UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
ESCOLA DE QUÍMICA

Avaliação de Sistemas Termelétricos e de Captura e Sequestro de Carbono em Processamento *Offshore* de Gás Natural Rico em CO_2

Raquel de Pádua Fernandes Silva

Orientadores

Prof.ª Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, Ph.D.

Prof. José Luiz de Medeiros, D.Sc.

Maio de 2018

Raquel de Pádua Fernandes Silva

AVALIAÇÃO DE SISTEMAS TERMELÉTRICOS E DE CAPTURA E SEQUESTRO DE CARBONO EM PROCESSAMENTO *OFFSHORE* DE GÁS NATURAL RICO EM CO_2

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos.

Orientadores: Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo – Ph.D.

José Luiz de Medeiros – D.Sc.

Rio de Janeiro

2018

Silva, Raquel de Pádua Fernandes.
S586a Avaliação de Sistemas Termelétricos e de Captura e Sequestro de Carbono em Processamento *Offshore* de Gás Natural Rico em CO_2 / Raquel de Pádua Fernandes Silva. – Rio de Janeiro, 2018.
238 f.: il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos, 2018.

Orientadores: Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo
José Luiz de Medeiros

1. Gás Natural Rico em CO_2. 2. Geração elétrica. 3. FPSO. 4. Captura e Sequestro de Carbono. I. Araújo, Ofélia de Queiroz Fernandes, orient. II. de Medeiros, José Luiz, orient. III. Avaliação de Sistemas Termelétricos e de Captura e Sequestro de Carbono em Processamento *Offshore* de Gás Natural Rico em CO_2.

Avaliação de Sistemas Termelétricos e de Captura e Sequestro de Carbono em Processamento *Offshore* de Gás Natural Rico Em CO_2

Raquel de Pádua Fernandes Silva

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências.

Orientada por:

_____
Ofélia de Queiroz F. Araújo, Ph.D.

_____
José Luiz de Medeiros, D.Sc.

Aprovada por:

_____
Ofélia de Queiroz F. Araújo, Ph.D.
Presidente

_____
Ana Paula Santana Musse, D.Sc.

_____
Érika Christina A. N. Chrisman, D.Sc.

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Maio de 2018

“A persistência é o menor caminho do êxito.”

Charles Chaplin

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família, em especial aos meus pais, José Luiz e Lúcia, e ao meu irmão, Filipe, pelo constante apoio, paciência e incentivo à minha busca pelo conhecimento.

Agradeço ao meu namorado, Hugo, pela compreensão, auxílio, amor e encorajamento, tendo, por vezes, confiado na minha capacidade mais do que eu mesma.

Agradeço aos meus amigos pelos momentos de descontração e companheirismo, além da paciência pela minha ausência em muitos momentos ao longo dessa breve, porém extremamente intensa caminhada.

Agradeço aos professores, orientadores e doutores, Ofélia e José Luiz, pela oportunidade e confiança, além de todo conhecimento adquirido ao longo deste trabalho.

Agradeço aos funcionários e alunos do H2CIN, que me auxiliaram sempre que necessário.

Agradeço aos professores e funcionários do Programa de Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos, que contribuíram ao longo dessa jornada.

Por fim, agradeço a todos aqueles que me inspiraram a seguir esse caminho da pesquisa, como professores, amigos, familiares e ex-colegas de trabalho.

RESUMO

SILVA, Raquel de Pádua Fernandes. **Avaliação de Sistemas Termelétricos e de Captura e Sequestro de Carbono em Processamento *Offshore* de Gás Natural Rico em CO_2**. Rio de Janeiro, 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos) – EPQB, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

O gás associado do campo de Libra apresenta alto volume e elevado teor de CO_2 (44%molar), impondo um desafio em seu processamento. A partir dos resultados do processo que utiliza separadores supersônicos para pré-condicionamento e remoção parcial de CO_2 ($\%CO_2 \approx$ 20%molar) do gás apresentados por Arinelli et al. (2017), este estudo avalia o uso deste gás natural (GN) pré-condicionado para geração elétrica nas unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência (FPSO). Como as turbinas a gás são as principais emissoras de CO_2 em FPSOs, o uso de GN rico em CO_2 é ainda mais crítico, tornando atrativo sistemas de maior eficiência energética, como o ciclo combinado (CC). Apesar da redução de emissões com CC, a iminência de taxação de carbono demanda processos com captura e sequestro de carbono (CCS), que, integrados a recuperação avançada de petróleo (EOR), ainda aumenta a produção de óleo. Assim, diferentes configurações entre ciclo simples (CS) e CC foram simuladas e avaliadas em termos energético, ambiental, dimensional e econômico. Para as propostas mais atrativas, foi realizada análise com CCS, que inclui planta de absorção química (MDEA/PZ) e sequência de estágios de compressão e resfriamento. Concluiu-se que o uso de GN rico em CO_2 para geração elétrica em FPSOs é eficiente. O CC 2:1:1, com duas turbinas a gás, um OTSG (*Once-Through Heat Recovery Steam Generator*) e uma turbina a vapor, obteve os resultados mais atrativos para substituição do CS, sendo mais econômico e menos emissor de CO_2, tendo dimensões similares ao CS. O CC 2:1:1 e o CS foram, então, avaliados com CCS tendo redução de 59% e 67% nas emissões de CO_2, respectivamente, com uma penalidade energética de 9% e 2%, respectivamente. A análise de custo de captura para diferentes cenários econômicos resultou nos valores de taxações que viabilizariam o processo CCS, sendo de 57,70 US$/t CO_2 e 46,95 US$/t CO_2 para CS e de 47,06 US$/t CO_2 e 38,31 US$/t CO_2 para CC com fator de nacionalização padrão Brasil e padrão internacional, respectivamente. Ainda, observou-se o alto impacto positivo da receita adicional proveniente do EOR. Contudo, o elevado *footprint* da planta CCS pode impactar a produtividade da FPSO, o que elevaria os custos.

Palavras-chave: Gás natural rico em CO_2. Geração elétrica. FPSO. Captura e sequestro de carbono.

ABSTRACT

SILVA, Raquel de Pádua Fernandes. **Evaluation of Power Systems and Carbon Capture and Storage in CO_2-rich Natural Gas Offshore Processing.** Rio de Janeiro, 2018. Thesis (M.Sc. in Chemical and Biochemical Processes Engineering) – EPQB, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

The associated gas from the Libra field presents a high volume and an elevated CO_2 content (44%mol), imposing a challenge in its processing. Through the results of the process using supersonic separator for pre-conditioning and partial CO_2 removal ($\%CO_2 \approx 20\%$mol) of the gas presented by Arinelli et al. (2017), this study evaluates the use of this natural gas (NG) pre-conditioned for electric generation in the *floating, production, storage and offloading* (FPSO) vessels. As the gas turbines are the greatest CO_2 emitters in FPSOs, the use of CO_2-rich NG is even more critical, making greater energy efficiency systems more attractive, as the combined cycle (CC). Despite of the emissions reduction using CC, the imminence of carbon taxation demands processes with carbon capture and storage (CCS), which, combined with the enhanced oil recovery (EOR), also increase the oil production. Thus, different configurations between simple cycle (SC) and CC were simulated and evaluated in terms of energy, environmental, dimensional and economical. For the most attractive proposals, analysis was carried out with CCS, which includes a chemical absorption plant (MDEA/PZ) and a sequence of compression and cooling stages. It was concluded that the use of CO_2-rich NG for thermoelectric generation in FPSOs is efficient. The CC 2:1:1, including two gas turbines, one OTSG (Once-Through Heat Recovery Steam Generator) and one steam turbine, presented the most attractive results for SC replacement, being more economical and less CO_2 emitter, having similar dimensions to SC. The CC 2:1:1 and SC were then evaluated with CCS having a 59% and 67% reduction in CO_2 emissions, respectively, with an energy penalty of 9% and 2%, respectively. The capture cost analysis for different economic scenarios resulted in the taxation values that would make the CCS process feasible, being 57.70 US$/t CO_2 and 46.95 US$/t CO_2 for CS and 47.06 US$/t CO_2 and 38.31 US$/t CO_2 for CC with Brazil's standard and international standard nationalization factor, respectively. Also, a great positive impact of the additional revenue from the EOR was observed. However, the high footprint of the CCS plant can impact FPSO productivity, which would raise costs.

