeção pode injetar gás hidrocarboneto ou gás rico em $CO_2$; nos casos analisados, só é injetado $CO_2$. Este sistema, junto com a compressão *booster* de $CO_2$, serão analisados em detalhe no item 5.3.

Os circuitos de água fria e água quente, fornecem a energia necessária para esfriar ou aquecer gases e óleo nos diferentes processos, portanto suas vazões e consumo de energia em recirculação estão em função da troca térmica, segundo as correlações apresentadas no item 4.5.4. A demanda de energia no processo de injeção compreende as bombas de levantamento de água marinha, bombas booster e bombas principais de injeção.

A Tabela 5.1 apresenta o balanço de carga elétrica dos subprocessos principais e auxiliares, para os três casos em consideração. É possível conferir nos resultados da tabela, que independente do caso, o principal consumidor de energia é o processo de compressão principal de gases. Seguem, em ordem, a injeção de água, a compressão de exportação, a compressão de injeção, o sistema de tratamento de gás, a recuperação de vapor e os circuitos de água de arrefecimento e aquecimento.

*Tabela 5.1. Balanço de carga elétrica, detalhado por subprocesso para os três casos estudados*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Subprocessos** | **Demanda de energia elétrica [kW]** | | |
|---|---|---|---|
| | Caso de simulação | | |
| | Máximo óleo e gás | 50% BS&W | Máxima água e CO2 |
| Separação principal | 287,1 | 207,0 | 154,7 |
| Unidade de recuperação de vapor | 1.145,1 | 631,0 | 289,9 |
| Compressão principal | 17.067,1 | 6.064,6 | 5.535,1 |
| Sistema de desidratação | 2.325,0 | 2.043,3 | 705,0 |
| Compressão de exportação | 13.003,6 | 5.391,2 | 4.662,3 |
| Compressão de injeção | 3.302,5 | 1.031,5 | 773,4 |
| Sistema de água quente | 212,7 | 233,7 | 166,1 |
| Sistema de água fria | 329,8 | 164,8 | 160,5 |
| Sistema de água de injeção | 13.249,1 | 9.899,1 | 10.858,7 |
| ***Subtotal processamento*** | ***53.602,1*** | ***27.017,0*** | ***24.532,5*** |
| Ventilação | 635,0 | 320,0 | 290,6 |
| Auxiliares Geração | 24,9 | 12,5 | 11,4 |
| HVAC | 397,4 | 200,3 | 181,9 |
| Aquecimento lubrificantes | 287,9 | 145,1 | 131,8 |
| Sistema hidráulico de *offloading* | 4.722,5 | 2.380,3 | 2.161,4 |
| Bombeamento miscelâneo | 5.365,4 | 2.704,3 | 2.455,6 |
| Movimentação de cargas | 5,5 | 2,8 | 2,5 |
| Tratamento água | 462,0 | 232,9 | 211,4 |
| Cargas miscelâneas | 1.584,0 | 1.584,0 | 1.584,0 |
| ***Subtotal auxiliares*** | ***13.484,5*** | ***7.582,2*** | ***7.030,6*** |
| ***Total demanda elétrica*** | ***67.764,3*** | ***34.948,7*** | ***31.881,9*** |

Vários sistemas auxiliares são listados na Tabela 5.1. São descritos sucintamente os equipamentos inclusos em cada um dos itens listados:

- Ventilação: ventiladores e sopradores para salas de painéis, salas de baterias, oficinas, casas de bombas, chaminés de turbo-geradores, turbo-compressores e geradores diesel.
- Auxiliares Geração: painéis de geradores auxiliares e de emergência, ventiladores dos selos e atuadores do sistema de recuperação de calor dos turbo-geradores.

- HVAC: *Chillers* e unidades de ar condicionado dos prédios de automação e controle, acomodações e oficinas.
- Aquecimento lubrificantes: aquecedores de óleo lubrificante de máquinas rotativas em geral.
- Sistema hidráulico de *offloading*: unidades hidráulicas de descarregamento de óleo e acionamento de válvulas de controle hidráulicas.
- Bombeamento miscelâneo: bombas de pequeno porte não inclusas na simulação, listadas no item 4.5.2.
- Movimentação de cargas: guindastes e elevadores.
- Tratamento água: sistema de produção de água potável, doce e de diluição.
- Cargas miscelâneas: compressores de ar para instrumentos e serviços, sistema de recuperação de gás de tocha, unidade de geração de nitrogênio, iluminação de emergência, proteção catódica, facilidades de resgate e cargas menores de baixa tensão.

Foi aplicado um fator de utilização para estas cargas, calculado como a fração de energia demandada pelos sistemas de processamento principais em referência ao caso de máximo óleo e gás. As nomeadas “cargas miscelâneas” não foram corrigidas com esse fator.

A demanda total de energia elétrica, cai quase para a metade entre o caso 1 e o caso 2 e continua diminuindo no caso 3, o que supõe que o excedente de capacidade instalada fica na plataforma como equipamento ocioso. Uma estratégia que considere os módulos como temporários nas plataformas, conseguiria otimizar os custos CAPEX e OPEX de um empreendimento, integrando os ativos de várias plataformas ao longo da sua vida útil.

As demandas de potência mencionadas até agora são todas elas atendidas pelo sistema de geração principal, portanto a soma de todas elas define a demanda de energia elétrica e consequentemente o consumo de gás combustível nos turbo-geradores principais.

Na Figura 5.1 é apresentada a demanda de energia elétrica por tipo de equipamento para cada caso, junto com a demanda mecânica de compressão *booster* de $CO_2$, que será discutida em detalhe no item 5.3.

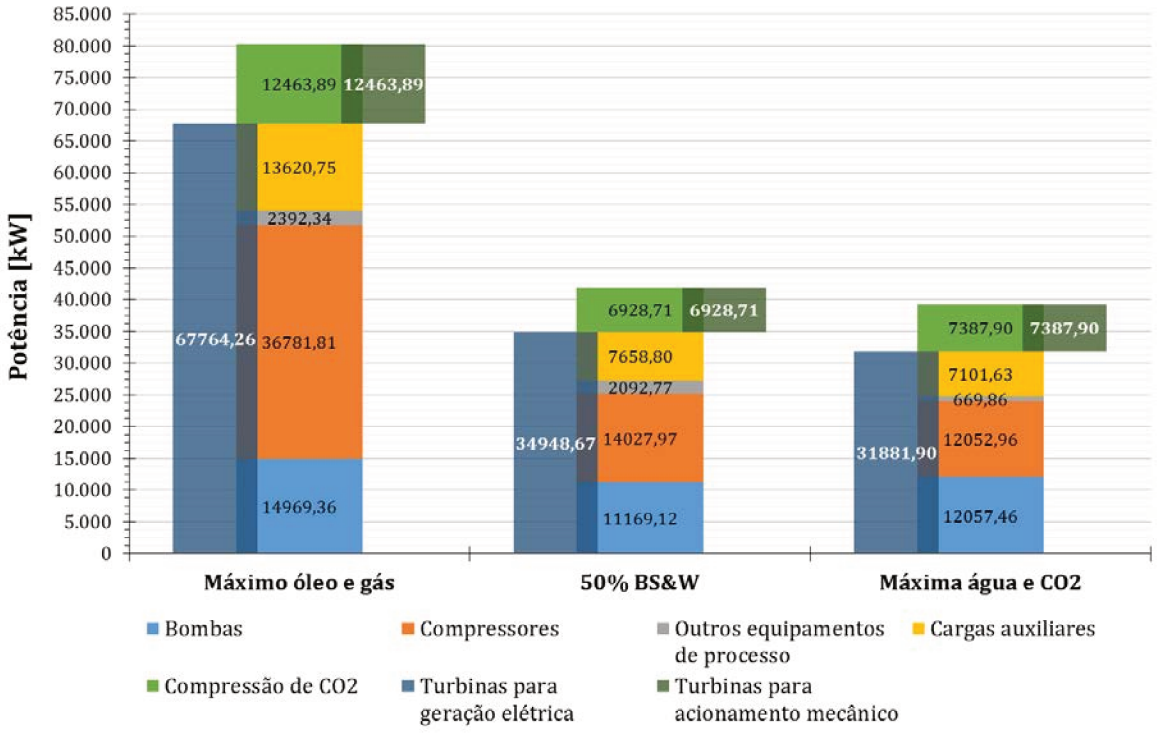



*Figura 5.1. Geração e demanda de potência por tipo de equipamento, para os três casos estudados*

*Fonte: Elaboração própria*

Dos resultados é possível determinar que no caso de máximo óleo e gás, a demanda de energia elétrica da plataforma pode ser atendida por três dos quatro turbo-geradores principais. Já para os casos de 50% BS&W e máxima água e $CO_2$, são necessários só dois turbo-geradores operando. Foi verificado também que fosse atendida a carga térmica de aquecimento de água em cada caso.

Nota-se que a faixa azul, que corresponde à demanda por bombeamento, não é alterada significativamente com o tempo, devido à incompressibilidade do fluido e à vazão de água que deve ser capturada e injetada no reservatório. Isso faz com que a demanda da compressão de gases e das cargas auxiliares seja a que determina as mudanças na operação dos grupos geradores.

Por sua vez, foi comprovado que a demanda de energia mecânica para compressão de $CO_2$ consegue ser atendida só por um dos dois grupos de turbo-compressores, ainda operando em carga parcial. A análise indica que para a composição e vazões de entrada do sistema de $CO_2$, não seria necessário contar com dois trens das dimensões projetadas.

Um resumo das características de desempenho e emissões das turbinas a gás é apresentado na Tabela 5.2.

*Tabela 5.2. Resumo do desempenho e emissões de turbo-geradores e turbo-compressores nos três casos estudados*

*Fonte: Elaboração própria*

| | **Unidades** | **Máximo Óleo e gás** | **50% BS&W** | **Máxima água e $CO_2$** |
|---|---|---|---|---|
| ***Turbo-geradores*** | | | | |
| N° de unidades em operação | | 3 | 2 | 2 |
| Potência por unidade | [kW] | 22.588 | 17.474 | 15.941 |
| Potência total | [kW] | 67.764 | 34.948 | 31.882 |
| Porcentagem de carga por unidade | [%] | 91,18 | 70,54 | 64,35 |
| Eficiência elétrica (PCI) | [%] | 34,47 | 31,78 | 30,71 |
| Consumo de gás combustível | [kg/s] | 4,2720 | 2,3880 | 2,2540 |
| Emissões de $CO_2$ | $\left[\frac{tCO_2}{ano}\right]$ | 336.213 | 187.910 | 177.340 |
| ***Turbo-compressores*** | | | | |
| N° de unidades em operação | | 1 | 1 | 1 |
| Potência por unidade | [kW] | 11.789 | 6.430 | 6.952 |
| Potência total | [kW] | 11.789 | 6.430 | 6.952 |
| Porcentagem de carga por unidade | [%] | 78,83 | 43,1 | 46,58 |
| Eficiência térmica (PCI) | [%] | 31,31 | 26,01 | 26,68 |
| Consumo de gás combustível | [kg/s] | 0,8286 | 0,5441 | 0,5734 |
| Emissões de $CO_2$ | $\left[\frac{tCO_2}{ano}\right]$ | 65.227 | 42.829 | 45.136 |
| ***Total*** | | | | |
| Consumo de gás combustível | [kg/s] | 5,10 | 2,93 | 2,83 |
| Emissões de $CO_2$ | $\left[\frac{tCO_2}{ano}\right]$ | 401.440 | 230.739 | 222.476 |
| | [kg/s] | 13,77 | 7,91 | 7,63 |

Levando em conta que a capacidade instalada se mantém no tempo, é possível concluir que numa fase de baixa produção de óleo e gás, o sistema de geração principal

conseguiria atender a demanda de potência da compressão de gás rico em $CO_2$, se tivesse acionamento por motor elétrico acoplado ao barramento principal. Trata-se então, de uma opção de melhoria identificada, que pode ser avaliada em detalhe em futuros trabalhos.

Chama a atenção a baixa porcentagem de carga e baixa eficiência térmica dos turbo-compressores que chega a valores inferiores a 50%, situação não recomendada pelos fabricantes de turbinas a gás. Uma alternativa para melhorar a eficiência e reduzir as emissões de $CO_2$ desses sistemas é avaliada e apresentada nos itens 5.4 e 5.5.

A carga dos grupos de geração principais é maior nos três casos, sendo que na primeira etapa de operação, caso máximo óleo e gás, está perto do 100% para os três grupos ligados, coincidente com a maior eficiência térmica do ciclo. Porém, esta eficiência (34,47%) é ainda muito baixa quando comparada com instalações terrestres e só é atingida nos primeiros anos de produção.

## 5.2 Inventário de irreversibilidades da Unidade de compressão e injeção de $CO_2$ na condição de projeto

As unidades de compressão *booster* e compressão de injeção de $CO_2$, foram projetadas para a condição detalhada na primeira coluna da Tabela 3.1. Sob essa especificação, foram calculadas as irreversibilidades de cada um dos equipamentos por balanço de exergia.

Podem se notar na Figura 5.2 as irreversibilidades por equipamento individual, e agrupadas por tipo de equipamento e por tipo de irreversibilidade (interna ou externa).

Verificou-se que os *scrubbers* não destroem exergia, pelas considerações de que a composição se mantêm constante na saída do gás e que não há queda de pressão no vaso. Do mesmo jeito, misturadores e separadores virtuais de vazão, dividem a exergia na mesma fração que a vazão sem queda de pressão nem mudança de temperatura, portanto na condição de projeto não tem irreversibilidades.

Observou-se, desde esta fase, que as turbinas a gás são as principais contribuintes de destruição e perdas de exergia no processo. A exergia destruída nas turbinas (irreversibilidades internas) são da ordem de três vezes a soma das irreversibilidades dos

compressores e trocadores de calor. Internamente, o processo de compressão do ar de combustão é responsável por cerca de 9,5% dessas irreversibilidades, a câmara de combustão 72,5% e a expansão propriamente dita, 18%. A descarga de gases de exaustão (irreversibilidades externas), por sua vez, é da ordem de duas vezes a mesma soma (irreversibilidades dos compressores e trocadores de calor).

Outra parcela importante de irreversibilidades é gerada pelo rejeito de água morna após a troca de calor com o gás comprimido. Essa água precisa ser resfriada de novo com água marinha para manter um ciclo fechado, portanto é gerada uma irreversibilidade externa.

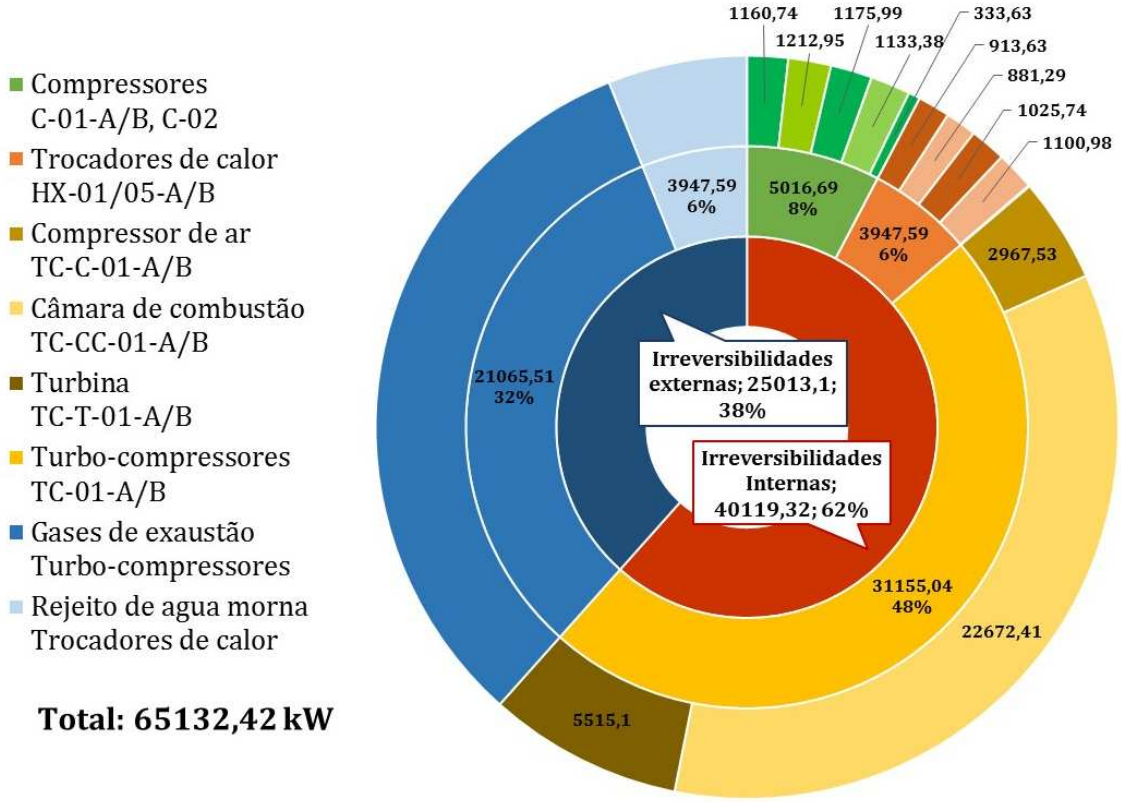



*Figura 5.2. Irreversibilidades dos equipamentos da unidade de compressão e injeção de $CO_2$, para a condição de projeto.*

*Fonte: Elaboração própria*

No caso de projeto, não é necessária recirculação para controle de vazão, razão pela qual não há irreversibilidades nesse quesito.

## 5.3 Balanços de massa, energia, exergia e eficiências de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para o sistema de compressão e injeção de $CO_2$.

Seguindo o equacionamento apresentado no Capítulo 2, foram estabelecidos os balanços de massa de cada equipamento do sistema. Os resultados são apresentados na Tabela 5.3.

*Tabela 5.3. Balanço de massa*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Sistema** | **Correntes materiais** | | | | | | **Des-balanço** [kg/s] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Entradas | | | Saídas | | | |
| | N° | Fluido | Vazão mássica [kg/s] | N° | Fluido | Vazão mássica [kg/s] | |
| ***Caso 1: Máximo óleo e Gás*** | | | | | | | |
| Trem de compressão A de $CO_2$ | 2 | $CO_2$ | 25,51 | 30 | $CO_2$ | 25,51 | 0,00 |
| | 92 | Água | 145,67 | 101 | Água | 145,67 | |
| Trem de compressão B de $CO_2$ | 35 | $CO_2$ | 0,00 | 63 | $CO_2$ | 0,00 | 0,00 |
| | 102 | Água | 0,00 | 111 | Água | 0,00 | |
| Trem de injeção | 78 | $CO_2$ | 25,51 | 89 | $CO_2$ | 25,51 | 0,00 |
| | 112 | Água | 39,09 | 113 | Água | 39,09 | |
| Turbina a gás TC-A | 124 | Gás | 0,85 | 132 | Gás | 52,20 | 0,00 |
| | 126 | Ar | 51,35 | 134 | Cond. | 0,00 | |
| Turbina a gás TC-B | 125 | Gás | 0,00 | 133 | Gás | 0,00 | 0,00 |
| | 127 | Ar | 0,00 | 135 | Cond. | 0,00 | |
| ***Caso 2: 50% BS&W*** | | | | | | | |
| Trem de compressão A de $CO_2$ | 2 | $CO_2$ | 15,63 | 30 | $CO_2$ | 15,63 | 0,00 |
| | 92 | Água | 118,94 | 101 | Água | 118,94 | 0,00 |
| Trem de compressão B de $CO_2$ | 35 | $CO_2$ | 0,00 | 63 | $CO_2$ | 0,00 | 0,00 |
| | 102 | Água | 0,00 | 111 | Água | 0,00 | |
| Trem de injeção | 78 | $CO_2$ | 15,63 | 89 | $CO_2$ | 15,63 | 0,00 |
| | 112 | Água | 20,33 | 113 | Água | 20,33 | |
| Turbina a gás TC-A | 124 | Gás | 0,56 | 132 | Gás | 38,32 | 0,00 |
| | 126 | Ar | 37,76 | 134 | Cond. | 0,00 | |
| Turbina a gás TC-B | 125 | Gás | 0,00 | 133 | Gás | 0,00 | 0,00 |
| | 127 | Ar | 0,00 | 135 | Cond. | 0,00 | |
| ***Caso 3: Máxima água e $CO_2$*** | | | | | | | |

| Sistema | Correntes materiais | | | | | | Des-balanço [kg/s] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Entradas | | | Saídas | | | |
| | N° | Fluido | Vazão mássica [kg/s] | N° | Fluido | Vazão mássica [kg/s] | |
| Trem de compressão A de $CO_2$ | 2 | $CO_2$ | 17,78 | 30 | $CO_2$ | 17,78 | 0,00 |
| | 92 | Água | 61,60 | 101 | Água | 61,60 | |
| Trem de compressão B de $CO_2$ | 35 | $CO_2$ | 0,00 | 63 | $CO_2$ | 0,00 | 0,00 |
| | 102 | Água | 0,00 | 111 | Água | 0,00 | |
| Trem de injeção | 78 | $CO_2$ | 17,78 | 89 | $CO_2$ | 17,78 | 0,00 |
| | 112 | Água | 17,42 | 113 | Água | 17,42 | |
| Turbina a gás TC-A | 124 | Gás | 0,57 | 132 | Gás | 38,84 | 0,00 |
| | 126 | Ar | 38,27 | 134 | Cond. | 0,00 | |
| Turbina a gás TC-B | 125 | Gás | 0,00 | 133 | Gás | 0,00 | 0,00 |
| | 127 | Ar | 0,00 | 135 | Cond. | 0,00 | |

**A vazão de condensados nos scrubbers é considerada desprezível.*

A vazão mássica do gás se mantém constante nos estágios de compressão e inter-resfriamento, sem condensação de água nem de hidrocarbonetos líquidos nos vasos separadores. Foram omitidos na apresentação dos resultados de balanços de massa e energia os *scrubbers*, misturadores e divisores de fluxo virtuais, por simplicidade; porém, um inventário das irreversibilidades desses equipamentos será apresentado posteriormente.

É possível observar na tabela, que os trens de compressão, injeção, e a turbina denominados com a letra B, encontram-se desligados (com vazão de entrada e saída zeradas). Esse fato obedece a que o sistema foi projetado para uma condição de concentração de $CO_2$ no gás de poço muito maior aos casos avaliados, portanto, dessa fase de simulação é possível concluir que, só é necessário um trem na condição avaliada, em toda a vida útil do campo, com a ressalva de que seja possível utilizar o sistema de exportação de gás como contingência dos trens de $CO_2$.

É apresentada a seguir a tabela com o resumo das vazões mássicas de gás combustível necessário para a operação da turbina e as vazões de água para os trocadores de calor de inter-resfriamento. O gás combustível, como foi comentado anteriormente, pode ser produzido pelo campo, importado do continente, ou de outra plataforma próxima, caso no qual constitui um custo operacional significativo.

*Tabela 5.4. Vazão mássica de gás combustível e água de esfriamento*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Equipamento** | **Vazão mássica [kg/s]** | | |
|---|---|---|---|
| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 |
| HX-01-A/B | 34,86 | 21,57 | 9,618 |
| HX-02-A/B | 35,17 | 23,12 | 10,34 |
| HX-03-A/B | 34,84 | 24,27 | 11,72 |
| HX-04-A/B | 40,79 | 49,99 | 29,92 |
| HX-05-A/D | 39,09 | 20,33 | 17,42 |
| ***Total água*** | ***184,80*** | ***139,23*** | ***79,02*** |
| TC-A/B | 0,85 | 0,56 | 0,57 |
| ***Total gás*** | ***0,85*** | ***0,56*** | ***0,57*** |

**A notação A/B e A/D indica que são dois e quatro equipamentos idênticos em paralelo, respectivamente. Os valores apresentados correspondem ao total.*

Com a mudança de composição e vazão dos fluidos, é previsível que a demanda de energia dos equipamentos também mude. São apresentadas as demandas de energia dos principais equipamentos do sistema de compressão e injeção de $CO_2$ na Tabela 5.5. O detalhamento é apresentado na Tabela A.1.

É importante salientar que a energia demandada pelos compressores C-01-A/B provém das turbinas TC-A/B respectivamente, por acoplamento mecânico direto. A energia demandada pelos trocadores de calor HX-01-A/B ao HX-05-A/B, provém de correntes de água de esfriamento, que nominalmente entra a 35 °C e sai a 55 °C, mas que apresentou variação após a análise de carga parcial. Por último, o compressor C-02 é acionado por motor elétrico, com variador de frequência ligado à geração principal.

São apresentadas também as eficiências isentrópicas dos estágios de compressão, calculadas a partir dos mapas de desempenho e o ponto de operação em cada caso. Essas eficiências se mantém na faixa de 75 a 81%, estando muito próximas da eficiência nominal de cada equipamento, o que se deve principalmente à ação do controle de velocidade que mantem o compressor numa condição favorável de operação ainda em carga parcial.

É possível notar também, que o caso 2 apresenta menor demanda de energia para compressão do que o caso 3, o que se deve à concentração de $CO_2$ no gás produzido, que tende a crescer com a maturidade do campo.

*Tabela 5.5. Resumo de Balanço de energia para os três casos*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Equipamento** | **Correntes de energia** | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Potência [MW] | | | Eficiência** [%] | | |
| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 |
| C-01-A/B*- 1ª etapa | -3.300 | -1.684 | -1.826 | 77,78 | 77,19 | 79,18 |
| C-01-A/B*- 2ª etapa | -3.209 | -1.654 | -1.793 | 78,46 | 76,59 | 78,53 |
| C-01-A/B*- 3ª etapa | -3.002 | -1.675 | -1.760 | 79,56 | 76,89 | 78,21 |
| C-01-A/B*- 4ª etapa | -2.699 | -1.776 | -1.859 | 79,57 | 76,39 | 77,83 |
| C-02 | -2.601 | -1.079 | -0.773 | 80,21 | 77,03 | 79,44 |
| TC-A/B* | 12.887 | 7.107 | 7.238 | 28,42** | 23,61** | 24,22** |
| | Taxa de calor [MW] | | | | | |
| HX-01-A/B* | 3.440 | 1.774 | 1.929 | | | |
| HX-02-A/B* | 3.626 | 1.901 | 2.085 | | | |
| HX-03-A/B* | 4.319 | 1.996 | 2.198 | | | |
| HX-04-A/B* | 5.092 | 4.112 | 4.482 | | | |
| HX-05-A/D* | 3.138 | 1.281 | 0.967 | | | |

** A notação A/B e A/D indica que são dois e quatro equipamentos idênticos em paralelo, respectivamente. Os valores apresentados correspondem ao total.*

*** A eficiência apresentada dos compressores é a isentrópica, enquanto que das turbinas é apresentada a eficiência térmica do conjunto compressor de ar + câmara de combustão + turbina*

Foram calculadas as parcelas física e química da exergia das correntes através de cada equipamento, conseguindo escrever o balanço de exergia e calcular as irreversibilidades e a eficiência exergética para cada um deles e para o volume de controle do sistema definido nas Figuras 3.4 e 3.5.

Calculou-se a eficiência exergética segundo as definições apresentadas nas equações 2.11 e 2.12. Na Tabela 5.6 são resumidas as entradas e saídas de fluxos exergéticos, levando em conta correntes materiais e energéticas, e nas ultimas duas fileiras as eficiências de segunda lei segundo as duas definições.

A primeira delas, considera o grau de perfeição termodinâmico como a relação entre as entradas e as saídas, enquanto a segunda mede o efeito exergético útil proveniente do processo (produto exergético útil do processo) com a quantidade de exergia usada para acionar o processo ("combustível" exergético). No caso, o produto útil é diferença de exergia do gás rico em $CO_2$ sendo pressurizado e o insumo é a somatória das exergias do gás de entrada, gás combustível, e o trabalho mecânico do compressor C-02.

*Tabela 5.6. Entradas, saídas de exergia e eficiências exergéticas da unidade de compressão e injeção de $CO_2$.*

*Fonte: Elaboração própria*

| N° | Descrição corrente | Máximo Óleo e gás | 50% BS&W | Máxima água e CO2 |
|---|---|---|---|---|
| | *Fluxos de entrada de exergia [kW]* | | | |
| 1 | Entrada de gás rico em $CO_2$ | 398.661,0 | 123.128,6 | 122.400,2 |
| 208 | Trabalho de injeção (C-02) | 2.601,8 | 1.079,7 | 773,4 |
| 91 | Agua de esfriamento | 9.492,6 | 3.555,3 | 4.060,1 |
| 123 | Gás combustível | 40.709,9 | 26.727,6 | 27.412,6 |
| 126 | Ar de combustão (TC-A) | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| 125 | Ar de combustão (TC-B) | 76,9 | 56,6 | 57,3 |
| | ***Total*** | ***451.542,2*** | ***154.547,8*** | ***154.703,7*** |
| | *Fluxos de saída de exergia [kW]* | | | |
| 89 | Saída de $CO_2$ para injeção | 406.244,3 | 126.700,7 | 126.318,7 |
| 114 | Agua de esfriamento | 10.872,3 | 4.524,1 | 5.036,6 |
| 132 | Gases de exaustão (TC-A) | 11.268,2 | 7.835,2 | 7.933,9 |
| 133 | Gases de exaustão (TC-B) | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| | ***Total*** | ***428.384,8*** | ***139.060,0*** | ***139.289,2*** |
| | ***Eficiência exergética (Grau de perfeição Termodinâmica)*** | 94,87% | 89,98% | 90,04% |
| | ***Eficiência racional (insumo-produto)*** | 91,92% | 83,94% | 83,88% |

A exergia carregada pelo gás rico em $CO_2$ que entra e sai do sistema é aproximadamente 90% do total, devido a que contem ainda hidrocarbonetos com exergia química considerável. Tal fato faz com que as eficiências sejam tão altas, porém, não é uma indicação de que o processo não gere irreversibilidades, que serão detalhadas na sequência. Esses valores de eficiências serão usados como *baseline* para comparação com as melhorias propostas.

Os balanços de exergia por equipamento são apresentados em detalhe na Tabela A.2 e um resumo das irreversibilidades e eficiências exergéticas é apresentado na Tabela 5.7.

Entre os compressores, o de injeção é o maior destruidor de exergia. Já para os trocadores de calor, a maior destruição de exergia muda de um caso para outro. As

válvulas de expansão dependem da recirculação, razão pela qual no caso 1 não apresentam irreversibilidades.

*Tabela 5.7. Irreversibilidades e eficiência exergética dos equipamentos*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Equipamento** | **Irreversibilidades [kW]** | | | **Eficiência exergética [%]** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | |
| C-01-A-1ª Etapa | 545,59 | 285,83 | 283,61 | 83,47 | 83,03 | 84,47 |
| HX-01-A | 451,16 | 170,52 | 187,14 | | | |
| EV-01-A | 0,00 | 0,00 | 0,00 | | | |
| C-01-A-2ª Etapa | 513,23 | 287,08 | 286,08 | 84,01 | 82,65 | 84,05 |
| HX-02-A | 402,11 | 157,24 | 166,96 | | | |
| EV-02-A | 0,00 | 0,00 | 0,00 | | | |
| C-01-A-3ª Etapa | 453,32 | 285,11 | 282,87 | 84,90 | 82,98 | 83,93 |
| HX-03-A | 406,54 | 95,84 | 222,21 | | | |
| EV-03-A | 0,00 | 87,33 | 56,07 | | | |
| V-04-A | 0,00 | 69,29 | 72,29 | | | |
| C-01-A-4ª Etapa | 410,29 | 314,95 | 310,19 | 84,80 | 82,27 | 83,32 |
| HX-04-A | 265,06 | 172,7 | 215,63 | | | |
| EV-04-A | 0,00 | 251,99 | 237,61 | | | |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | |
| C-02 | 855,72 | 493,11 | 147,31 | 67,11 | 54,33 | 80,95 |
| HX-05-A/D | 74,74 | 0,00 | 0,00 | | | |
| EV-05-A | 836,6 | 349,93 | 357,97 | | | |
| *Manifolds de distribuição de água de esfriamento* | | | | | | |
| VM-05 | 656,67 | 156,27 | 212,16 | | | |
| VM-06 | 0,00 | 59,85 | 0,00 | | | |
| VM-08 | 0,00 | 75,25 | 54,41 | | | |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | |
| TC-C-A | 2987,28 | 1016,94 | 1126,38 | 84,02 | 82,37 | 83,95 |
| TC-CC-A | 13287,12 | 9536,13 | 9716,26 | | | |
| TC-T-A | 357,01 | 1378,38 | 1226,19 | 87,19 | 86,41 | 85,67 |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - |
| | | | | | | |

Para facilitar o entendimento, foram representadas na Figura 5.3 as irreversibilidades dos equipamentos, agrupando em internas e externas.

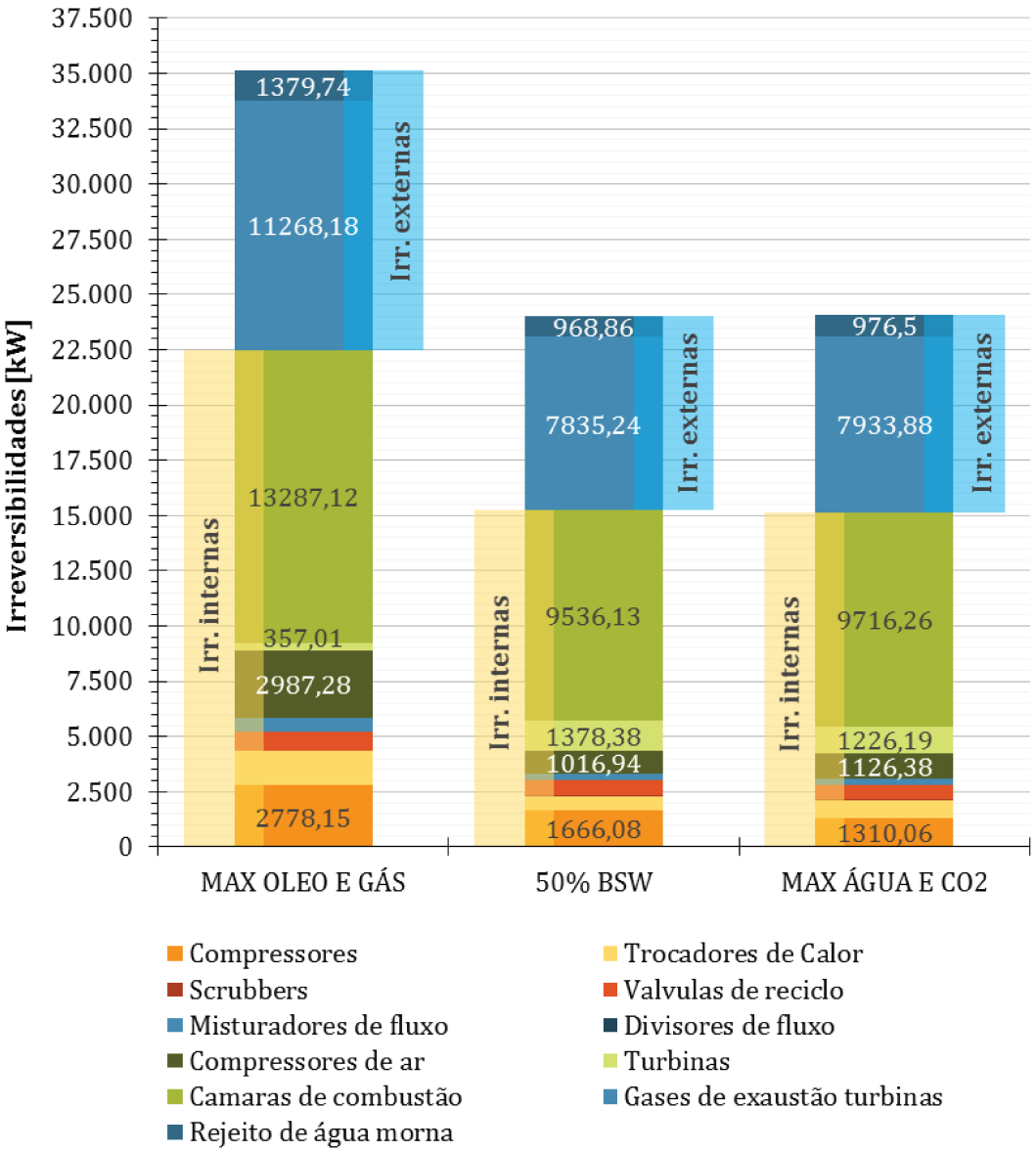



*Figura 5.3. Irreversibilidades internas e externas por tipo de equipamento para os trens de compressão e injeção de CO2, nos três casos estudados.*

*Fonte: Elaboração própria*

Embora a maior parcela de irreversibilidades seja causada pelo processo de combustão do gás, sem grande possibilidade de melhoria sem substituição de tipo de acionamento, uma parcela de exergia da mesma ordem de magnitude (aproximadamente do 80%) é perdida na liberação espontânea dos gases de exaustão.