Keywords: CO_2-rich natural gas. Power generation. FPSO. Carbon capture and storage.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO 1

1.1 Motivações 3

1.2 Proposta 6

1.3 Estrutura da dissertação 7

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 9

2.1 Termoeletricidade a partir de gás natural 9

2.1.1 Turbinas a gás 11

2.1.2 Turbina a vapor 14

2.1.3 Ciclo Combinado 16

2.1.4 Sistema de recuperação de calor e geração de vapor 17

2.2 Geração termelétrica em instalações de óleo e gás *offshore* 20

2.2.1 FPSO 21

2.2.2 Sistemas termelétricos 25

2.2.3 Estudos da aplicação de ciclos combinados 28

2.2.4 Alternativa: Termelétricas Flutuantes 33

2.3 Redução de emissões de CO_2 36

2.3.1 Tecnologia CCS – Captura e Sequestro de Carbono 38

2.3.2 Captura de Carbono 38

2.3.3 Absorção por aminas 41

2.3.4 Recuperação avançada de petróleo com CO_2 45

2.3.5 Captura de carbono em instalações *offshore* 46

3 ESTUDOS DE CASO: PLANTAS TERMELÉTRICAS *OFFSHORE* 52

3.1 Bases de projeto 52

3.1.1 Simulação no *software* Aspen HYSYS 52

3.1.2 Seleção de turbina a gás e especificações 52

3.1.3 Especificações da corrente de GN tratado 56

3.1.4 Descrição do sistema de recuperação de calor e geração de vapor 57

3.1.5 Descrição das configurações das plantas termelétricas avaliadas 58

3.1.6 Adoção de premissas adicionais de processo 61

3.2 Estudo de caso base: Ciclo Simples 62

3.2.1 Simulação de turbina a gás GE LM2500+G4 em Aspen HYSYS 62

3.2.2 Resultados da simulação do Ciclo Simples 65

3.3 Estudos de casos alternativos: Ciclos combinados 67

3.3.1 Simulações dos ciclos a vapor em Aspen HYSYS 68

3.3.2 Resultados das simulações dos Ciclos Combinados 70

3.4 Avaliação comparativa da geração termelétrica 75

4 CAPTURA E SEQUESTRO DE CARBONO EM SISTEMAS DE GERAÇÃO

TERMELÉTRICA *OFFSHORE* 81
4.1 Bases de projeto 81
4.1.1 Simulação no *software* Aspen HYSYS 81
4.1.2 Dimensionamento no *software* KG-TOWER 82
4.1.3 Fluxograma do sistema CCS com absorção por aminas 82
4.1.4 Solvente de captura 84
4.1.5 Adoção de premissas adicionais de processo 85
4.1.6 Cálculo de estimativa de área para sistema CCS 85
4.2 Metodologia de otimização das plantas 86
4.3 Estudo de caso: ciclo combinado com CCS 87
4.3.1 Resultados da integração e otimização da planta de captura 88
4.3.2 Resultados do sistema de Ciclo Combinado com CCS 95
4.4 Estudo de caso: ciclo simples com CCS 100
4.4.1 Resultados da integração e otimização da planta de captura 101
4.4.2 Resultados do sistema de Ciclo Simples com Captura e Sequestro de Carbono 103
4.5 Avaliação comparativa dos sistemas termelétricos com CCS 108
5 ANÁLISE ECONÔMICA DE PROCESSOS 113
5.1 Avaliação de custos da planta e de receita adicional 113
5.1.1 Resultados FCI e COM 116
5.1.2 Resultados receita adicional 117
5.1.3 Análise comparativa dos estudos de caso 119
5.2 Avaliação de cenários de taxação de carbono 124
5.3 Avaliação conclusiva para proposição de sistema alternativo 130
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS 133
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 137
Apêndice A1 – Máquinas térmicas 154
Apêndice A2 – Tecnologia de separação supersônica 164
Apêndice A3 – Dimensionamento de processos e seleção de materiais 167
Apêndice A4 - Cálculo de Custos 187
Apêndice A5 – Normalização Linear 196
Apêndice A6 – Trabalho completo aprovado para congresso 197
Apêndice A7 – Trabalho completo submetido para congresso 218

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Produção média mensal de petróleo proveniente do pré-sal no Brasil entre os anos de 2008 e 2015 1

Figura 1.2: Evolução da reinjeção de gás natural no Brasil, entre 2010 e 2016. 3

Figura 1.3: Participação do gás na produção total dos membros da OCGI 5

Figura 1.4: Diagrama representativo para avaliação de alternativas para o sistemas de geração termelétrica em instalações de óleo gás offshore no campo de Libra 6

Figura 2.1: Diagrama representativo da geração elétrica por turbina a gás 12

Figura 2.2: Componentes básicos de uma turbina a gás. 13

Figura 2.3: Diagrama T-Q para HRSG de pressão única 18

Figura 2.4: Diferença de peso entre HRSG tradicional e OTSG. 19

Figura 2.5: Esquema representativo da tecnologia OTSG. 20

Figura 2.6: Layout representativo de um ciclo combinado 2:1:1 utilizando OTSG. 20

Figura 2.7: Distribuição mundial e status das FPSOs por localidade. 22

Figura 2.8: Entrada de 19 novas FPSOs até 2022. 22

Figura 2.9: Seções de um FPSO 23

Figura 2.10: conversão do navio petroleiro Navion Norvegia na FPSO Pioneiro de Libra 24

Figura 2.11: Samsung Energy Plant - SEP-T500GC 34

Figura 2.12: Planta baixa da Samsung Energy Plant 35

Figura 2.13: Proposta para termelétrica flutuante desenvolvida pela Sevan Marine e Siemens 35

Figura 2.14: Principais tecnologias para redução de emissões de CO_2 39

Figura 2.15: Rotas tecnológicas de captura de CO_2 39

Figura 2.16: Fluxograma típico de absorção de gases ácidos por aminas 44

Figura 2.17: Seleção de design com campo de exploração de gás fixo 49

Figura 3.1: Pacote gerador da turbina a gás GE LM2500+G4 55

Figura 3.2: Layout representativo do ciclo simples 59

Figura 3.3: Layout representativo do ciclo combinado 1:1:1 com tecnologia OTSG 60

Figura 3.4: Layout representativo do ciclo combinado 1:1:2 com tecnologia HRSG dual-pressure 60

Figura 3.5: Layout representativo do ciclo combinado 2:1:1 com tecnologia OTSG 60

Figura 3.6: Layout representativo do ciclo combinado 2:1:2 com tecnologia HRSG dual-pressure 61

Figura 3.7: Estudo de caso da variação da eficiência da turbina com a temperatura do gás64

Figura 3.8: Fluxograma HYSYS representativo da turbina a gás GE LM2500+G4 65

Figura 3.9: Fluxograma HYSYS do ciclo a vapor com pressão única 68

Figura 3.10: Fluxograma HYSYS do ciclo a vapor com duas pressões 69

Figura 3.11: Layout representativo do módulo da SST-600 74

Figura 3.12: Potência Líquida Específica, em termos de HHV, para os cinco ciclos termelétricos simulados 76

Figura 3.13: Eficiência total do sistema, em termos de LHV, para os cinco ciclos termelétricos simulados 76

Figura 3.14: Taxa de emissão de CO_2 por potência líquida produzida para os cinco ciclos termelétricos simulados 77

Figura 3.15: Total anual de emissões de CO_2 para os cinco ciclos termelétricos simulados77

Figura 3.16: Área total e área específica para os cinco sistemas de ciclos termelétricos simulados 79

Figura 3.17: Peso total e peso específico para os cinco sistemas de ciclos termelétricos simulados 79

Figura 4.1: Fluxograma representativo da planta de CCS por aminas 83

Figura 4.2: Variação da vazão de solvente e do calor do refervedor em função da pressão da regeneradora 89

Figura 4.3: Variação da vazão de solvente e do calor do refervedor em função do número de pratos na absorvedora 93

Figura 4.4: Fluxograma representativo do sistema final de ciclo combinado com CCS 96

Figura 4.5: Representação do posicionamento das colunas nos skids das absorvedoras e das regeneradoras para sistema de ciclo combinado com CCS 98

Figura 4.6: Fluxograma representativa do sistema final de ciclo simples com CCS 104

Figura 4.7: Representação do posicionamento das colunas nos skids das absorvedoras e das regeneradoras para sistema de ciclo combinado com CCS 106

Figura 4.8: Potência Líquida Específica, em termos de HHV, para os sistemas termelétricos com CCS simulados 108

Figura 4.9: Eficiência total, em termos de LHV, para os sistemas termelétricos com CCS simulados 108

Figura 4.10: Taxa de emissão de CO_2 por potência líquida produzida para os sistemas termelétricos com CCS simulados 110

Figura 4.11: Total anual de emissão de CO_2 para os sistemas termelétricos com CCS simulados 110

Figura 4.12: Área total por partes e área específica para os cinco sistemas termelétricos com CCS simulados 111

Figura 5.1: Diagrama de Sankey representativo da receita com a inserção de alternativas para geração elétrica 115

Figura 5.2: FCI offshore total e composição para os estudos de caso nos diferentes cenários e aumento percentual do FCI entre plantas com e sem CCS 119

Figura 5.3: COM offshore total anual e composição para os estudos de caso nos diferentes cenários 120

Figura 5.4: Receitas adicionais para os estudos de caso nos diferentes cenários ao longo do ciclo de vida da planta 123

Figura 5.5: $LCC_{gás\ extra}$ (US$/MMBtu) e $LCC_{óleo\ extra}$ (US$/bbl) para os estudos de casos nos diferentes cenários 123

Figura 5.6: Análise do ciclo de vida das plantas simuladas em termos de emissões acumuladas de CO_2 (kt) 125

Figura 5.7: Variação do índice de custo de CO_2 evitado e capturado com a taxação de carbono – Cenário A/C 127

Figura 5.8: Variação do índice de custo de CO2 evitado e capturado com a taxação de carbono – Cenário B/D 127

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1: Fatores de emissão por combustível 9

Tabela 2.2: Principais diferenças entre turbinas a gás aeroderivadas e industriais 13

Tabela 3.1: Parâmetros de perfomance de capacidade total para GE LM2500+G4 55

Tabela 3.2: Composição e condições do gás natural tratado em supersônico 57

Tabela 3.3: Parâmetros para sistemas de recuperação de calor e geração de vapor 58

Tabela 3.4: Premissas adotadas no estudo 61

Tabela 3.5: Resultado para a simulação da turbina GE LM2500+G4 em Aspen HYSYS 63

Tabela 3.6: Resultados da produção elétrica da planta de ciclo simples 66

Tabela 3.7: Resultados das emissões da planta de ciclo simples 66

Tabela 3.8: Resultados do dimensionamento da planta de ciclo simples 67

Tabela 3.9: Resultados Ciclo a Vapor de Pressão Única simulado no Aspen HYSYS 69

Tabela 3.10: Resultados Ciclo a Vapor de Duas Pressões simulado no Aspen HYSYS 70

Tabela 3.11: Resultados da produção elétrica das plantas de ciclo combinado 71

Tabela 3.12: Comparação dos resultados obtidos em Aspen HYSYS com os de Flatebø (2012) 72

Tabela 3.13: Resultados das emissões das plantas de ciclo combinado 73

Tabela 3.14: Resultados do dimensionamento das plantas de ciclo combinado 73

Tabela 4.1: Composição do solvente puro utilizado nas simulações (em massa) 84

Tabela 4.2: Premissas adotadas para as simulações dos sistemas CCS 85

Tabela 4.3: Avaliação da variação da temperatura do refervedor 91

Tabela 4.4: Parâmetros otimizados para planta de CCS acoplada a ciclo combinado 94

Tabela 4.5: Resultados da produção elétrica da planta de ciclo combinado com CCS 97

Tabela 4.6: Resultados das emissões das plantas de ciclo combinado com CCS 98

Tabela 4.7: Valores dos parâmetros de footprint da planta de captura por aminas no sistema de ciclo combinado com CCS 99

Tabela 4.8: Valores dos parâmetros de *footprint* do trem de compressão no sistema de ciclo combinado com CCS 100

Tabela 4.9: Valores finais dos parâmetros de footprint estimado da planta de ciclo combinado com CCS 100

Tabela 4.10: Parâmetros otimizados para planta de CCS acoplada a ciclo simples 103

Tabela 4.11: Resultados da produção elétrica da planta de ciclo simples com CCS 105

Tabela 4.12: Resultados das emissões das plantas de ciclo simples com CCS 105

Tabela 4.13: Valores dos parâmetros de footprint da planta de captura por aminas no sistema de ciclo simples com CCS 106

Tabela 4.14: Valores dos parâmetros de *footprint* do trem de compressão no sistema de ciclo simples com CCS 107

Tabela 4.15: Valores finais dos parâmetros de footprint estimado da planta de ciclo simples com CCS 107

Tabela 5.1: Premissas para a análise econômica 114

Tabela 5.2: Estimativas de FCI e COM para instalação offshore das diferentes configurações plantas e cenários econômicos avaliados, em US$ 117

Tabela 5.3: Estimativas para receita adicional e LCC relacionadas à exportação de óleo e gás extras 118

Tabela 5.4: Taxações de carbono correspondentes aos pontos de equilíbrio para os diferentes processos 128

Tabela 5.5: Resultados resumidos para os indicadores técnicos e econômicos normalizados dos estudos de caso relativo aos cenários de maior discrepância: Brasil atual (A) e Brasil hipotético com padrões internacionais (B) 131

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMP - 1-amino-2-propanol;

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica;

ANP – Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis;

bbl – barris de óleo;

bpd – barris por dia;

CC – Ciclo Combinado;

CCS – *Carbon capture and storage* (Captura e sequestro de carbono);

CCU – *Carbon capture and utilization* (Captura e utilização de carbono);

$CO_{2,e}$ – CO_2 equivalente;

COM – *Cost of Manufacturing* (Custo de Produção);

CS – Ciclo simples;

CEPCI – *Chemical Engineering Plant Cost Index*;

DEA – Dietanolamina;

EIA – *Energy International Agency*;

EOR – *Enhanced Oil Recovery* (Recuperação avançada de petróleo);

EPE – Empresa de Pesquisa Energética;

EUA – Estados Unidos da América;

FCI – *Fixed Capital Investment* (Investimento de Capital Fixo);

FPSO – *Floating, production, storage and offloading* (Unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência);

GE – General Electric;

GEE – Gases de Efeito Estufa;

GN – Gás Natural;

GNL – Gás Natural Liquefeito;

GTL – *Gas-to-liquids*;

GTW – *Gas-to-wire*;