A faixa vermelha, que representa as irreversibilidades nas válvulas de reciclo, corresponde à recirculação de gás para manter os compressores na sua região de

operação sem entrar na zona de instabilidade de *surge*. Esse reciclo exige a estrangulação de pressão nas válvulas de controle anti-*surge* o que causa a irreversibilidade. Projeto de compressores de menor capacidade, ajudaria diminuir essa destruição.

As eficiências exergéticas das quatro etapas de compressão *booster* são quase constantes nos três casos, devido principalmente ao controle mencionado anteriormente, que não permite a operação em regiões de vazão mínima. No entanto, pode se notar que se apresentam irreversibilidade nas válvulas de reciclo da terceira e quarta etapa de compressão, para os casos 2 e 3. Isso faz com que a plataforma esteja reciclando uma grande vazão de gás entre jusante e montante dos compressores, gerando consumo de combustível e riscos na operação de estrangulação, atividade completamente dissipativa. Este efeito pode se enxergar claramente nos diagramas de Grassmann da Figura 5.5, Figura 5.6 e Figura 5.8.

Por sua vez, a eficiência exergética do sistema de compressão de injeção, compressor C-02, é mais sensível à mudança de composição, por tratar-se de fluido em estado supercrítico, onde a densidade tem um efeito direto e significativo na energia requerida para a compressão. Além disso, a pressão de descarga é função do teor de $CO_2$ no fluido e da vazão total a ser injetada, sendo que quanto menor o teor de $CO_2$, maior a pressão de injeção. Essa condição foi definida pelo operador da plataforma segundo testes de injetividade.

Se olharmos as irreversibilidades agrupadas por tipo de processamento ou utilidade (Figura 5.4), é possível concluir que a unidade motriz é responsável por entre 73,91% e 79,60% do total.

Essa conclusão leva à recomendação de estudar, em outro cenário, o acionamento por motor elétrico dos compressores de $CO_2$, considerando também que na Tabela 5.5 se demonstrou que a carga chega só em 12 MW no caso de máximo óleo e gás, sendo muito menor na condição de 50% BS&W (da ordem de 7 MW), caracterizando uma operação *off-design* com porcentagem de carga muito baixa.

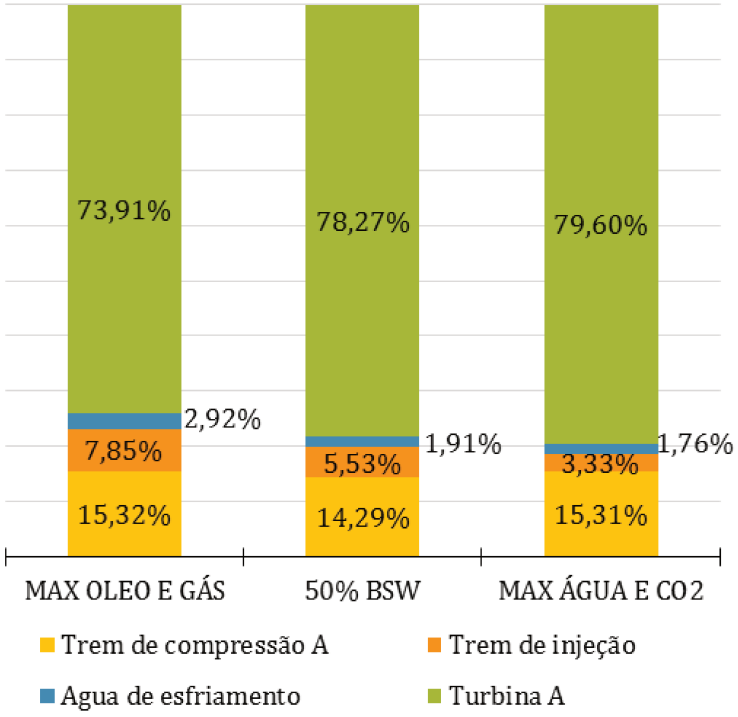



*Figura 5.4. Irreversibilidades por processamento ou utilidade para os trens de compressão e injeção de CO2, nos três casos estudados.*

*Fonte: Elaboração própria*

Existem diferentes métodos para representar graficamente o balanço exergético obtido de uma análise de Segunda Lei. Entre os diagramas mas utilizados está o diagrama de Grassmann que permite representar os fluxos exergéticos, as irreversibilidades, os resíduos de cada subsistema, assim como as divisões e recirculações de correntes exergéticas (KOTAS, 1985).

Para o volume de controle representado na Figura 3.4, conservando a nomenclatura de equipamentos da Figura 3.5 e Figura 3.6 e as correntes da Tabela 5.6, são apresentados a seguir os diagramas de Grassmann para o sistema estudado, nos seus três casos.

No primeiro diagrama, Figura 5.5, do caso máximo óleo e gás, não há recirculação no compressor C-01. A turbina a gás é apresentada em aberto, permitindo identificar a recirculação de exergia (potência de eixo) da turbina ao compressor de ar, a saída de gases quentes liberados à atmosfera e a potência líquida de eixo fornecida ao compressor C-01 cujas quatro etapas são representadas numa só.

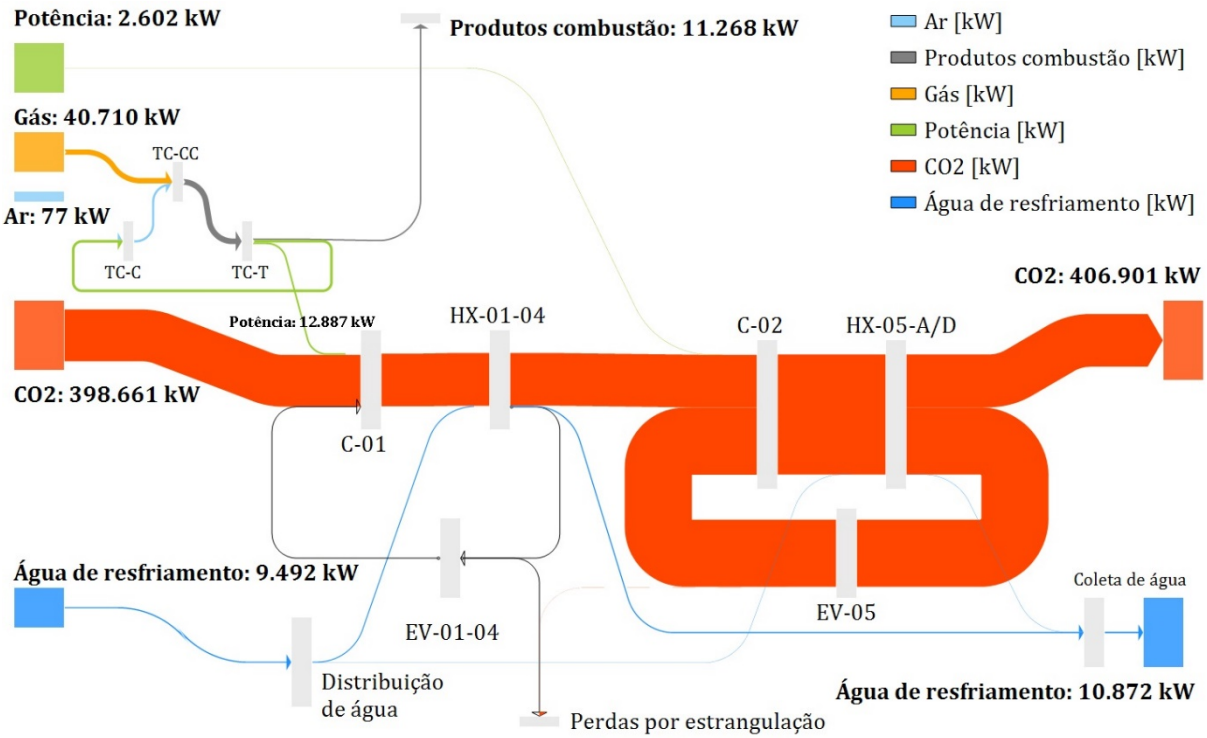



*Figura 5.5. Diagrama de Grassmann da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 1: máximo óleo e gás*

*Fonte: Elaboração própria*

No caso do compressor de injeção C-02, que conta com acionamento de motor elétrico, ainda quando requer 2,6 MW de energia elétrica, a seta quase não consegue se enxergar, por causa da grandeza da exergia química da corrente principal, que contém uma parcela grande de hidrocarbonetos. Nota-se a recirculação de gás no compressor para controle anti-*surge*, com uma grandeza maior à corrente principal, que é injetada no poço. Foi representada também a entrada e saída de água de resfriamento, e sua distribuição nas duas etapas. Também é possível notar a grandeza das perdas por emissão de gases de exaustão e por estrangulação em válvulas. O efeito da perda de exergia nos gases de exaustão, será apresentado em detalhe para as turbinas de geração principal de energia.

O segundo diagrama de Grassmann, da Figura 5.6, que corresponde ao caso de 50% BS&W, deixa ver como a recirculação de gás para controle anti-*surge* em carga parcial cresce com a maturidade do campo. Uma vez que a produção de gás começa a declinar, é necessário recircular gás para manter os compressores na região normal de operação.

Nota-se que ainda nesse caso, as perdas por estrangulação são pequenas, porém, a demanda dos compressores é alta levando em conta que uma grande parcela do fluido é reciclada.

Esse efeito é notório também no compressor de injeção, no qual a corrente de recirculação é mais do dobro da corrente principal. É possível notar que a vazão e a exergia da água de esfriamento, a potência de acionamento do compressor C-02, as perdas por estrangulação e por emissão de gases na atmosfera, diminuem com a maturidade do campo.

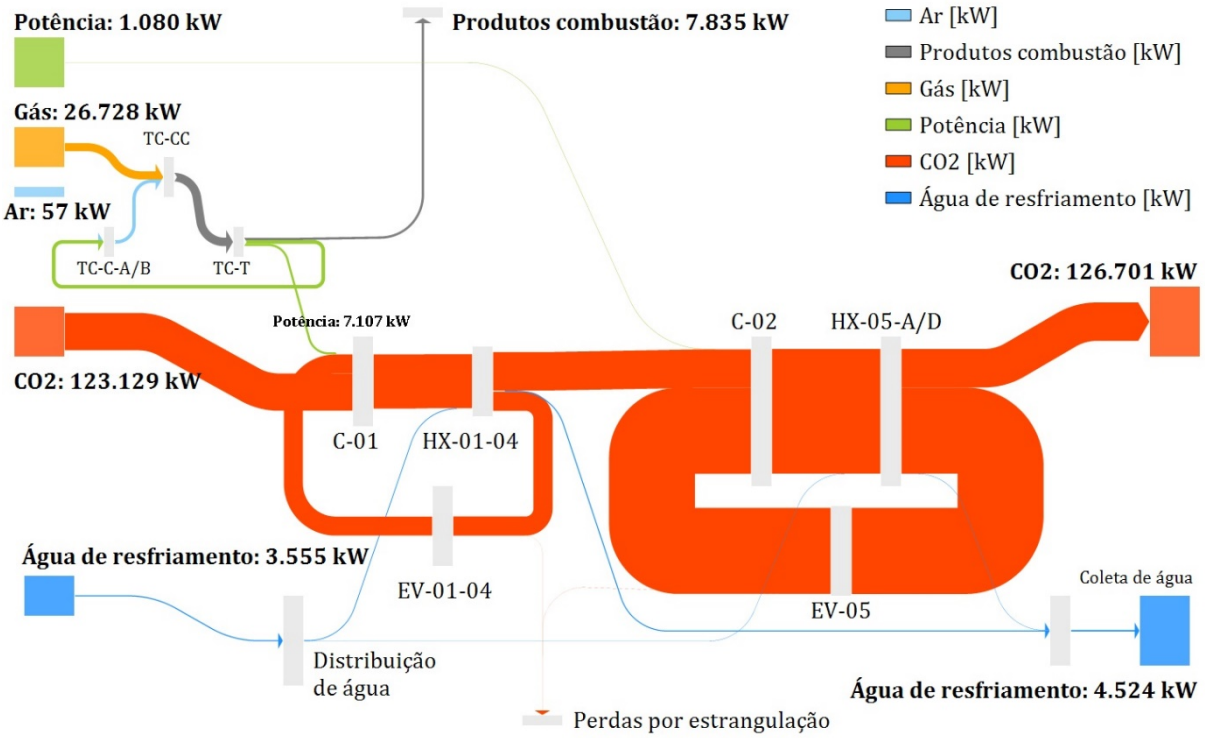



*Figura 5.6. Diagrama de Grassmann da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 2: 50% BS&W*

*Fonte: Elaboração própria*

Para visualizar melhor o desempenho do sistema, na Figura 5.7 é apresentada a taxa de transferência de exergia também do caso 2, mas dessa vez considerando unicamente a componente física (ou termomecânica), definida na equação 2.8. Não foram representados o compressor de ar nem a câmara de combustão da turbina a gás por limitação de espaço, porém, foi inclusa a taxa de destruição de exergia na liberação dos produtos da combustão na chaminé (7.835 kW).

A potência de eixo útil (7.107 kW) é transmitida por acoplamento direto às quatro etapas de compressão *booster* (C-01-A-01 ao C-01-A-04). Aqui é possível identificar como aumenta a largura da seta da corrente de $CO_2$, ou seja, sua exergia. A recirculação se faz necessária nas etapas 3 e 4. Trabalho de eixo entra diretamente no compressor de injeção C-02, levando o fluido até a pressão de injeção desejada. Uma grande vazão é reciclada, como foi discutido anteriormente.

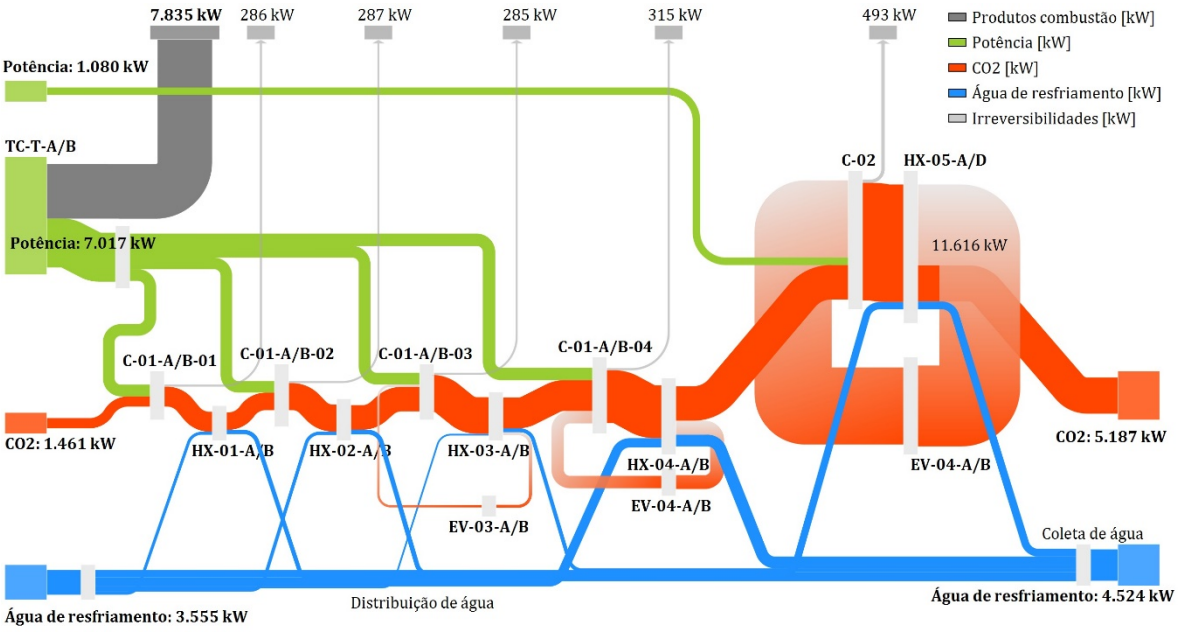



*Figura 5.7. Diagrama de Grassman da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 2: 50% BS&W com exergia termomecânica unicamente.*

*Fonte: Elaboração própria*

Também da Figura 5.7 é mais fácil enxergar a entrada e saída de água de esfriamento nos trocadores de calor para cada uma das etapas e as irreversibilidades presentes no processo de compressão. Outras irreversibilidades apresentadas na Tabela 5.7 com valor inferior a 200kW não foram incluídas no diagrama por dificuldade na visualização.

No caso de simulação de máxima água e $CO_2$, na Figura 5.8, é ainda mais notório o efeito da recirculação nas duas etapas de compressão. As turbinas de gás, por ter uma eficiência menor, apresentam perdas maiores nos gases de exaustão, com uma grandeza maior do que a potência de acionamento mecânico fornecida aos compressores C-01.

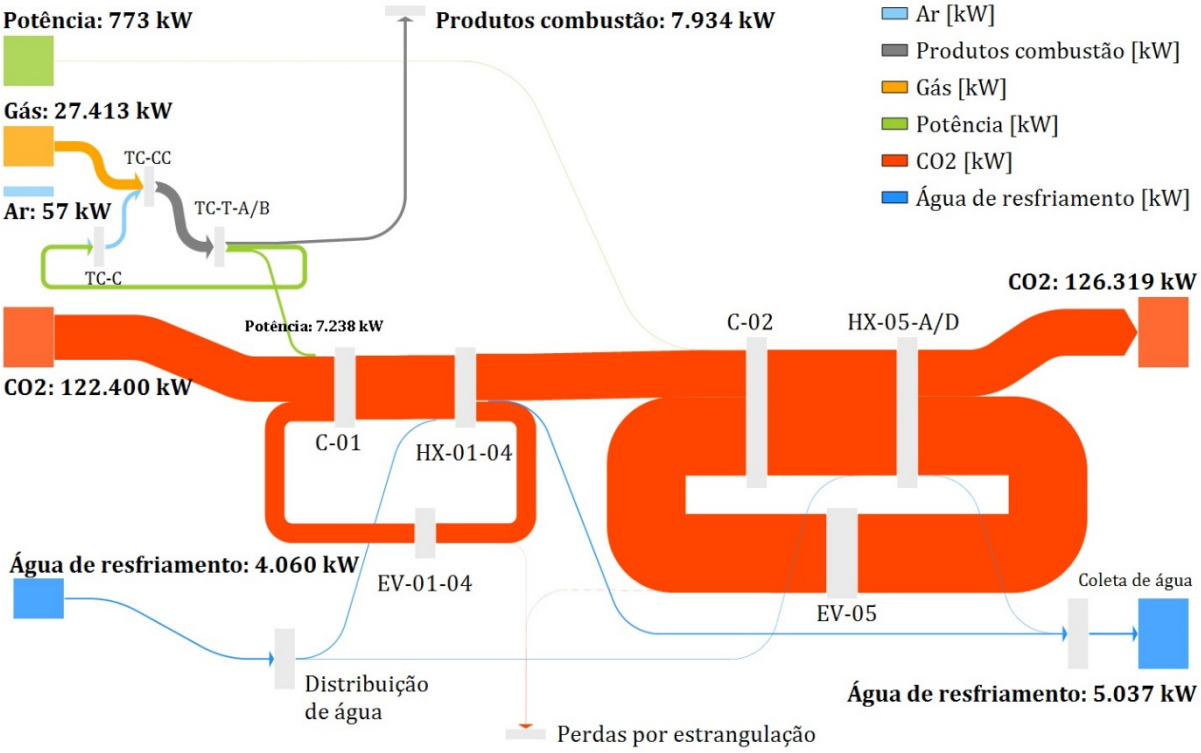



*Figura 5.8. Diagrama de Grassmann da unidade de compressão e injeção de $CO_2$. Caso 3: máxima água e $CO_2$*

*Fonte: Elaboração própria*

Chama a atenção que em todos os casos simulados, o compressor C-02 não tem um desempenho favorável, por causa do dimensionamento "flexível" à injeção de hidrocarbonetos, $CO_2$ e/ou suas possíveis misturas. Nesse terceiro caso, por exemplo, a demanda de energia elétrica é de apenas 773 kW, sendo que ele é acionado por um motor elétrico com potência nominal de 11 MW.

## 5.4 Implementação de sistema de captura de $CO_2$ nas unidades de geração principal, influencia no desempenho e emissões.

Foi simulado um sistema de captura de $CO_2$ na saída dos gases de exaustão de dois turbo-geradores, com as considerações levantadas no Capítulo 2 e as seguintes premissas:

- Eficiência de Captura: 85%
- Pressão de saída do $CO_2$ capturado: 400 kPa
- Temperatura de saída do $CO_2$ capturado: 40°C

A pressão de descarga do sistema de captura foi fixada ao valor de pressão de sucção dos compressores *booster* multi-etapas analisados no subitem 5.3. Um resumo das demandas dos equipamentos do sistema MEA, a vazão de captura e o impacto na eficiência do processo de geração incluindo o CCS é apresentado na Tabela 5.8.

*Tabela 5.8. Demandas de energia sistema CCS*

*Fonte: Elaboração própria*

| | | **Máximo Óleo e gás** | **50% BS&W** | **Máxima água e CO2** |
|---|---|---|---|---|
| **Turbo-geradores** | | | | |
| N° de turbo-geradores em operação | | 2 | 2 | 2 |
| Vazão mássica $CO_2$ Capturado | $\left[\frac{tCO_2}{ano}\right]$ | 207.867,5 | 174.397,0 | 164.651,5 |
| | [kg/s] | 6,6 | 5,5 | 5,2 |
| Dimensões (comprimento x largura, | [m] | 59,7 | 56,5 | 56,1 |
| incluindo compressão) | [m] | 49,7 | 45,8 | 46,8 |
| Eficiência térmica (PCI) | [%] | 32,37 | 29,53 | 28,41 |
| *Demanda de potência* | | | | |
| Compressão ($P_d$ 400kPa) | [kW] | 473,3 | 397,1 | 374,9 |
| Ventilador booster | [kW] | 2.219,7 | 2.032,7 | 1.973,2 |
| Bombas de circulação de solvente | [kW] | 81,6 | 68,5 | 64,6 |
| Bombas de condensado | [kW] | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| Outros | [kW] | 65,4 | 54,9 | 51,8 |
| ***Total*** | **[kW]** | ***2.840,0*** | ***2.553,2*** | ***2.464,5*** |
| *Demanda de calor* | $\left[\frac{kJ}{tCO_2}\right]$ | 3.489,0 | 3.489,0 | 3.489,0 |

A vazão de $CO_2$ capturado, poderia ser integrada com o sistema de $CO_2$ associado à produção, reduzindo a vazão de recirculação, portanto, as irreversibilidades.

A demanda de energia elétrica pelos consumidores do sistema de absorção e compressão *booster*, fazem com que a eficiência térmica diminua aproximadamente 2,2%, embora com uma pressão de descarga de 400kPa unicamente. Portanto, a implementação

só de um sistema CCS não traz um benefício termodinâmico, mas sim ambiental. A revisão de literatura demonstrou que os projetos de CCS são viáveis quando apresentam uma economia por conceito de taxação ou penalidades, que foi de fato, a razão do seu desenvolvimento.

A eficiência térmica dos grupos geradores, apresentada na Tabela 5.8, não considera ainda a cogeração, que será discutida na sequência com a implementação do ciclo combinado.

Um fluxograma detalhado do pacote de absorção e compressão booster é apresentado na Figura 5.9, para a condição de máximo óleo e gás. Trata-se dos resultados obtidos ao simular o pacote no Thermoflex®. Foram utilizados alguns parâmetros dessa simulação para desenvolver o modelo no software Aspen Hysys®, com o objetivo de fazer a integração e a análise exergética completa.

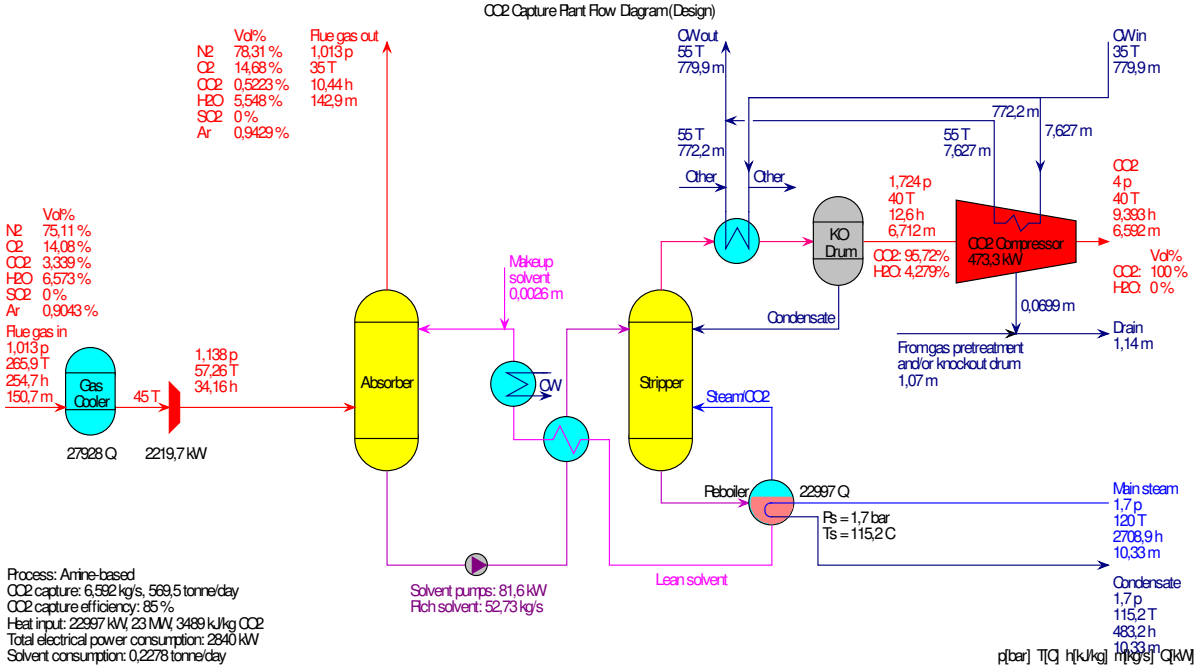



*Figura 5.9. Exemplo de Fluxograma pacote de captura de CO2 por absorção química.*

*Fonte: Elaboração própria, Thermoflex®*

A temperatura da água de esfriamento foi assumida em 35° que é a temperatura disponível pelo sistema de resfriamento. Há necessidade de vapor para o regenerador. Nessa fase, trata-se de uma demanda térmica adicional, mas no caso de contar com o ciclo Rankine, poderia se projetar uma extração para suprir essa demanda.

A corrente de $CO_2$ capturada é misturada com a corrente de gás rico em $CO_2$ produzida no manifold de sucção da compressão, alterando o desempenho das etapas de compressão. A Figura 5.10 representa graficamente como exemplo, a eficiência exergética de cada uma das etapas do compressor C-01, para as três etapas da vida útil do campo analisadas, comparando o caso base e com compressão da vazão de $CO_2$ capturado.

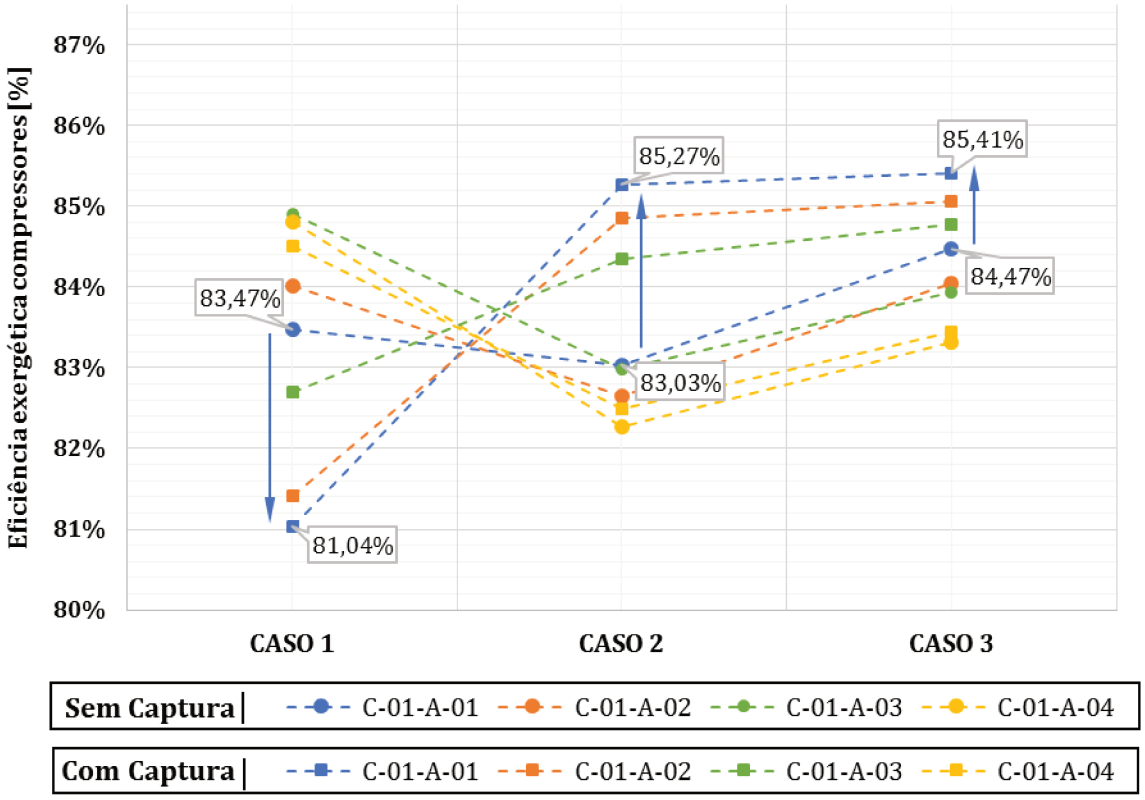



*Figura 5.10. Eficiência exergética do compressor booster C-01-A, para os três casos de operação, com e sem Captura de CO2.*

*Fonte: Elaboração própria*

Para este compressor, na condição de máximo óleo e gás (caso 1), a vazão adicional afasta o ponto de operação da máxima eficiência, devido a que a vazão da corrente principal se encontra perto da condição de projeto fazendo com que a adição da vazão capturada movimenta o ponto de operação à direita.

Caso contrário ocorre desde um ponto intermediário entre o caso 1 e o caso 2, desde onde a eficiência do compressor com captura de $CO_2$ é maior ao original. Esse ganho em eficiência cresce até um máximo e começa a diminuir de novo devido a que a corrente

principal também diminui sua vazão. A diferença de eficiência entre os casos com e sem captura se faz menor quanto maior a pressão (etapas posteriores de compressão). Apresenta-se com linhas pontilhadas porque o valor da eficiência entre os casos não tem comportamento linear.

## 5.5 Implementação de Ciclo combinado nas unidades de geração principal, influência no desempenho e emissões.

No Capítulo 2 foi comentado o estado de arte da implementação de ciclos combinados em plataformas offshore (Figura 2.4) e no capítulo 4 foi apresentado o fluxograma de simulação do caso escolhido para avaliação em Thermoflex®. Uma vez implementado, chegou-se nos resultados ilustrados na Figura 5.11.

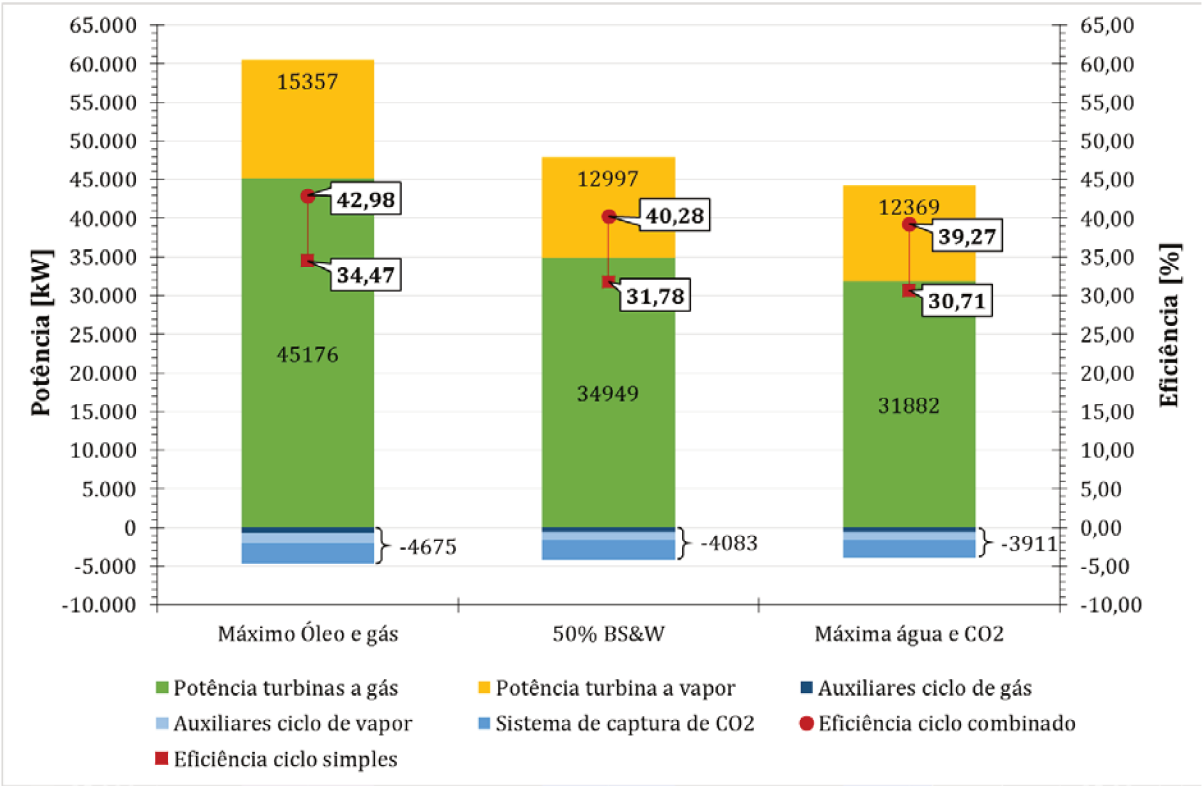



*Figura 5.11. Potência e eficiências do ciclo simples e combinado, com CCS, para os três casos de estudo.*

*Fonte: Elaboração própria*

Identifica-se, como grande resultado, o ganho em eficiência, da ordem do 25% do valor em ciclo simples, por causa da geração de energia elétrica no ciclo de vapor que aproveita o calor dos gases de exaustão (ainda sem considerar cogeração).