HDPA – *Hydrocarbon Dew Point Adjustment* (Ajuste do ponto de orvalho de hidrocarbonetos);

HETP – *Height Equivalent to a Theoretical Plate* (Altura equivalente a um prato teórico);

HHV – *High Heating Value* (Poder calorífico superior);

HRSG – *Heat Recovery Steam Generator* (Recuperação de calor com geração de vapor);

HVDC – *High voltage direct current* (Corrente contínua de alta voltagem);

IBAMA – Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis;

IBP – Instituto Brasileiro de Petróleo;

IEA – *International Energy Agency*;

IPCC – *Intergovernmental Panel on Climate Change*;

LCC – *Life-Cycle Cost* (Custo do ciclo de vida);

LCOE – *Levelized Cost of Energy* (Custo nivelado de energia);

LHV – *Low Heating Value* (Poder calorífico inferior);

LMTD – *Log Mean Temperature Difference* (Diferença de temperature média logarítmica);

MEA – Monoetanolamina;

MDEA – Metildietanolamina;

MMUS$ - Milhões de dólares americanos;

OCGI – *Oil and Gas Climate Initiative*;

OTPPC – *Offshore Thermal Power Plant with CCS* (Termelétrica *offshore* com CCS);

OTSG – *Once-through heat recovery steam generator* (Recuperação de calor com geração de vapor em passagem única);

PFD – *Process Flow Diagram* (Diagrama de fluxo de processos);

PPSA – Pré-Sal Petróleo S.A.;

PZ – Piperazina;

RGO – Razão gás-óleo;

SPE – *Society of Petroleum Engineers*;

TEG – Trietilenoglicol;

ULCC – *Ultra Large Crude Carriers* (Navios petroleiros de ultra capacidade);

UFRJ – Universidade Federal do Rio de Janeiro;

VLCC – *Very Large Crude Carriers* (Navios petroleiros de alta capacidade);

WDPA – *Water Dew Point Adjustment* (Ajuste do ponto de orvalho da água).

1 INTRODUÇÃO

Uma nova era da indústria petrolífera no Brasil foi iniciada em 2006 a partir da descoberta do campo de Tupi, conhecido atualmente como campo de Lula. Após o empenho de estudos exploratórios realizados no *offshore* brasileiro, foi confirmada a existência de importantes reservatórios de hidrocarbonetos abaixo da camada de sal, o chamado pré-sal, por uma extensão que vai da costa do estado do Espírito Santo até Santa Catarina (IBP & UFRJ, 2017). Desde então, a partir da exploração do pré-sal, um aumento expressivo da produção de petróleo e gás natural foi observado na região, como pode ser observado na Figura 1.1.

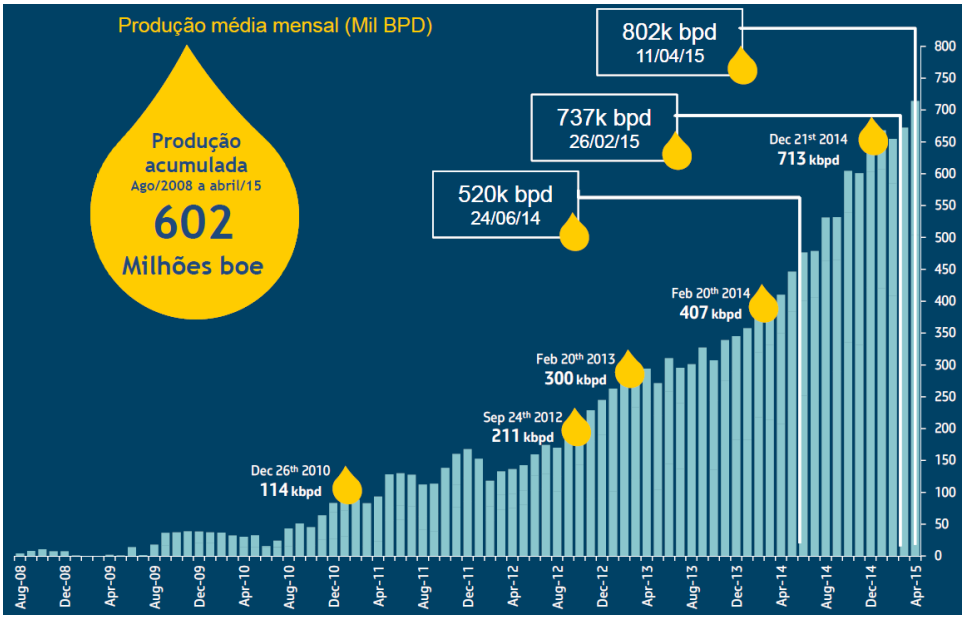

Figura 1.1: Produção média mensal de petróleo proveniente do pré-sal no Brasil entre os anos de 2008 e 2015
Fonte: Comissão de Minas e Energia, 2015

De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), em junho de 2017, a produção de petróleo no Brasil atingiu 2,675 milhões de barris por dia, o que representa um aumento de 4,5% em relação a igual período de 2016. Segundo estes dados, pela primeira vez, a produção de petróleo no pré-sal superou a registrada no pós-sal, sendo de 1,352 milhão de barris por dia para a primeira, enquanto que a segunda registrou 1,321 milhão de barris por dia. Ainda segundo a ANP, a produção de gás natural brasileira atingiu 111 milhões de metros cúbicos por dia (m^3/d) nesta mesma data, apresentando uma elevação de 7,4% em relação ao que foi produzido no mesmo mês em 2016 (ANP, 2017).

Observando este cenário, a exploração e produção dos campos de pré-sal representa um

grande potencial de expansão da produção nacional de óleo e gás e traz expectativas positivas sobre o potencial produtivo do país. Segundo estimativas do Plano Decenal de Energia 2026 produzido pela Empresa de Pesquisa Energética, em 2026, a produção de petróleo no pré-sal poderá alcançar 5,2 milhões de barris/dia para o petróleo, enquanto que a produção bruta de gás natural chega a valores estimados de 181 milhões de metros cúbicos por dia (EPE, 2017).

Entretanto, apesar dos aspectos positivos e favoráveis à expansão da produção do pré-sal, existem vários desafios técnicos e econômicos que dificultam o máximo aproveitamento desse recurso, vinculados, em geral, ao gás associado. Quando ocorre a exploração de um poço do tipo associado, em que há obrigatoriamente produção de gás juntamente com a de óleo, é necessário dar uma finalidade ao gás produzido. Por muitos anos, devido à maior dificuldade de processamento, armazenamento e transporte do gás e de seu baixo valor agregado, a queima do gás associado se tornou uma atividade recorrente nas empresas petrolíferas. Com o aumento de regulamentações ambientais e com um mercado mais aquecido para o gás natural, o processamento do gás para posterior venda se tornou um aspecto mais explorado pela indústria.

Contudo, o cenário da produção de gás associado no pré-sal apresenta alguns fatores particulares, isto porque os reservatórios desses campos possuem uma elevada razão gás-óleo (RGO), além de o gás apresentar um alto teor de dióxido de carbono (CO_2) (ARAÚJO et al., 2016). Em geral, a tecnologia convencional de separação não apresenta bom desempenho para os reservatórios com essas características, exibindo uma desfavorável relação de eficiência *versus footprint* – área utilizada no *deck* da plataforma, além de problemas de corrosão provocados pelo contaminante (ARAÚJO et al., 2016; PPSA, 2014).

Dessa forma, uma grande tendência ao longo dos últimos anos tem sido a reinjeção de gás associado produzido nos poços do pré-sal, em que não há um aproveitamento direto do gás natural (ver Figura 1.2). Logo, é de extrema importância a avaliação da viabilidade técnica e econômica do processamento do gás associado das reservas do pré-sal, visando aumentar a atratividade para a utilização desse recurso energético.