O valor de potência ilustrado na barra verde, corresponde à demanda original do processo para duas turbinas (no caso de máximo óleo e gás se tem mais uma turbina operando, não considerada nessa comparação). A faixa amarela, corresponde à geração de energia elétrica do ciclo de vapor, que seria excedente e poderia ser disponibilizada para exportação, para atender outras cargas da mesma plataforma ou de plataformas vizinhas. É possível identificar também, com faixas azuis, o consumo de energia elétrica pelos sistemas auxiliares do ciclo de vapor, ciclo de gás e do módulo de Captura de $CO_2$. A quantia de eficiência "perdida" pela implementação do CCS, seria então recuperada com a implementação do ciclo combinado.

A ordem de grandeza da potência gerada, permitiria por exemplo, o acionamento do compressor de $CO_2$. Um diagrama entalpia-entropia ($\dot{h}$-$\dot{s}$) ilustra o processo de expansão na turbina a vapor, para o caso de máximo óleo e gás (Figura 5.12), considerando os níveis de pressão e qualidade de mistura segundo a literatura pesquisada.

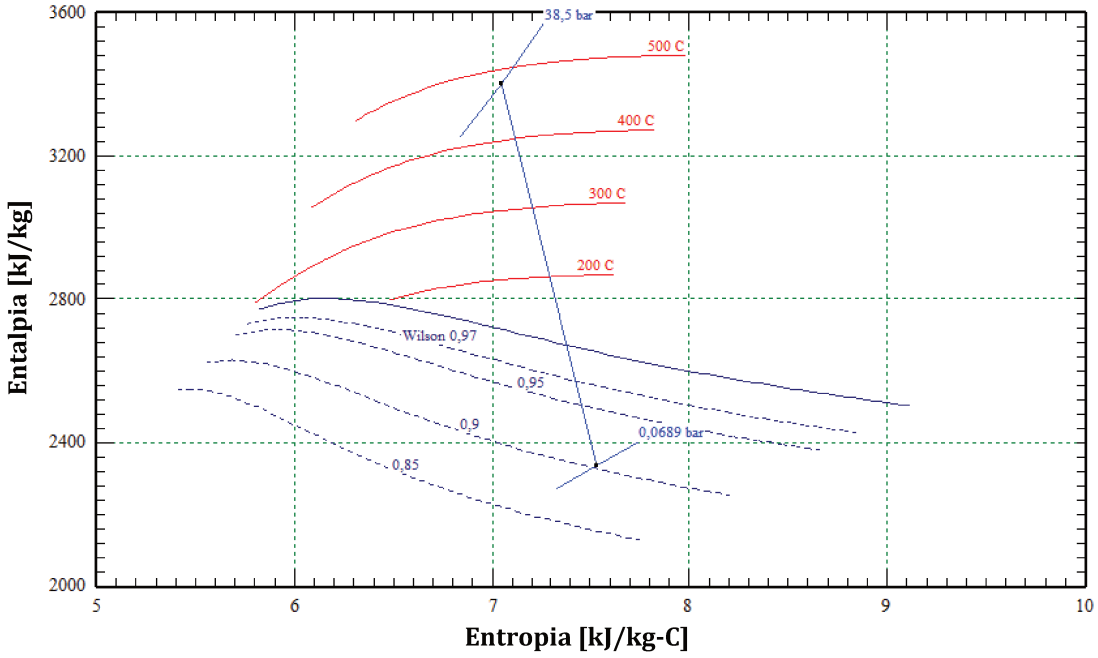



*Figura 5.12. Diagrama entalpia-entropia da expansão na turbina a vapor, caso máximo óleo e gás.*

*Fonte: Elaboração própria, Thermoflex®*

Uma limitação importante para a implementação de um ciclo combinado na aplicação estudada, é a demanda térmica que deve ser atendida pelo sistema em cogeração. Foi comentado que uma grande vazão de água precisa ser utilizada depois em aquecimento de óleo e gases. Uma vez os gases de exaustão passam pelo gerador de vapor do ciclo combinado, perdem temperatura e pressão, portanto disponibilidade de troca de calor com a água de processo.

Foi calculada a temperatura da água máxima à qual poderia se chegar com os gases de exaustão a jusante do ciclo combinado da unidade de geração principal, concluindo que evidentemente não é possível chegar nos 130 °C requeridos. Porém, outras alternativas de troca de calor poderiam ser avaliadas, como por exemplo os gases de exaustão dos turbo-compressores ou os estágios de inter-resfriamento.

Na Figura 5.13 e Figura 5.14 é possível notar a diferença entre o uso da disponibilidade energética do combustível (exergia do gás), para os cenários com e sem ciclo combinado e captura de $CO_2$.

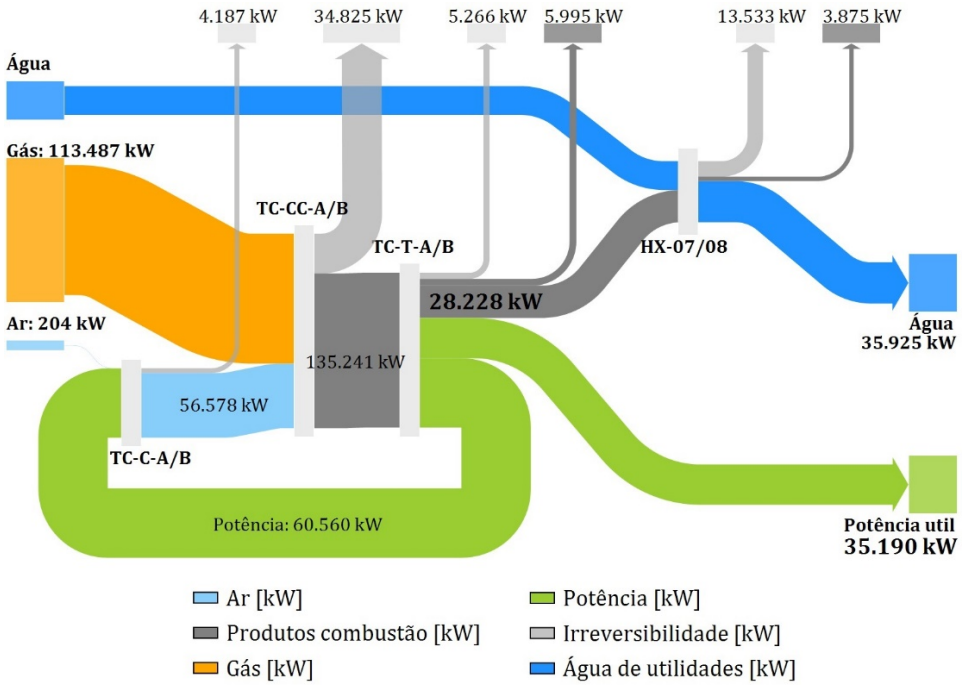



*Figura 5.13. Diagrama de Grassmann para dois grupos geradores com cogeração, caso 2.*

*Fonte: Elaboração própria*

No caso da Figura 5.13, os gases de exaustão aquecem a água de utilidades, porém com uma irreversibilidade de 13533kW. No processo da Figura 5.14, nota-se que o fato de ter utilizado os gases a alta temperatura para uma transformação mais nobre, como é o vapor superaquecido do ciclo *Rankine*, além de gerar energia elétrica, reduz as irreversibilidades da cogeração (descem para 4340kW).

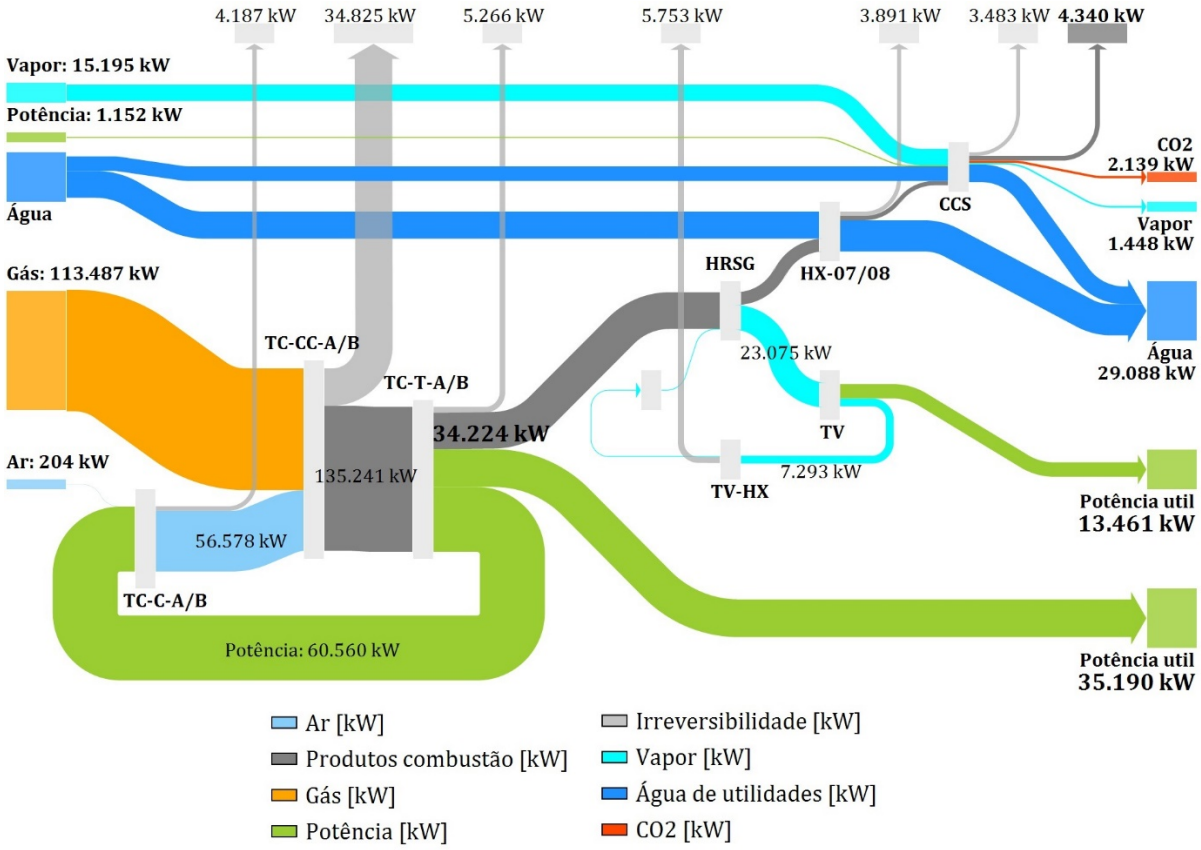



*Figura 5.14. Diagrama de Grassmann para dois grupos geradores com cogeração, ciclo bottoming de vapor e Captura de $CO_2$.*

*Fonte: Elaboração própria*

Atendendo o principal objetivo dessa dissertação, foi simulada em Aspen Hysys a integração dos sistemas propostos nos subitens 5.4 e 5.5 com os trens de compressão e injeção de $CO_2$, de tal forma que estes sejam parte do sistema de sequestro. A corrente capturada, apresentada no diagrama de Grassmann com uma exergia de 2139 kW, ainda quando parece pequena, elimina a necessidade de recirculação na terceira etapa da compressão booster e reduz a recirculação da quarta etapa e do compressor de injeção.

Foi apresentado anteriormente o efeito na eficiência dos compressores com a entrada dessa corrente.

Um fluxograma simplificado é apresentado na Figura 5.15, destacando que os gases de exaustão da geração principal são utilizados no ciclo combinado, passam pelo sistema de captura com MEA, onde a corrente rica em $CO_2$ capturada é misturada com a corrente rica em $CO_2$ produzida. A parcela de gases "limpos" separada no pacote de MEA, é liberada na atmosfera.  O fluxograma detalhado de simulação é apresentado no Anexo C.

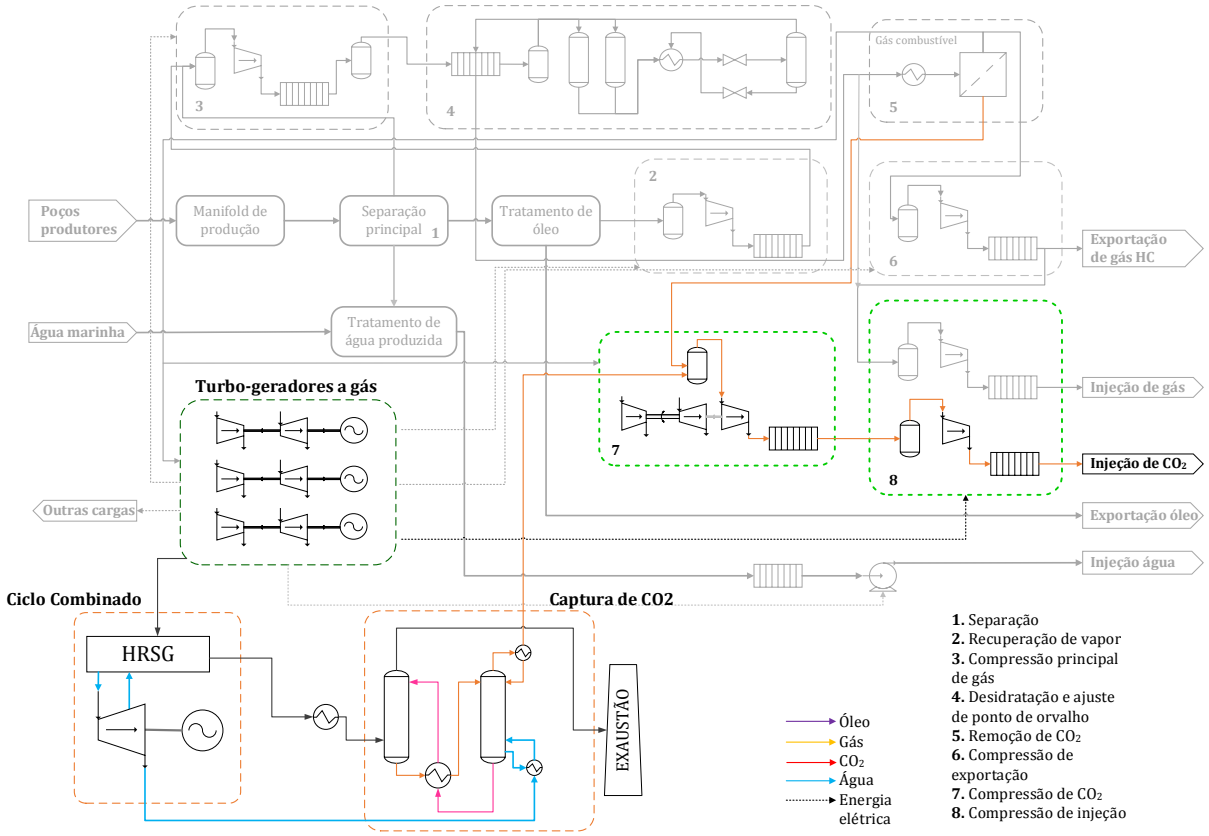



*Figura 5.15. Fluxograma simplificado da alternativa de integração proposta*

*Fonte: Elaboração própria*

Segundo o consultado em literatura, um dos principais inconvenientes para a implementação de sistemas CCS, é o investimento em equipamentos de compressão para levar o gás capturado desde a pressão de descarga da coluna desorbedor até a pressão do reservatório onde será injetado. No caso das plataformas FPSO estudadas, esse sistema já existe e o seu CAPEX é carregado à operação da plataforma com ou sem CCS. Ademais, segundo demonstrado nos balanços de energia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$

produzido, a porcentagem de carga do sistema cai drasticamente após atingir o máximo de produção de óleo e gás, o que acontece nos primeiros dez anos. Logo depois, os equipamentos de compressão ficariam com uma carga instalada ociosa muito alta.

Foi calculada a eficiência exergética para o sistema de geração em nove condições segundo o apresentado nessa dissertação. Cada condição precisou de ajustes na definição de produto e insumo, levando em consideração tanto o trabalho de eixo quanto a exergia do calor transferido a outros fluidos de cada um dos componentes do processo.

*Tabela 5.9. Eficiência exergética das configurações estudadas, para os três casos de operação.*

*Fonte: Elaboração própria*

| **Sistema** | **Máximo Óleo e gás** | **50% BS&W** | **Máxima água e CO2** |
|---|---|---|---|
| *Eficiência exergética (insumo-produto)* | | | |
| Grupos geradores com cogeração | 35,49% | 33,56% | 31,51% |
| Grupos geradores com cogeração e CCS | 33,71% | 31,57% | 29,50% |
| Grupos geradores com cogeração, CCS e CC | 43,82% | 41,64% | 40,76% |

Da mesma forma que a eficiência de primeira lei, a eficiência exergética diminui em 2 pontos porcentuais aproximadamente entre o caso base e o caso com CCS. Já no caso da implementação do ciclo combinado, a eficiência exergética chegou a ganhar cerca de 24% com relação ao caso base.

As limitações de área, peso e volume, só foram levadas em conta com base nas conclusões de outros autores. Um cenário no qual se contasse com área para sistemas de geração mais completos como os propostos nessa dissertação, por exemplo em uma ilha de potência, poderia mudar os paradigmas de avaliação das alternativas, alavancando sistemas de geração de maior eficiência energética e menor intensidade de emissões.

É de grande importância para o setor óleo e gás, avaliar alternativas como as apresentadas nessa dissertação. Embora aqui tenha sido feita uma análise puramente termodinâmica, várias áreas do conhecimento devem se integrar para otimizar o desempenho energético das instalações e reduzir ao mínimo as emissões de gases poluentes.

# 6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O desenvolvimento na produção de petróleo e gás na camada pré-sal, no litoral brasileiro causou o desenvolvimento e implementação de plataformas do tipo FPSO, projetadas como modelos replicantes que podem mudar sua configuração em função das composições e vazões dos fluidos dos reservatórios.

Nesse sentido, foi estudado o projeto de uma das plataformas FPSO, com o intuito de quantificar o consumo de combustível, no caso gás natural associado à produção, e as emissões de gases de efeito estufa relacionados com essa queima de gás para três condições específicas, que refletem três momentos diferentes ao longo da vida útil do campo, sendo eles os casos de máximo óleo e gás, 50% de BS&W e o instante de máxima água e $CO_2$. Chegou-se em demanda elétrica da plataforma de 67,7MW, 34,9MW e 31,9MW respectivamente, suprida pelos grupos geradores a gás. A demanda de turbo-compressão de $CO_2$, por sua vez, demanda 12.9MW, 7.1MW e 7.2MW para os mesmos casos de estudo.

Uma vez quantificadas essas grandezas, foi possível avaliar o sistema de compressão e injeção de $CO_2$ sob o olhar das Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, identificando as principais fontes de irreversibilidades nesses processos e a relevância da combustão e do rejeito de gases quentes na atmosfera no desempenho geral do sistema. Observou-se que a unidade motriz da compressão booster, projetada com turbina a gás, é a principal fonte de irreversibilidades internas e externas, sendo que a combustão e a liberação espontânea de gases a alta temperatura são as principais destruições de exergia.

A identificação da grande vazão de $CO_2$ emitido nas unidades de geração principal e de compressão de $CO_2$, acionados por turbinas a gás, permitiu projetar conceitualmente um sistema de captura e sequestro de $CO_2$, mediante absorção química com aminas, por se tratar do referente tecnológico para plataformas offshore. Foi avaliada também, a implementação de um ciclo combinado de geração de potência, via aproveitamento de gases quentes produtos da combustão, para melhorar a eficiência geral de geração de energia elétrica da plataforma, e recuperar a penalidade exergética apresentada na captura de $CO_2$. Foi obtida uma melhoria em eficiência exergética da ordem de 24%, com 85% de eficiência de captura de $CO_2$. Foi simulada a integração da vazão de $CO_2$ capturada com o trem de compressão e injeção existente na plataforma, obtendo melhoria na

eficiência dos compressores no período de declínio de produção de gás. Considera-se que as máquinas seriam melhor aproveitadas, eliminando em algumas etapas a recirculação para controle anti-*surge*.

Embora foram obtidos resultados satisfatórios em termos de desempenho termodinâmico e os dois sistemas são considerados maduros tecnologicamente, é evidente que a implementação desses sistemas em um ambiente offshore está limitada ao peso, área e volume ocupado por tais processos, versus disponibilidade no navio. Porém, é considerado relevante levar em conta os sistemas propostos num eventual caso de uma ilha de potência, ou extrapolando o caso brasileiro, a instalações terrestres.

A avaliação de sistemas avançados de geração de potência, a otimização energética dos sistemas projetados para tratamento e injeção de fluidos, junto com as propostas de redução de emissão de gases de efeito estufa, devem ser considerados de grande valor para o desenvolvimento da produção da camada pré-sal no Brasil.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS


ACEVEDO BLANCO, V. L.; GALLO, W. L. R. **Diagnóstico de Emissões de Gases de Efeito Estufa em Plataformas FPSO**XI LATIN-AMERICAN CONGRESS ELECTRICITY GENERATION AND TRANSMISSION. **Anais**...2015

ALJUNDI, I. H. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 2-3, p. 324–328, 2009.

ANP. **Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis 2015**. [s.l: s.n.].

API. Compendium of Greenhouse Gas Emissions Metholodologies for the Oil and Natural Gas Industry. **Journal of Cleaner Production**, v. 18, n. 3, p. 1–807, 2009.

BALDWIN, P. Low-cost, high-efficiency CO2 compressors. **Carbon Capture Journal**, 2009.

BEJAN, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. **International Journal of Energy Research**, v. 26, n. 7, p. 545–565, 2002.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. New York: John Wiley, 1996.

BERGHOUT, N.; VAN DEN BROEK, M.; FAAIJ, A. Techno-economic performance and challenges of applying CO2 capture in the industry: A case study of five industrial plants. **International Journal of Greenhouse Gas Control**, v. 17, p. 259–279, set. 2013.

BOLLAND, O.; BJERVE, Y. **Assessment of Power Generation Concepts on Oil Platforms in Conjunction With CO2 Removal**International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. **Anais**...The American Society of Mechanical Engineers, 1994

CARRANZA SÁNCHEZ, Y. A.; DE OLIVEIRA, S. Exergy analysis of offshore primary petroleum processing plant with CO2 capture. **Energy**, v. 88, p. 46–56, ago. 2015.

CHAKMA, A. Acid gas re-injection — A practical way to eliminate CO2 emissions from gas processing plants. **Energy Conversion and Management**, v. 38, p. S205–S209, jan. 1997.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, dez. 2010.

CORNELISSE, R. L. **Thermodynamics and sustainable development; the use of exergy analysis and the reduction of irreversibility**. [s.l.] University of Twente, 1997.

DAVISON, J. Performance and costs of power plants with capture and storage of CO2. **Energy**, v. 32, n. 7, p. 1163–1176, jul. 2007.

DE OLIVEIRA, S.; VAN HOMBEECK, M. Exergy analysis of petroleum separation processes in offshore platforms. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 15-17, p. 1577–1584, out. 1997.

DIAS, R.; GALLO, W. L. R. **Exergetic and Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration Plant on a Brazilian Pre-Salt Oil Offshore Platform**23th ABCM International Congress of Mechanical Engineering. **Anais**...Rio de Janeiro: 2015

DRESSER RAND. Major breakthrough achieved in high-density compressor technology. **Insights**, 2011.

FALK-PEDERSEN, O.; DANNSTRÖM, H. Separation of carbon dioxide from offshore gas turbine exhaust. **Energy Conversion and Management**, v. 38, p. S81–S86, jan. 1997.

GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION. **GPSA Engineering Data Book**. 11. ed. [s.l.] Tusla, Okla, 2004.

GHANNADZADEH, A. et al. General methodology for exergy balance in ProSimPlus® process simulator. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 38–59, ago. 2012.

GÓMEZ, D. R. et al. Chapter 2 Stationary Combustion. **2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories**, p. 47, 2006.

GUARINELO JR, F. F. **Análise termodinâmica de ciclo combinado operando fora das condições de projeto**. [s.l: s.n.].

HANLON, P. C. **Compressor Handbook**. New York: Mc Graw Hill, 2001.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC Ltda, 2011.

IPCC. **IPCC,2005: Special Report on CARBON DIOXIDE CAPTURE AND STORAGE**. [s.l.] Cambridge University Press, 2005.

IPIECA. **Energy and greenhouse gas efficiency compendium**. Disponível em: <http://www.ipieca.org/publication/energy-and-greenhouse-gas-efficiency-compendium>.

ISHIKAWA, M. et al. Development of High Efficiency Gas Turbine Combined Cycle. **Technical Review Mitsubishi Heavy Industries**, v. 45, n. 1, p. 15–17, 2008.

KEHLHOFER, R. **Combined-cycle gas & steam turbine power plants**. Tulsa: PennWell Publishing Company, 1997.

KLEIN, S.; NELLIS, G. **Thermodynamics**. 1. ed. New York: Cambridge University Press, 2012.

KLOSTER, P.; ABB MILJØ AS. Energy Optimization on Offshore Installations with Emphasis on Offshore Combined Cycle Plants. **Offshore Europe Conference**, p. 9, 1999.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. London: Krieger Publishing Company, 1985.

KOTHANDARAMAN, A. **Carbon Dioxide Capture by Chemical Absorption : A Solvent Comparison Study**. [s.l.] Massachusetts Institute of Technology, 2010.

KURAMOCHI, T. et al. Comparative assessment of CO2 capture technologies for carbon-intensive industrial processes. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 38, n. 1, p. 87–112, fev. 2012.

KVAMSDAL, H. M.; JORDAL, K.; BOLLAND, O. A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO2 capture. **Energy**, v. 32, n. 1, p. 10–24, jan. 2007.

NGUYEN, T.-V. et al. Exergetic assessment of energy systems on North Sea oil and gas platforms. **Energy**, v. 62, p. 23–36, dez. 2013.

NORD, L.; BOLLAND, O. Steam bottoming cycles offshore - Challenges and possibilities. **Journal of Power Technologies**, v. 92, n. 3, p. 201–207, 2012.

NORD, L. O.; BOLLAND, O. Design and off-design simulations of combined cycles for offshore oil and gas installations. **Applied Thermal Engineering**, v. 54, n. 1, p. 85–91, maio 2013.

NORD, L. O.; MARTELLI, E.; BOLLAND, O. Weight and power optimization of steam bottoming cycle for offshore oil and gas installations. **Energy**, v. 76, p. 891–898, nov. 2014.

ODOM, F. M.; MUSTER, G. L. **Tutorial on Modeling of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors**. Galveston, Texas: [s.n.].

PIEROBON, L. et al. Waste heat recovery technologies for offshore platforms. **Applied Energy**, v. 136, p. 228–241, dez. 2014.

RIVERO, R. et al. The Exergy of Crude Oil Mixtures and Petroleum Fractions : Calculation and Application *. **International journal of Applied Thermodynamics**, v. 2, n. 3, p. 115–123, 1999.

ROSEN, M. A. Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants. **Exergy, An International Journal**, v. 1, n. 3, p. 180–192, 2001.

SONG, Y.; CHEN, C. Symmetric Nonrandom Two-Liquid Segment Activity Coefficient Model for Electrolytes. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, p. 5522–5529, 2009.

STEPHENSON, G. Integrate compressor performance maps into process simulation. **Chemical Engineering Progress**, v. 107, n. 6, p. 42–47, 2011.

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

US EPA. **Compilation of Air Pollutant Emission Factors**. [s.l: s.n.].

VELOSO, T. G. C. **Otimização da Implantação de Sistemas ORC em uma FPSO Brasileira**. [s.l.] Universidade Federal de Itajubá, 2015.

VOLDSUND, M. et al. Exergy analysis of the oil and gas processing on a North Sea oil platform a real production day. **Energy**, v. 55, p. 716–727, jun. 2013.

WANG, M. et al. Post-combustion CO2 capture with chemical absorption: A state-of-the-art review. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 89, n. 9, p. 1609–1624, set. 2011.

WONG, S. et al. Economics of Acid Gas Reinjection: An Innovative CO2 Storage Opportunity. **Greenhouse Gas Control Technologies - 6th International Conference**, v. II, p. 1661–1664, 2003.

ZHANG, Y. et al. Rate-based process modeling study of CO2 Capture with aqueous monoethanolamine solution. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 48, n. 20, p. 9233–9246, 2009.

# ANEXOS

## A. Balanços de massa, energia e exergia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$, por equipamento

*Tabela A.1. Balanço de energia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$*

*Fonte: Elaboração própria*

| Equipamentos | Correntes materiais | | | | Correntes de energia | | Des balanço [MW] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Entradas | | Saídas | | Trabalho | | |
| | Corrente | Energia [MW] | Corrente | Energia [MW] | Corrente | Energia [MW] | |
| ***Caso 1: Máximo óleo e Gás*** | | | | | | | |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | | |
| C-01-A-1ª Etapa | 3 | -190,459 | 4 | -187,159 | 200 | -3,300 | 0,00 |
| HX-01-A | 4 | -187,159 | 5 | -190,599 | - | - | 0,00 |
| | 93 | -555,649 | 97 | -552,209 | - | - | |
| EV-01-A | 7 | 0,00 | 8 | 0,00 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-2ª Etapa | 11 | -190,599 | 12 | -187,390 | 201 | -3,209 | 0,00 |
| HX-02-A | 12 | -187,390 | 13 | -191,016 | - | - | 0,00 |
| | 94 | -560,577 | 98 | -556,950 | - | - | |
| EV-02-A | 15 | 0,00 | 16 | 0,00 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-3ª Etapa | 19 | -191,016 | 20 | -188,014 | 202 | -3,003 | 0,00 |
| HX-03-A | 20 | -188,014 | 21 | -192,333 | - | - | 0,00 |
| | 95 | -555,359 | 99 | -551,040 | - | - | |
| EV-03-A | 23 | 0,00 | 24 | 0,00 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-4ª Etapa | 27 | -192,333 | 28 | -189,634 | 203 | -2,699 | 0,00 |
| HX-04-A | 28 | -189,634 | 29 | -194,726 | - | - | 0,00 |
| | 96 | -650,195 | 100 | -645,102 | - | - | |
| EV-04-A | 31 | 0,00 | 32 | 0,00 | - | - | 0,00 |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | | |
| C-02 | 79 | -443,484 | 80 | -440,882 | 208 | -2,602 | 0,00 |
| HX-05-A/D | 80 | -440,882 | 81 | -444,020 | - | - | 0,00 |
| | 112 | -622,982 | 113 | -619,843 | - | - | |
| EV-05-A | 83 | -248,762 | 84 | -248,762 | - | - | 0,00 |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | | |
| GT-01-A | 126 | -4,568 | 134 | 0,00 | 209 | -19,853 | 0,00 |
| | 124 | -3,470 | 132 | -20,925 | 210 | 32,740 | |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - |
| ***Caso 2: 50% BS&W*** | | | | | | | |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | | |
| C-01-A-1ª Etapa | 3 | -128,186 | 4 | -126,501 | 200 | -1,684 | 0,00 |

| Equipamentos | Correntes materiais | | | | Correntes de energia | | Des balanço [MW] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Entradas | | Saídas | | Trabalho | | |
| | Corrente | Energia [MW] | Corrente | Energia [MW] | Corrente | Energia [MW] | |
| HX-01-A | 4 | -126,501 | 5 | -128,276 | - | - | 0,00 |
| | 93 | -134,952 | 97 | -133,178 | - | - | |
| EV-01-A | 7 | 0,00 | 8 | 0,00 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-2ª Etapa | 11 | -128,276 | 12 | -126,621 | 201 | -1,654 | 0,00 |
| HX-02-A | 12 | -126,621 | 13 | -128,523 | - | - | 0,00 |
| | 94 | -150,693 | 98 | -148,791 | - | - | |
| EV-02-A | 15 | 0,00 | 16 | 0,00 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-3ª Etapa | 19 | -140,888 | 20 | -139,213 | 202 | -1,675 | 0,00 |
| HX-03-A | 20 | -139,213 | 21 | -141,209 | - | - | 0,00 |
| | 95 | -78,087 | 99 | -76,091 | - | - | |
| EV-03-A | 23 | -12,365 | 24 | -12,365 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-4ª Etapa | 27 | -181,719 | 28 | -179,942 | 203 | -1,776 | 0,00 |
| HX-04-A | 28 | -179,942 | 29 | -184,054 | - | - | 0,00 |
| | 96 | -415,143 | 100 | -411,031 | - | - | |
| EV-04-A | 31 | -52,874 | 32 | -52,874 | - | - | 0,00 |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | | |
| C-02 | 79 | -425,380 | 80 | -424,300 | 208 | -1,079 | 0,00 |
| HX-05-A/D | 80 | -424,300 | 81 | -425,582 | - | - | 0,00 |
| | 112 | -324,021 | 113 | -322,739 | - | - | |
| EV-05-A | 83 | -294,200 | 84 | -294,200 | - | - | 0,00 |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | | |
| GT-01-A | 126 | -3,359 | 134 | 0,00 | 209 | -12,083 | 0,00 |
| | 124 | -2,254 | 132 | -12,630 | 210 | 19,101 | |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - |
| ***Caso 3: Máxima água e $CO_2$*** | | | | | | | |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | | |
| C-01-A-1ª Etapa | 3 | -146,626 | 4 | -144,799 | 200 | -1,826 | 0,00 |
| HX-01-A | 4 | -144,799 | 5 | -146,728 | - | - | 0,00 |
| | 93 | -153,298 | 97 | -151,369 | - | - | |
| EV-01-A | 7 | 0,00 | 8 | 0,000 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-2ª Etapa | 11 | -146,728 | 12 | -144,935 | 201 | -1,793 | 0,00 |
| HX-02-A | 12 | -144,935 | 13 | -147,019 | - | - | 0,00 |
| | 94 | -164,835 | 98 | -162,750 | - | - | |
| EV-02-A | 15 | 0,00 | 16 | 0,000 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-3ª Etapa | 19 | -155,313 | 20 | -153,553 | 202 | -1,760 | 0,00 |
| HX-03-A | 20 | -153,553 | 21 | -155,751 | - | - | 0,00 |
| | 95 | -186,856 | 99 | -184,658 | - | - | |
| EV-03-A | 23 | -8,293 | 24 | -8,293 | - | - | 0,00 |
| C-01-A-4ª Etapa | 27 | -202,324 | 28 | -200,464 | 203 | -1,859 | 0,00 |
| HX-04-A | 28 | -200,464 | 29 | -204,946 | - | - | 0,00 |
| | 96 | -476,855 | 100 | -472,373 | - | - | |

| Equipamentos | Correntes materiais | | | | Correntes de energia | | Des balanço [MW] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Entradas | | Saídas | | Trabalho | | |
| | Corrente | Energia [MW] | Corrente | Energia [MW] | Corrente | Energia [MW] | |
| EV-04-A | 31 | -54,866 | 32 | -54,866 | - | - | 0,00 |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | | |
| C-02 | 79 | -403,637 | 80 | -402,863 | 208 | -0,773 | 0,00 |
| HX-05-A/D | 80 | -402,863 | 81 | -403830 | - | - | 0,00 |
| | 112 | -277,666 | 113 | -276,699 | - | - | |
| EV-05-A | 83 | -253,556 | 84 | -253,556 | - | - | 0,00 |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | | |
| GT-01-A | 126 | -3,404 | 134 | 0,000 | 209 | -12,329 | 0,00 |
| | 124 | -2,343 | 132 | -13,215 | 210 | 19,796 | |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - |

*Tabela A.2. Balanço de exergia do sistema de compressão e injeção de $CO_2$*

*Fonte: Elaboração própria*

| Equipamento | Entrada | | Saída | | Trabalho | | Irreversibilidades | Eficiência exergética [%] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | [kW] | |
| ***Caso 1: Máximo óleo e Gás*** | | | | | | | | |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | | | |
| V-01-A | 2 | 398,66 | 3 | 398,66 | - | - | 0,02 | - |
| C-01-A-1ª Etapa | 3 | 398,66 | 4 | 401,415 | 200 | 3,3 | 545,59 | 83,47 |
| HX-01-A | 4 | 401,415 | 5 | 400,730 | - | - | 451,16 | - |
| | 93 | 1,791 | 97 | 2,024 | - | - | | |
| EV-01 | 7 | 0,00 | 8 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| V-02-A | 6 | 400,730 | 11 | 400,730 | - | - | 0,00 | - |
| C-01-A-2ª Etapa | 11 | 400,730 | 12 | 403,426 | 201 | 3,209 | 513,23 | 84,01 |
| HX-02-A | 12 | 403,426 | 13 | 402,773 | - | - | 402,11 | - |
| | 94 | 1,807 | 98 | 2,058 | - | - | | |
| EV-02 | 15 | 0,00 | 16 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| V-03-A | 14 | 402,773 | 19 | 402,773 | - | - | 0,01 | - |
| C-01-A-3ª Etapa | 19 | 402,773 | 20 | 405,322 | 202 | 3,002 | 453,32 | 84,90 |
| HX-03-A | 20 | 405,322 | 21 | 404,586 | - | - | 406,54 | - |
| | 95 | 1,790 | 99 | 2,119 | - | - | | |
| EV-03 | 23 | 0,00 | 24 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |

| Equipamento | Entrada | | Saída | | Trabalho | | Irreversibilidades | Eficiência exergética [%] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | [kW] | |
| V-04-A | 22 | 404,586 | 27 | 404,586 | - | - | 0,00 | - |
| C-01-A-4ª Etapa | 27 | 404,586 | 28 | 406,875 | 203 | 2,699 | 410,29 | 84,80 |
| HX-04-A | 28 | 406,875 | 29 | 406,221 | - | - | 265,06 | - |
| | 96 | 2,095 | 100 | 2,485 | - | - | | |
| EV-04 | 31 | 0,00 | 32 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | | | |
| V-05 | 78 | 406,221 | 79 | 923,818 | - | - | 4,00 | - |
| | 85 | 517,600 | 86 | 0,000 | - | - | | |
| C-02 | 79 | 923,818 | 80 | 925,564 | 208 | 2,601 | 855,72 | 67,11 |
| HX-05-A/D | 80 | 925,564 | 81 | 925,296 | - | - | 74,74 | - |
| | 112 | 2,008 | 113 | 2,201 | - | - | | |
| EV-05 | 83 | 518,395 | 84 | 517,559 | - | - | 836,60 | - |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | | | |
| TC-C-A | 126 | 0,076 | 128 | 16,942 | 209 | 19,852 | 2987,28 | 98,92 |
| TC-CC-A | 128 | 16,942 | 130 | 44,364 | - | - | 13287,12 | - |
| | 124 | 40,709 | 134 | 0,000 | - | - | | |
| TC-T-A | 130 | 44,364 | 132 | 11,268 | 210 | 32,739 | 357,01 | 84,95 |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - | - |
| ***Caso 2: 50% BS&W*** | | | | | | | | |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | | | |
| V-01-A | 2 | 123,129 | 3 | 123,129 | - | - | 0,00 | - |
| C-01-A-1ª Etapa | 3 | 123,129 | 4 | 124,527 | 200 | 1,684 | 285,83 | 83,03 |
| HX-01-A | 4 | 124,527 | 5 | 124,175 | - | - | 170,52 | - |
| | 93 | 0,435 | 97 | 0,616 | - | - | | |
| EV-01 | 7 | 0,000 | 8 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| V-02-A | 6 | 124,175 | 11 | 124,175 | - | - | 0,00 | - |
| C-01-A-2ª Etapa | 11 | 124,175 | 12 | 125,543 | 201 | 1,654 | 287,08 | 82,65 |
| HX-02-A | 12 | 125,543 | 13 | 125,196 | - | - | 157,24 | - |
| | 94 | 0,486 | 98 | 0,676 | - | - | | |
| EV-02 | 15 | 0,000 | 16 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| V-03-A | 14 | 125,196 | 19 | 137,209 | - | - | 0,73 | - |
| C-01-A-3ª Etapa | 19 | 137,209 | 20 | 138,599 | 202 | 1,675 | 285,11 | 82,98 |
| HX-03-A | 20 | 138,599 | 21 | 138,198 | - | - | 95,84 | - |
| | 95 | 0,252 | 99 | 0,557 | - | - | | |
| EV-03 | 23 | 12,101 | 24 | 12,014 | - | - | 87,33 | - |
| V-04-A | 22 | 126,097 | 27 | 176,850 | - | - | 69,29 | - |

| Equipamento | Entrada | | Saída | | Trabalho | | Irreversibilidades | Eficiência exergética [%] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | [kW] | |
| C-01-A-4ª Etapa | 27 | 176,850 | 28 | 178,312 | 203 | 1,776 | 314,95 | 82,27 |
| HX-04-A | 28 | 178,312 | 29 | 177,781 | - | - | 172,70 | - |
| | 96 | 1,338 | 100 | 1,696 | - | - | | |
| EV-04 | 31 | 51,073 | 32 | 50,821 | - | - | 251,99 | - |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | | | |
| V-05 | 78 | 126,709 | 79 | 410,426 | - | - | 1,13 | - |
| | 85 | 283,719 | 86 | 0,000 | - | - | | |
| C-02 | 79 | 410,426 | 80 | 411,013 | 208 | 1,079 | 493,11 | 54,33 |
| HX-05-A/D | 80 | 411,013 | 81 | 410,926 | - | - | 16,81 | - |
| | 112 | 1,044 | 113 | 1,115 | - | - | | |
| EV-05 | 83 | 284,069 | 84 | 283,719 | - | - | 349,93 | - |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | | | |
| TC-C-A | 126 | 0,057 | 128 | 11,123 | 209 | 12,083 | 1016,94 | 91,58 |
| TC-CC-A | 128 | 11,123 | 130 | 28,315 | - | - | 9536,13 | - |
| | 124 | 26,728 | 134 | 0,000 | - | - | | |
| TC-T-A | 130 | 28,315 | 132 | 7,835 | 210 | 19,101 | 1378,38 | 93,27 |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - | - |
| ***Caso 3: Máxima água e $CO_2$*** | | | | | | | | |
| *Trem de compressão A de $CO_2$* | | | | | | | | |
| V-01-A | 2 | 122,400 | 3 | 122,400 | - | - | 0,00 | - |
| C-01-A-1ª Etapa | 3 | 122,400 | 4 | 123,943 | 200 | 1,826 | 283,61 | 84,47 |
| HX-01-A | 4 | 123,943 | 5 | 123,564 | - | - | 187,14 | - |
| | 93 | 0,494 | 97 | 0,686 | - | - | | |
| EV-01 | 7 | 0,000 | 8 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| V-02-A | 6 | 123,564 | 11 | 123,564 | - | - | 0,00 | - |
| C-01-A-2ª Etapa | 11 | 123,564 | 12 | 125,071 | 201 | 1,793 | 286,08 | 84,05 |
| HX-02-A | 12 | 125,071 | 13 | 124,696 | - | - | 166,96 | - |
| | 94 | 0,531 | 98 | 0,740 | - | - | | |
| EV-02 | 15 | 0,000 | 16 | 0,000 | - | - | 0,00 | - |
| V-03-A | 14 | 124,696 | 19 | 131,708 | - | - | 0,72 | - |
| C-01-A-3ª Etapa | 19 | 131,708 | 20 | 133,186 | 202 | 1,760 | 282,87 | 83,93 |
| HX-03-A | 20 | 133,186 | 21 | 132,753 | - | - | 222,21 | - |
| | 95 | 0,602 | 99 | 0,813 | - | - | | |
| EV-03 | 23 | 7,069 | 24 | 7,013 | - | - | 56,07 | - |
| V-04-A | 22 | 125,684 | 27 | 171,558 | - | - | 72,29 | - |

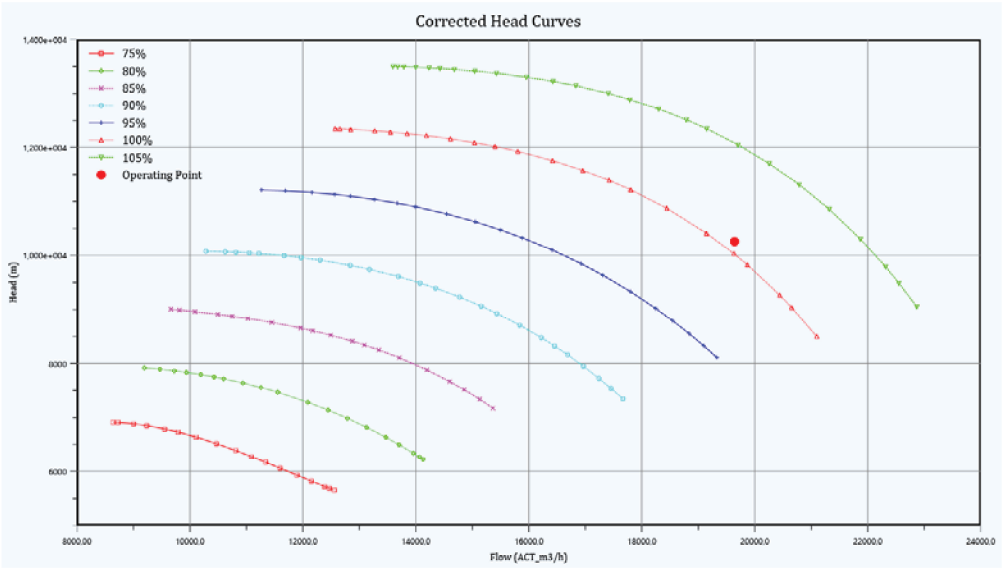
| **Equipamento** | Entrada | | Saída | | Trabalho | | Irreversibilidades | **Eficiência exergética [%]** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | Corrente | Exergia [MW] | [kW] | |
| C-01-A-4ª Etapa | 27 | 171,558 | 28 | 173,107 | 203 | 1,859 | 310,19 | 83,32 |
| HX-04-A | 28 | 173,107 | 29 | 172,513 | - | - | 215,63 | - |
| | 96 | 1,537 | 100 | 1,916 | - | - | | |
| EV-04 | 31 | 46,183 | 32 | 45,946 | - | - | 237,61 | - |
| *Trem de compressão B de $CO_2$* | | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - | - |
| *Trem de injeção* | | | | | | | | |
| V-05 | 78 | 126,329 | 79 | 339,462 | - | - | 0,82 | - |
| | 85 | 213,133 | 86 | 0,000 | - | - | | |
| C-02 | 79 | 339,462 | 80 | 340,088 | 208 | 0,773 | 147,31 | 80,95 |
| HX-05-A/D | 80 | 340,088 | 81 | 340,025 | - | - | 12,76 | - |
| | 112 | 0,895 | 113 | 0,945 | - | - | | |
| EV-05 | 83 | 213,494 | 84 | 213,136 | - | - | 357,97 | - |
| *Turbina a gás TC-A* | | | | | | | | |
| TC-C-A | 126 | 0,057 | 128 | 11,260 | 209 | 12,329 | 1126,38 | 90,86 |
| TC-CC-A | 128 | 11,260 | 130 | 28,957 | - | - | 9716,26 | - |
| | 124 | 27,413 | 134 | 0,000 | - | - | | |
| TC-T-A | 130 | 28,957 | 132 | 7,934 | 210 | 19,796 | 1226,19 | 94,17 |
| *Turbina a gás TC-B* | | | | | | | | |
| Fora de operação | - | - | - | - | - | - | - | - |

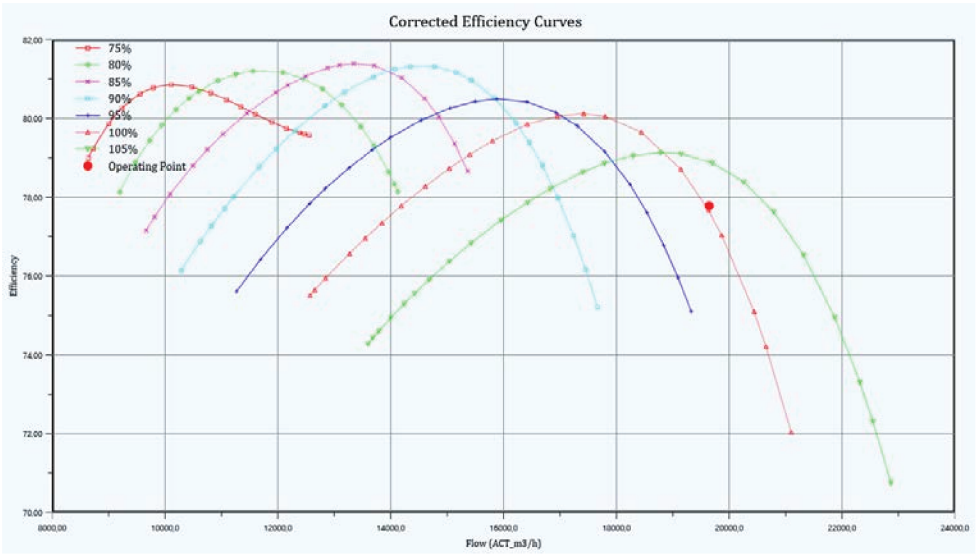
## B. Mapas de desempenho de compressores C-01 A/B e C-02

*Tabela B.1. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, primeira etapa*

*Fonte: Elaboração própria*

| **C-01-A/B-Primeira etapa** | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Mapa de desempenho (dimensional) | | | | | |



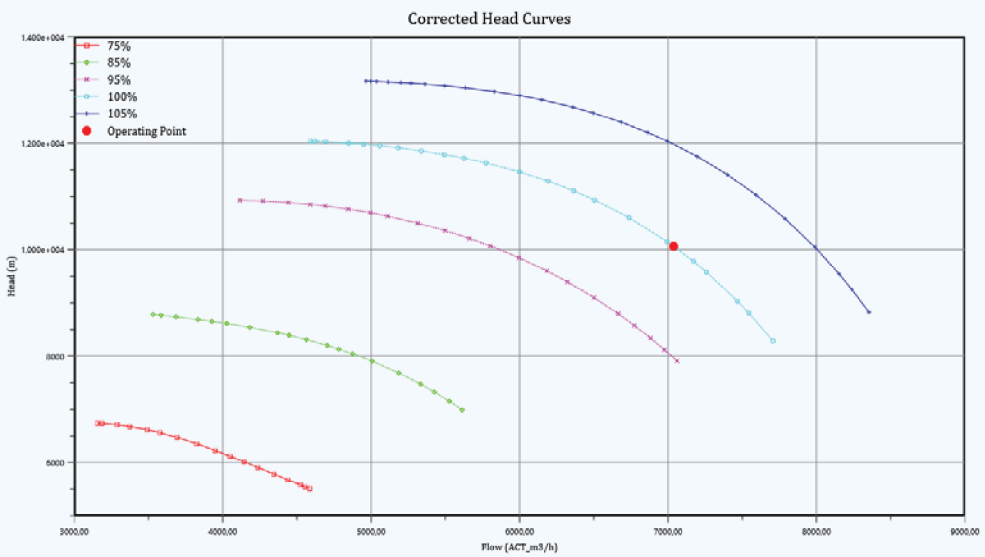

| Propriedades na condição de projeto | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Propriedade | Unidade | Valor | Propriedade | Unidade | Valor |

| C-01-A/B-Primeira etapa | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Peso molecular | *kg/kmol* | 36,13 | Vazão volumétrica | *ACTm³/h* | 17401,43 |
| Temperatura de sucção | *K* | 313,15 | Relação de pressão | - | 2,861 |
| Temperatura de descarga | *K* | 415,15 | Eficiência isentrópica | *%* | 74,739 |
| Pressão de sucção | *kPa* | 400,00 | Altura de carga | *m* | 17048,49 |
| Pressão de descarga | *kPa* | 1144,40 | Potência | *kW* | 6214,32 |
| Vazão mássica | *kg/s* | 27,77 | | | |

*Tabela B.2. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, segunda etapa*