Dentre os campos do pré-sal, todos possuindo tendência de valores para $\%CO_2$ e RGO acima da média, destaca-se o campo de Libra. Descoberto em 2011, o campo de Libra possui uma área aproximada de 1500 km^2, equivalente a cerca de 1,5 vezes a cidade do Rio de Janeiro (COMISSÃO DE MINAS E ENERGIA, 2015). O reservatório de Libra apresenta grande espessura, com boa qualidade permo-porosa, óleo leve de aproximadamente 27 °API e baixo percentual de H_2S.

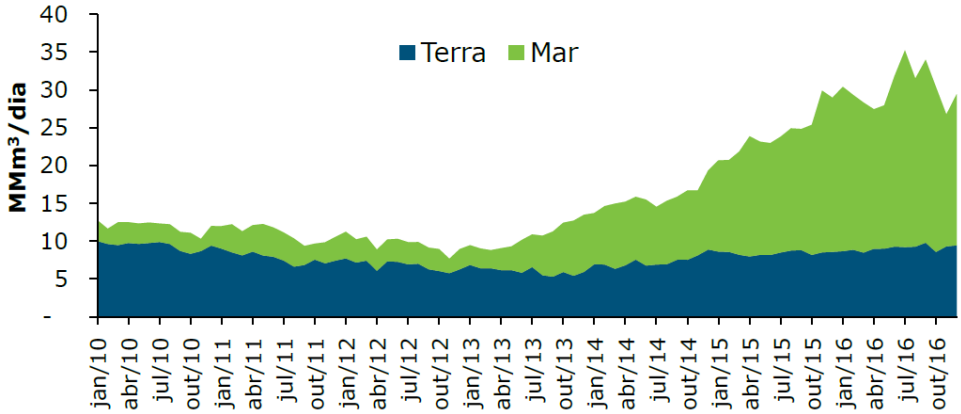

Figura 1.2: Evolução da reinjeção de gás natural no Brasil, entre 2010 e 2016.
Fonte: Elaboração IBP com dados da ANP, 2017

Ademais, apesar da tendência dos campos do pré-sal apresentarem valores elevados de RGO e de teor de CO_2, o campo de Libra possui números ainda mais acentuados e desafiadores, contando com um RGO de cerca de 440 m^3/m^3 e teor de CO_2 de aproximadamente 44% molar (PPSA, 2015). Para comparação, grande parte dos poços de pré-sal brasileiro apresenta RGO aproximada de 250 m^3/m^3 (ARAÚJO et al., 2016). O teor de CO_2 presente é mais variável, porém comparando com o campo de Lula, atualmente explorado, este contém de 1-20% molar do contaminante (FRAGA et al., 2015).

1.1 Motivações

As particularidades do campo de Libra instigam oportunidades para pesquisa, inovações e desenvolvimento tecnológico ao impor um desafio no processamento do gás produzido. Arinelli et al. (2017) propuseram o uso de separadores supersônicos para pré-condicionamento de gás produzido equivalente ao de Libra em plataformas. A redução parcial do teor de CO_2 neste processo ($\%CO_2 \approx 20$ %molar) é menos efetiva que a rota por membranas, mas requer reduzidos *footprint* e peso e gera uma corrente apropriada para queima em turbinas a gás (ARINELLI et al., 2017). Assim, este trabalho explora o uso do gás natural pré-condicionado por separadores supersônicos (ARINELLI et al., 2017) como combustível para sistemas de geração termelétrica para uso na própria plataforma.

Nas unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência (*Floating production storage and offloading* ou FPSO) do pré-sal é usual a queima do gás associado para fornecimento de energia às próprias plantas, sendo predominante o uso de ciclo simples, devido a potenciais menores área e peso (ARAÚJO et al., 2016; BIMÜLLER & NORD, 2015).

Contudo, o alto teor de CO_2 do gás, mesmo após o pré-condicionamento, gera uma alta taxa de emissões, além de reduzir o poder calorífico do combustível. Tais fatos tornam atrativos os ciclos termelétricos que tenham maior eficiência energética, como os ciclos combinados. Estudos para o uso de ciclos combinados em instalações de óleo e gás *offshore* tem apresentado relevância na literatura, principalmente em busca de tecnologias alternativas para redução de espaço e peso ocupados (FØLGESVOLD et al., 2017; SONG et al., 2017; BIMÜLLER & NORD, 2015; NORD & BOLLAND, 2012). Tais parâmetros são limitações reconhecidas destes tipos de instalações, em especial para as FPSOs utilizadas no pré-sal brasileiro (REIS et al., 2017; ARAÚJO et al., 2016).

Entretanto, independente de alto ou baixo teor de CO_2, os gases exaustos das turbinas representam uma das principais fontes de emissão de CO_2 em FPSOs (NORD et al., 2017). Apesar da redução das emissões com uso de ciclo combinado, uma quantidade significativa ainda é liberada (NORD & BOLLAND, 2013), principalmente considerando o maior percentual já presente no gás de Libra. A intensificação das leis e políticas ambientais, como a iminência de um sistema de taxação de carbono no país, leva ao projeto de processos com redução de emissões (ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017; LA ROVERE, 2017). A integração de um processo pós-combustão de captura e sequestro de carbono (CCS) destinando o CO_2 para recuperação avançada de petróleo (EOR) representa uma alternativa para redução de emissões enquanto propicia o aumento da produção de óleo.

Alguns trabalhos apresentam o viés de substituição de ciclo simples por ciclo combinado em plataformas com o adicional acoplamento de um sistemas CCS em instalações de óleo e gás *offshore* (NORD et al., 2017; WINDÉN et al., 2014; HETLAND et al., 2009), entretanto estes se utilizam de gás natural pobre em CO_2, condições que não condizem com a realidade do pré-sal. Além disso, pouca ou nenhuma análise econômica para estes sistemas em específico são observadas nestes estudos. O trabalho de Cuchivague (2015) se aproxima das motivações aqui destacadas ao analisar o uso de ciclo combinado e de CCS em FPSOs para o caso do pré-sal brasileiro, entretanto não possui foco na viabilidade prática do sistema, em termos de área e peso ocupados, além de não apresentar uma análise econômica do processo.

Uma motivação adicional a este estudo é uma das soluções tecnológicas propostas pela empresa estatal brasileira Pré-Sal Petróleo S.A. (PPSA) para o campo de Libra. Além de ideias como reinjeção total do gás produzido, separação *offshore* de CO_2 e sua reinjeção com exportação do gás natural, exportação do gás produzido bruto com processamento *onshore* e uso da via de Gás Natural Liquefeito (GNL) ou *Gas-to-Liquids* (GTL), a PPSA propõe também a solução de *Gas-to-wire* (GTW). Tal sistema consistiria em uma termelétrica flutuante *offshore*

com transformação do gás produzido em energia elétrica e transmissão submarina por corrente contínua de alta voltagem (*High voltage direct current* -HVDC), requerendo estrutura para conversor e tendo expectativa de 1 GW por plataforma (PPSA, 2014).

A via GTW apresenta um potencial relevante uma vez que não necessita da construção de dutos e unidades *onshore* (SONG et al., 2017). Apesar desta via não apresentar o gás natural como produto final, a energia elétrica direcionada à costa como fruto deste processo apresenta potencial de redução da demanda nacional deste combustível. Além disso, trata-se de uma alternativa possivelmente rentável para destinação da grande quantidade de gás produzido no pré-sal.