*Fonte: Elaboração própria*

| C-01-A/B-Segunda etapa |
|---|
| Mapa de desempenho (dimensional) |



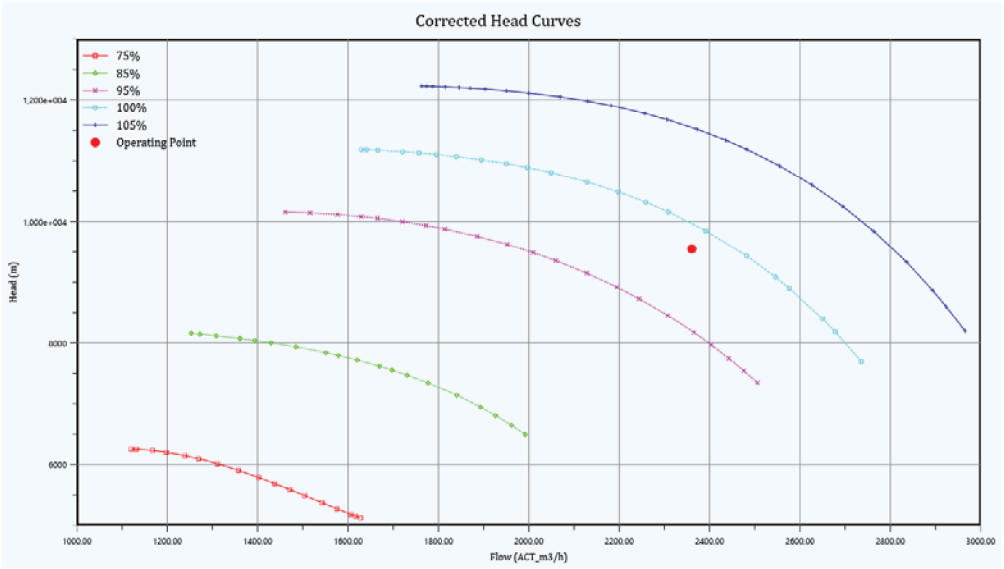

| Propriedades na condição de projeto | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Propriedade | Unidade | Valor | Propriedade | Unidade | Valor |
| Peso molecular | *kg/kmol* | 36,13 | Vazão volumétrica | *ACTm³/h* | 6356,69 |
| Temperatura de sucção | *K* | 313,15 | Relação de pressão | - | 2,861 |
| Temperatura de descarga | *K* | 417,15 | Eficiência isentrópica | *%* | 73,317 |
| Pressão de sucção | *kPa* | 1095,00 | Altura de carga | *m* | 16625,39 |

| C-01-A/B-Segunda etapa | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Pressão de descarga | *kPa* | 3134,00 | Potência | *kW* | 6177,49 |
| Vazão mássica | *kg/s* | 27,77 | | | |

*Tabela B.3. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, terceira etapa*

*Fonte: Elaboração própria*

| C-01-A/B-Terceira etapa |
|---|
| Mapa de desempenho (dimensional) |

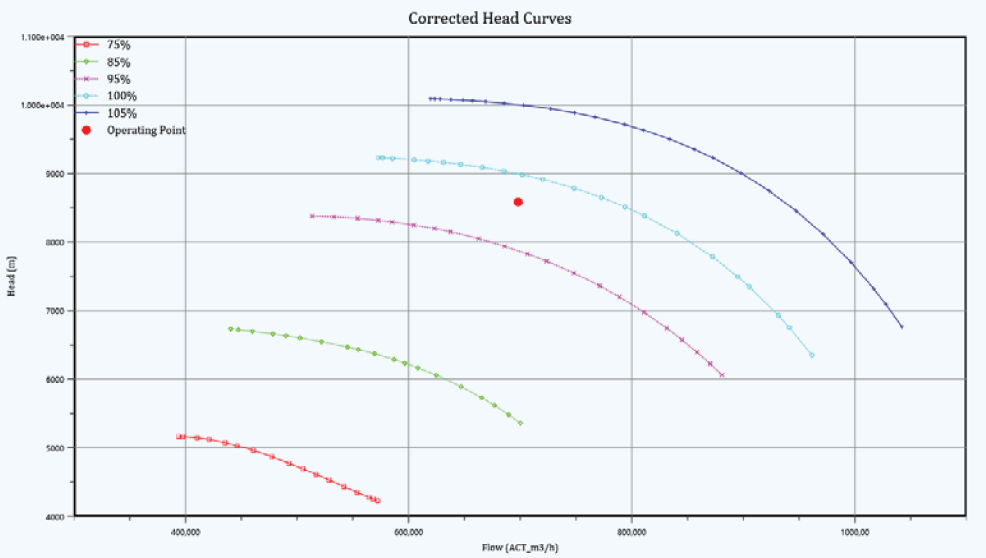



| Propriedades na condição de projeto | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Propriedade | Unidade | Valor | Propriedade | Unidade | Valor |
| Peso molecular | *kg/kmol* | 36,13 | Vazão volumétrica | *ACTm³/h* | 2256,26 |
| Temperatura de sucção | *K* | 313,15 | Relação de pressão | - | 2,861 |
| Temperatura de descarga | *K* | 418,15 | Eficiência isentrópica | *%* | 72,34 |
| Pressão de sucção | *kPa* | 3085,00 | Altura de carga | *m* | 15444,21 |
| Pressão de descarga | *kPa* | 8826,00 | Potência | *kW* | 5816,15 |
| Vazão mássica | *kg/s* | 27,77 | | | |

*Tabela B.4. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-01-A/B, quarta etapa*

*Fonte: Elaboração própria*

| **C-01-A/B-Quarta etapa** |
|---|
| Mapa de desempenho (dimensional) |

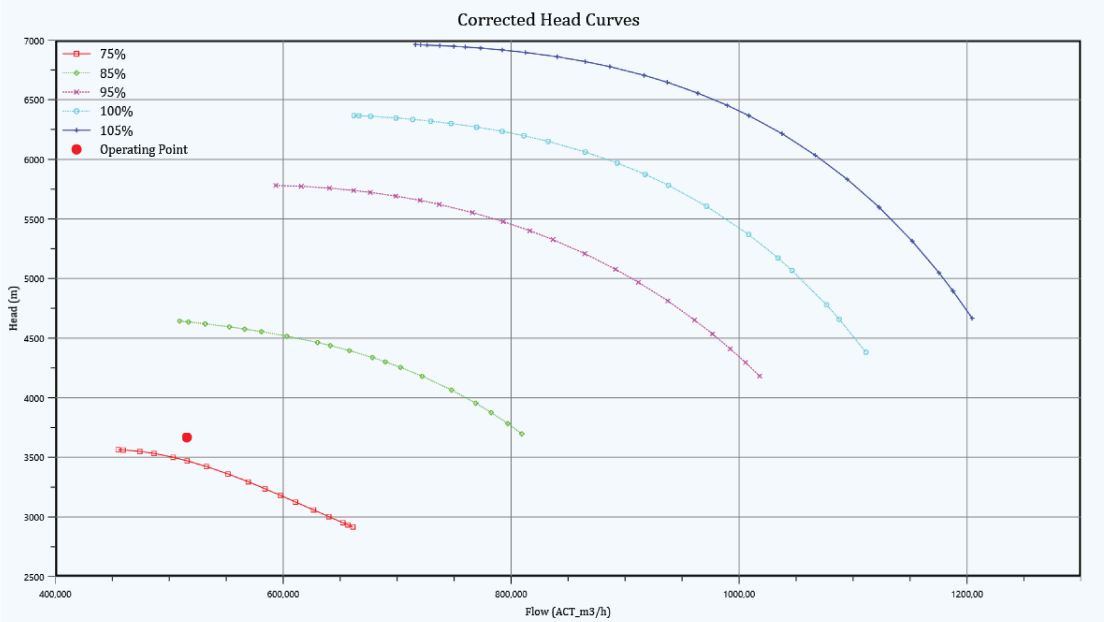


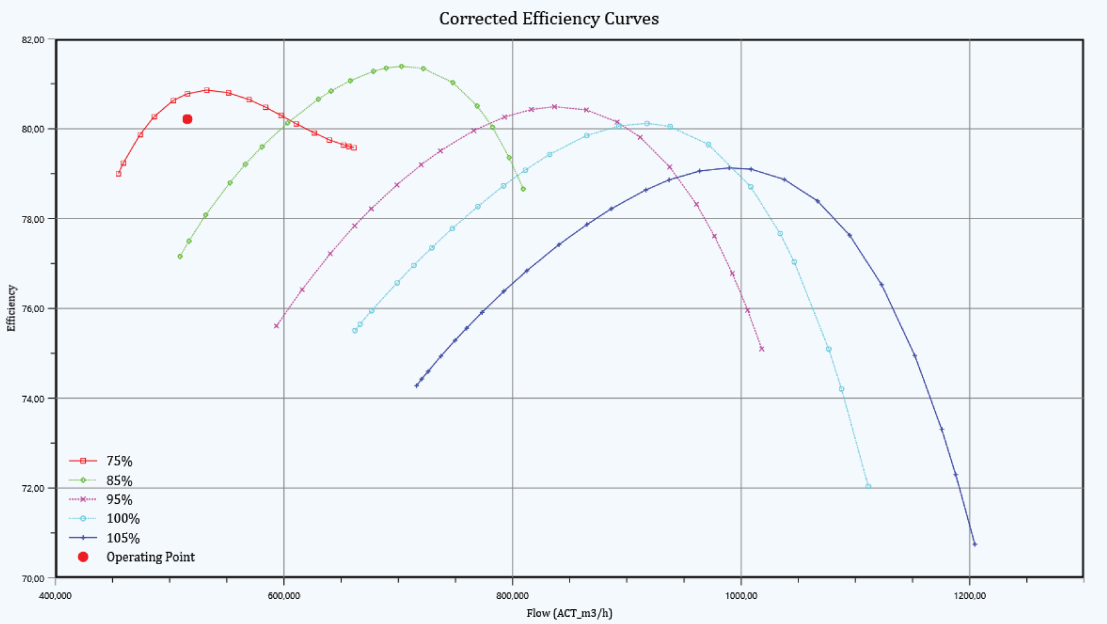

| Propriedades na condição de projeto | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Propriedade | Unidade | Valor | Propriedade | Unidade | Valor |
| Peso molecular | *kg/kmol* | 36,13 | Vazão volumétrica | *ACTm³/h* | 793,05 |
| Temperatura de sucção | *K* | 313,15 | Relação de pressão | - | 2,861 |
| Temperatura de descarga | *K* | 418,15 | Eficiência isentrópica | *%* | 69,51 |
| Pressão de sucção | *kPa* | 8777,00 | Altura de carga | *m* | 12744,15 |
| Pressão de descarga | *kPa* | 25110,00 | Potência | *kW* | 4994,816 |
| Vazão mássica | *kg/s* | 27,77 | | | |

*Tabela B.5. Propriedades na condição de projeto e mapas de desempenho compressor C-02*

*Fonte: Elaboração própria*

| **C-02** |
|---|
| Mapa de desempenho (dimensional) |



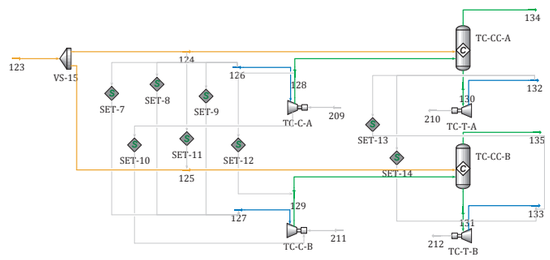




| Propriedades na condição de projeto | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Propriedade | Unidade | Valor | Propriedade | Unidade | Valor |
| Peso molecular | *kg/kmol* | 36,13 | Vazão volumétrica | *ACTm³/h* | 277,75 |
| Temperatura de sucção | *K* | 313,15 | Relação de pressão | - | 1,393 |

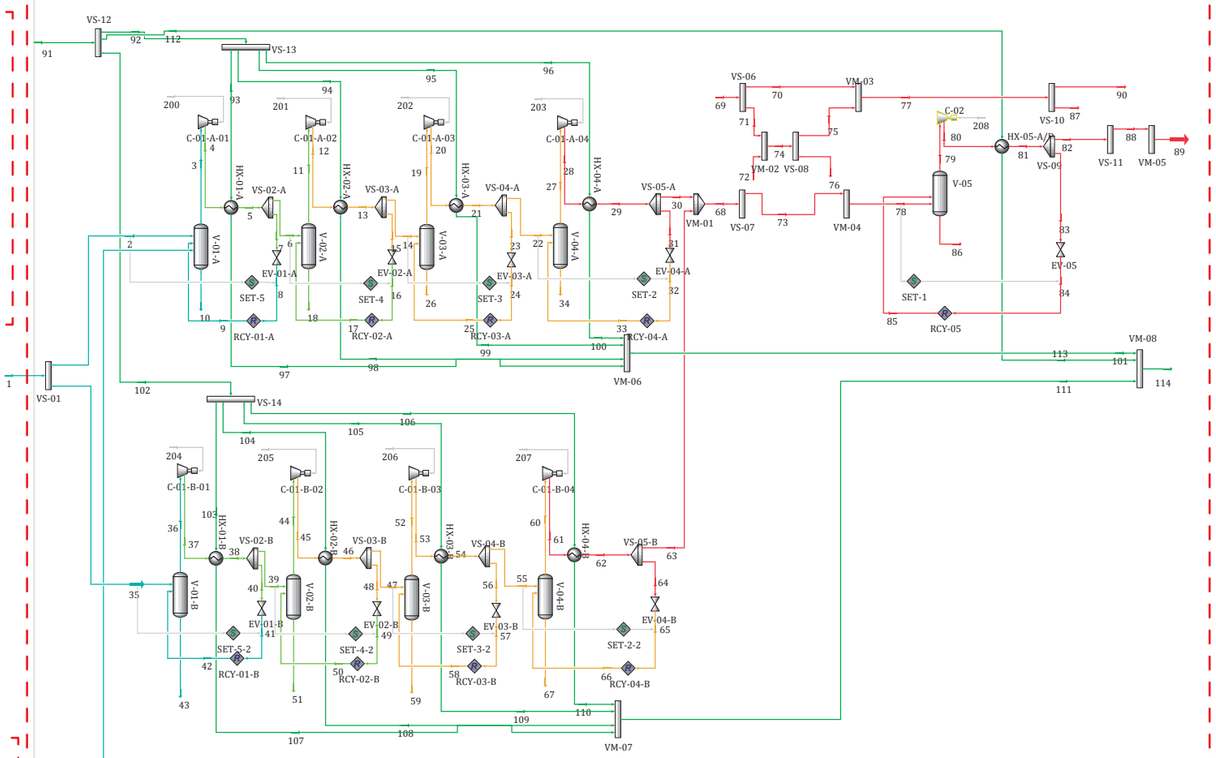
| C-02 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Temperatura de descarga | $K$ | 355,15 | Eficiência isentrópica | $\%$ | 71,74 |
| Pressão de sucção | $kPa$ | 25060,00 | Altura de carga | $m$ | 1711,52 |
| Pressão de descarga | $kPa$ | 34900,00 | Potência | $kW$ | 1299,99 |
| Vazão mássica | $kg/s$ | 54,54 | | | |

**C. Fluxograma de simulação de processo.**
**Caso 1 (máximo óleo e gás) com ciclo combinado e captura de $CO_2$**

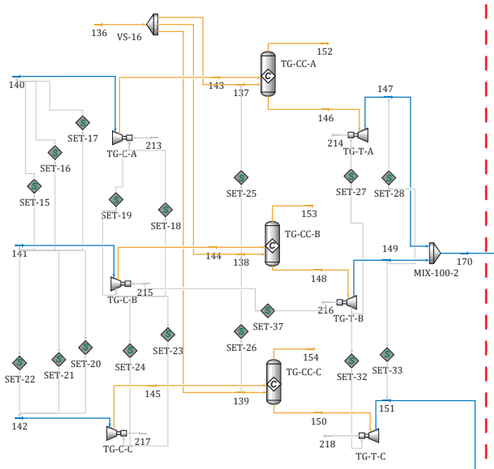
Turbinas para compressão de $CO_2$



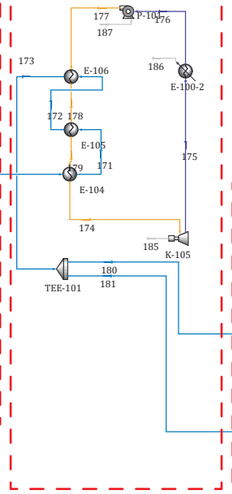

Compressão de $CO_2$ (*booster* e de injeção)



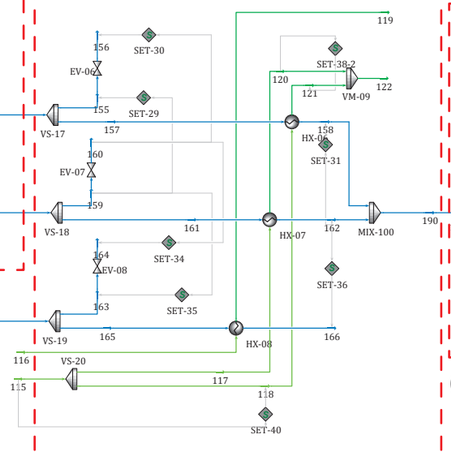

Geração principal



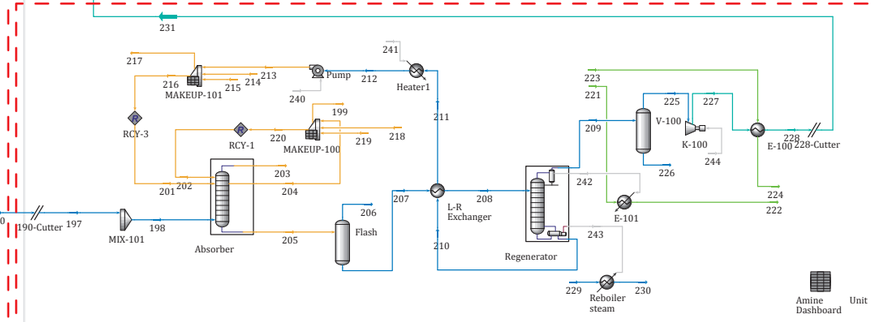

Ciclo de vapor (bottoming)




Aquecimento de água




Captura de $CO_2$ (MEA)




| Pressure | | | | |
|---|---|---|---|---|
| more | than | 20000.00 | | kPa |
| 1500.00 | kPa | to | 20000.00 | kPa |
| 1000.00 | kPa | to | 1500.00 | kPa |
| 500.00 | kPa | to | 1000.00 | kPa |
| 200.00 | kPa | to | 500.00 | kPa |
| 100.00 | kPa | to | 200.00 | kPa |
| less | than | 100.00 | kPa | |