Portanto, no caso de Libra, o processamento do gás produzido poderia estar associado a um sistema de termelétrica flutuante, podendo até mesmo ter o recebimento de diferentes FPSOs. Dessa forma, a análise de diferentes ciclos termelétricos para esse tipo de gás rico em CO_2, assim como a avaliação de sistemas de captura e de reinjeção desse contaminante, seria similar àquela realizada para geração elétrica na própria FPSO. Logo, a análise comparativa das etapas de geração elétrica e captura não deveriam sofrer mudanças no escalonamento, uma vez que as unidades são modulares. Assim, um estudo dessas alternativas de geração elétrica e de redução de emissões em FPSO com processamento de gás produzido nas condições de alta RGO e alto teor de CO_2 pode ser tratado como um estudo preliminar para a avaliação da tecnologia GTW para o campo de Libra.

Destaca-se ainda como motivação da pesquisa o protagonismo que o gás natural exerce na transição para uma economia de baixo carbono. Por ser o combustível fóssil de menor emissão de carbono na geração de energia, é a aposta das empresas de óleo e gás para o futuro: o gás natural representa atualmente 51% da produção das 10 companhias membro da OCGI (*Oil and Gas Climate Initiative*), reduzindo o *footprint* de carbono de seu portfolio.

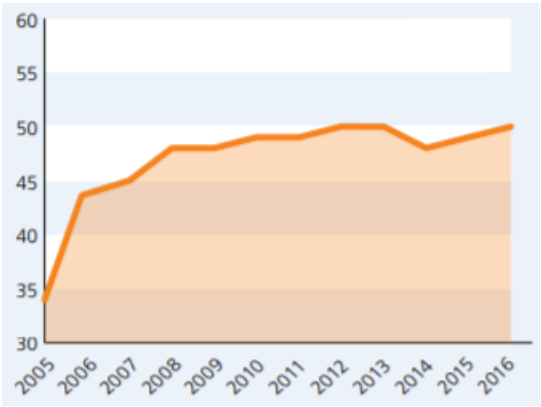

Figura 1.3: Participação do gás na produção total dos membros da OCGI
Fonte: OGCI, 2017

1.2 Proposta

Este trabalho foca na geração termelétrica nas plataformas de produção de petróleo e gás do tipo FPSOs utilizadas no pré-sal com processamento do gás associado dos campos de Libra. Com uso das estimativas do gás produzido, aplica-se o resultado do pré-condicionamento com separador supersônico apresentado por Arinelli et al. (2017) visando a utilização dessa corrente para geração termelétrica. Propõe-se, então, a investigação de diferentes configurações de sistemas termelétricos, entre ciclo simples e combinados, para aplicação em questão, para aumento da eficiência do processo, reduzindo o consumo do gás e as emissões de CO_2, sem comprometer a área e o peso requerido. Ainda, como o gás utilizado para queima possui cerca de 20% molar de CO_2 (ARINELLI et al., 2017), para propiciar maior redução das emissões equipando-se o processo para operar sob futuras taxações de carbono, este trabalho avalia técnica e economicamente a aplicação da tecnologia CCS nas instalações *offshore* para captura de CO_2 do gás exausto das turbinas a gás, reinjetando-o como fluido para EOR.

Portanto, a proposta deste trabalho pode ser sumarizada no diagrama de blocos apresentado na Figura 1.3. As linhas pontilhadas indicam os caminhos alternativos a serem aqui avaliados: a inserção de ciclo combinado em substituição ao ciclo simples atualmente adotado para geração elétrica nas FPSOs do pré-sal, e, possivelmente, de calor, e o uso de um sistema CCS pós-combustão. O grande retângulo tracejado indica a fronteira do sistema, avaliado em termos técnicos, econômicos e ambientais.

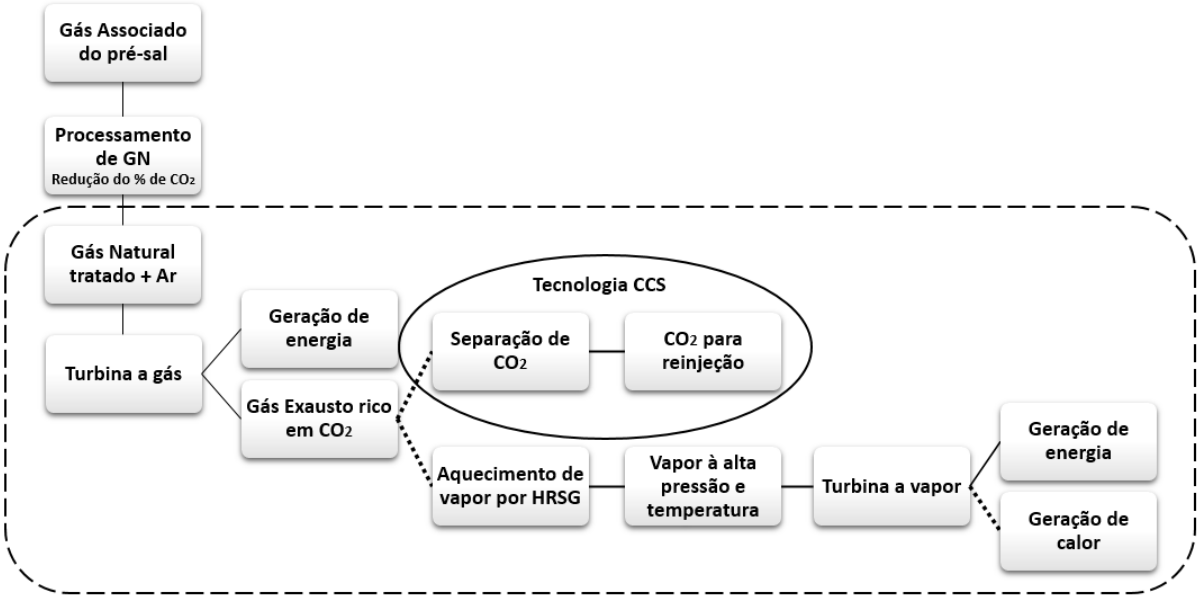

Figura 1.4: Diagrama representativo para avaliação de alternativas para o sistemas de geração termelétrica em instalações de óleo gás *offshore* no campo de Libra

Para tal, esse estudo apresenta os seguintes objetivos:

a) Com base em revisão bibliográfica no tema proposto, identificar alternativas mais promissoras em termos técnicos, econômicos e ambientais.
b) Simular em *software* Aspen HYSYS os ciclos termelétricos propostos, determinando potência produzida, eficiência do sistema, consumo de combustíveis e emissões de CO_2;
c) Dimensionar os sistemas termelétricos avaliados;
d) Simular em ambiente Aspen HYSYS sistemas de captura e reinjeção de CO_2 acoplados aos sistemas termelétricos propostos, promovendo eficiência energética e redução de emissões de CO_2 da planta;
e) Dimensionar tais sistemas termelétricos acoplados a CCS;
f) Realizar estimativas de Investimento de Capital Fixo e Custo de Produção para os sistemas estudados;
g) Avaliar economicamente a viabilidade do sistema CCS com base no custo de captura de CO_2;
h) Apresentar propostas alternativas ao sistema estudado que apresente bom potencial técnico, econômico e ambiental.

1.3 Estrutura da dissertação

Além deste Capítulo 1, que introduz o cenário e as ideias acerca do estudo, esta dissertação conta com mais seis capítulos, com as referências bibliográficas utilizadas e cinco anexos para detalhamento das análises realizadas, além de outros dois para apresentação de publicações elaboradas a partir desta pesquisa.

No Capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica sobre o tema, expondo os conceitos e sistemas para termeletricidade a partir de gás natural, o cenário e estudos da geração elétrica em instalações FPSO e os processos de captura e sequestro de CO_2, bem como estudos de suas aplicações em casos *offshore*.

No Capítulo 3, consta o estudo das diferentes configurações termelétricas para aplicação em FPSO contextualizada ao campo de Libra, apresentando as bases de projeto e a metodologia adotada, as simulações e os cálculos realizados e seus resultados. Adicionalmente, apresenta-se a avaliação comparativa das plantas simuladas e a indicação das configurações mais promissoras.

O Capítulo 4 contém o estudo de captura e sequestro de CO_2 dos gases exaustos das instalações elétricas escolhidas no Capítulo 3, apontando as bases de projeto e a metodologia

adotada, as simulações e os cálculos realizados e seus resultados, bem como a avaliação comparativa dentre os sistemas simulados como um todo.

No Capítulo 5, é realizada a análise econômica dos sistemas avaliados no Capítulo 4, com e sem utilização de CCS, utilizando diferentes cenários econômicos. São apresentados os resultados relacionados ao Investimento de Capital Fixo (*Fixed Capital Investment*, FCI), ao Custo de Produção (*Cost of Manufacturing*, COM) e às receitas adicionais. Por fim, é feita a análise de custos de captura de CO_2 para diferentes cenários de taxação de carbono e são avaliadas propostas alternativas para diferentes cenários.

Por fim, no Capítulo 6, sumarizam-se as conclusões finais acerca da pesquisa realizada, apontando principais resultados e reflexões, além de recomendações de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Termoeletricidade a partir de gás natural

Pode-se definir uma planta termelétrica como um sistema de equipamentos cuja finalidade é a geração de eletricidade através da queima de combustíveis fósseis ou renováveis, como carvão mineral, óleo diesel, gás natural ou biomassa, ou pela fissão nuclear de combustíveis radioativos (TURDERA, 2009; LORA & NASCIMENTO, 2004). Nas usinas termelétricas com uso de combustível fóssil, a combustão é o primeiro estágio para conversão da energia química do combustível em energia elétrica. Alguns ciclos típicos compostos por turbinas a vapor, motores de combustão interna alternativos ou turbinas a gás promoverão a transformação da energia química em energia térmica, mecânica e, finalmente, elétrica (LORA & NASCIMENTO, 2004).

A geração de energia elétrica a partir de gás natural é feita primordialmente pela queima do gás combustível em turbinas a gás, cujo desenvolvimento é relativamente recente quando em comparação com outras tecnologias – após a Segunda Guerra Mundial (ANEEL, 2002). Se constituindo de uma alternativa ambientalmente mais limpa em comparação com os demais combustíveis fósseis utilizados para geração de energia elétrica, conforme Tabela 2.1, nos últimos anos, o uso de gás natural para termoeletricidade vem ganhando espaço no Brasil e no mundo (DE MIRANDA, 2012; EPE, 2015; EXXONMOBIL, 2017).

Tabela 2.1: Fatores de emissão por combustível
Fonte: Adaptado de DE MIRANDA, 2012

Combustível	**Fator de Emissão ($gCO_{2,e}/kWh$)**
Termelétrica – Carvão Mineral	1144
Termelétrica – Gás Natural	518
Termelétrica – Óleo Combustível	781
Termelétrica – Óleo Diesel	829

Além dos diferentes tipos de centrais termelétricas de acordo com o combustível utilizado, também se pode ter uma divisão de acordo com o produto principal a ser obtido. As plantas termelétricas distinguem-se daquelas que geram exclusivamente eletricidade e das plantas de co-geração, as quais, além da eletricidade, extraem calor que, em geral, é utilizado em processos industriais. As termelétricas também podem ser classificadas quanto ao caráter

da carga. Há plantas que operam com carga razoavelmente constante, chamadas de operação de base, enquanto há plantas que operam em alguns momentos do dia, conhecidas como operação de pico. Ademais, acerca dos tipos mais utilizados de máquinas térmicas em plantas não nucleares, tem-se principalmente as seguintes centrais termelétricas: geração com ciclo a vapor, planta de turbina a gás operando em ciclo simples, central de ciclo combinado, central de motores de combustão interna e central termelétrica de cogeração (TOLMASQUIM, 2016).

Como o princípio da geração termelétrica é dado pela conversão de energia térmica em mecânica, e da conversão desta em energia elétrica, de acordo com a segunda lei da termodinâmica, tem-se que, mesmo em condições ideais, não é possível converter, através do uso de máquinas térmicas, toda energia térmica de combustíveis em energia mecânica. Isso se deve ao fato de que parte da energia suprida ao equipamento é convertida em calor de baixa temperatura, energia que não pode produzir trabalho mecânico (MEDEIROS, 2003).

A eficiência energética de uma máquina térmica (η) é definida como a razão entre o trabalho líquido, isto é, energia efetivamente transformada em trabalho mecânico, sobre o calor fornecido pela queima do combustível. Uma consequência direta do que foi apresentado anteriormente é o fato de ser impossível uma máquina térmica atingir 100% de eficiência energética. Neste contexto, há um limite máximo ideal de operação de uma máquina térmica definido pelo Ciclo de Carnot (SARKAR, 2015). Uma breve discussão acerca do Ciclo de Carnot pode ser encontrada no Apêndice A1.

Entretanto, não é possível construir uma máquina térmica real que opere segundo o Ciclo de Carnot, uma vez que perdas são esperadas no processo. Há as perdas energéticas, definidas como principalmente as perdas de calor por radiação e convecção, como a transferência de calor através da carcaça do equipamento. Já as perdas exergéticas se constituem das perdas internas causadas por processos irreversíveis de acordo com a segunda lei da termodinâmica. Na prática, os sistemas de geração de potência apresentam ciclos termodinâmicos de forma a aproximar ao máximo possível do Ciclo de Carnot (MEDEIROS, 2003 & KEHLHOFER, 1997).

Como alternativa para a produção de energia elétrica, o processamento de gás natural se faz, principalmente, pelo uso de turbinas a gás (DE ALMEIDA & FERRARO, 2013). Entretanto, seu uso pode estar acoplado a turbinas a vapor, resultando em um ciclo combinado de geração termelétrica (SARKAR, 2015). Dessa forma, ambas as máquinas térmicas são de alta relevância para entendimento da termoeletricidade a partir de gás natural.

2.1.1 Turbinas a gás

As turbinas a gás são máquinas térmicas que se caracterizam como motores de combustão interna, uma vez que o fluido de trabalho consiste nos gases gerados a partir da queima do combustível, transformando a energia química do combustível em energia mecânica (NAG, 2008; LORA & NASCIMENTO, 2004). Dentre os motores de combustão interna, enquanto os motores Ciclo Otto e Ciclo Diesel utilizados em automóveis são movidos a pistão, as turbinas a gás são máquinas térmicas sem pistão e são constituídas de três seções principais: o compressor de ar, a câmara de combustão e a turbina propriamente dita, além do gerador acoplado (TOLMASQUIM, 2016; SANKAR, 2015).

O compressor é responsável por sucção, pressurização e aquecimento do ar ambiente externo, atingindo uma pressão e uma temperatura ótimas para a entrada na câmara de combustão (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015). As turbinas a gás são normalmente catalogadas em condições de ar atmosférico a 15 °C, 1.013 bar e 60% de umidade nas condições ambientais. Na entrada do compressor, há tipicamente filtros que promovem uma leve perda de pressão. O compressor eleva a pressão até cerca de 10-35 bar, variando de acordo com o tipo de turbina a gás utilizada (FLATEBØ, 2012). A temperatura de saída do compressor geralmente está entre 400-500 °C (PATHIRATHNA, 2013; WETTSTEIN, 2006), podendo ainda ter faixa estendida de 200-550 °C (SADDIQ et al, 2015). Ainda, a etapa de compressão pode ser dividida em estágios, aumentando sua eficiência (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

O ar comprimido é então misturado com o combustível na câmara de combustão e esta mistura então é queimada (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015). O sistema de combustão consiste em múltiplos injetores que possibilitam enviar combustível na proporção especificada para a câmara de combustão, promovendo a mistura adequada de ar-combustível, que queima a altas temperaturas. Cerca de 25% a 40% do ar comprimido que adentra a câmara de combustão é utilizado para o processo de combustão, enquanto o restante é utilizado para resfriamento e diluição (SOARES, 2008). O gás gerado na combustão sai da câmara de combustão em uma temperatura, corriqueiramente, de até 1550 °C e consiste no fluido de trabalho que entrará na turbina para expansão. Entretanto, na prática, a temperatura de entrada da turbina costuma estar restrita a aproximadamente 1250-1300 °C por limite do material (SANKAR, 2015). Em teoria, este processo de queima ocorre a pressão constante, entretanto uma queda de pressão entre 2 a 8% costuma ser observada (FLATEBØ, 2012).

Os gases provenientes da exaustão adentram a turbina, onde são expandidos, acionando o complexo conjunto de lâminas rotativas desta seção. A turbina é o equipamento que converte a energia térmica liberada pela queima do combustível em energia mecânica na rotação axial

do eixo, acionando o gerador elétrico (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015). Em geral, a turbina expande o gás até uma temperatura bem próxima da pressão atmosférica, sendo normalmente levemente acima desta (FLATEBØ, 2012). A temperatura do gás exausto da turbina costuma estar na faixa de 450-600 °C (MANNINEN & ZHU, 1999).

O eixo da turbina aciona o próprio compressor que, em geral, está no mesmo eixo, enquanto a operação continua. Contudo, pode haver plantas com eixos independentes para o compressor e para o gerador, possibilitando um maior controle sobre o ciclo, já que seria possível variar a rotação do compressor sem variar a do gerador. Ainda, analogamente aos compressores, a turbina pode possuir vários estágios de expansão. Os primeiros estágios estão atrelados ao fornecimento de trabalho responsável por acionar os compressores, sendo aqueles de alta pressão. Já os estágios de baixa pressão posteriores estão relacionados com o acionamento do gerador elétrico (MEDEIROS, 2003).

Um diagrama apresentando os componentes básicos separadamente para geração elétrica a partir de uma turbina a gás pode ser observado na Figura 2.1, assim como um esquema representativo dos componentes básicos da turbina a gás é apresentado na Figura 2.2. O ciclo termodinâmico que corresponde ao funcionamento da turbina a vapor consiste no Ciclo Brayton, detalhado no Apêndice A1.

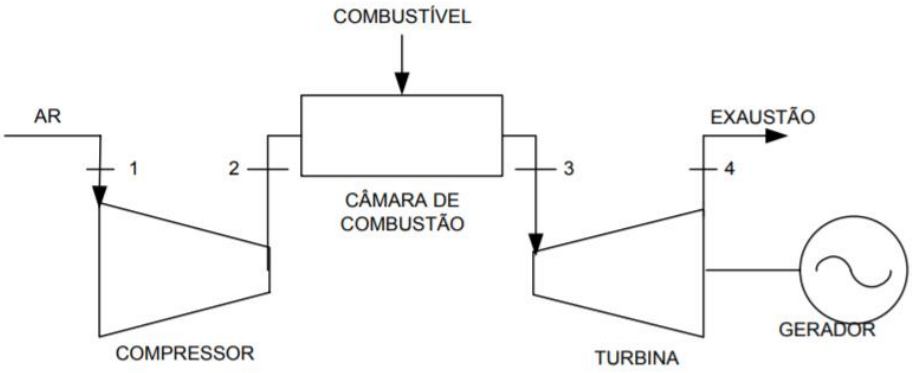

Figura 2.1: Diagrama representativo da geração elétrica por turbina a gás
Fonte: MEDEIROS, 2003

Apesar de não demonstrarem uma alta eficiência - eficiências comerciais entre 30-40%, as turbinas a gás apresentam diversas vantagens como ciclos de potência: curto tempo de instalação, relativo baixo custo de investimento (R$/kW), montagem compacta, rápida resposta, baixa relação peso por potência (kg/kW), além de reduzida área de ocupação (m^3/kW) (GE POWER, 2016; NAG, 2008; MEDEIROS, 2003). Ademais, as turbinas a gás apresentam certa flexibilidade operacional em relação a combustíveis. Contudo, ressalta-se que pode ser

necessário um tratamento prévio destes, uma vez que certos contaminantes podem ser danosos à turbina, como resíduos carbonosos, cinzas, enxofre, sódio, aromáticos e chumbo, dentre outros (MEDEIROS, 2003).

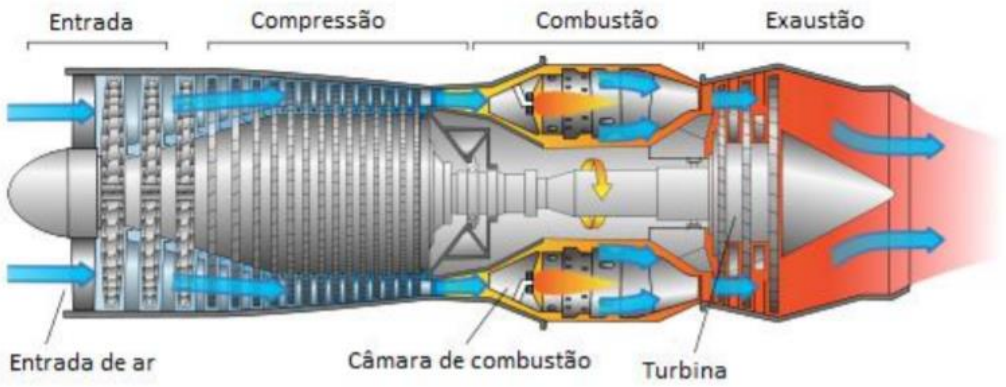

Figura 2.2: Componentes básicos de uma turbina a gás.
Fonte: WIKIPEDIA COMMONS, 2008. Adaptado por TOLMASQUIM, 2016

A evolução da tecnologia de turbinas a gás ocorreu ao longo do século XIX e apenas em 1939 foi construída a primeira turbina a gás dedicada à geração elétrica, com 4 MW de potência, em Neuchatel, na Suíça. Paralelamente, as turbinas de aplicação aeronáutica tiveram o seu desenvolvimento na mesma década das turbinas industriais (TOLMASQUIM, 2016). A partir desses dois nichos, surgiram os dois grandes grupos de turbinas para fins de geração elétrica: industriais (*heavy duty*) e aeroderivadas. A Tabela 2.2 explicita as principais diferenças entre esses grupos de turbinas a gás.

Tabela 2.2: Principais diferenças entre turbinas a gás aeroderivadas e industriais
Fonte: Adaptado de FLATEBØ, 2012

Turbina a Gás Aeroderivada	**Turbina a Gás Industrial**
Baseadas em motores a jato	Não desenvolvidas para voo
Alta razão potência/peso	Baixa razão potência/peso
Compacta em volume	Levemente compacta a volumosa
Alta razão de pressão (25-35 bar)	Moderada razão de pressão (10-18 bar)
Baixa Temperatura de Gás Exausto (~ 450 °C)	Alta Temperatura de Gás Exausto (550-600 °C)

As turbinas *heavy duty* são comumente associadas a grandes usinas de energia com potência, em geral, entre 100-450 MW. Essas turbinas são projetadas em uma configuração de eixo único, são mais pesadas e mais robustas, além de possuírem flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo (FLATEBØ, 2012; SANKAR, 2015). Por outro

lado, nas turbinas aeroderivadas, o peso e o tamanho são importantes parâmetros a serem considerados, além da potência gerada. São caracterizadas por uma maior eficiência e alta confiabilidade, além de ocupar pouco espaço, possuir menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção (SANKAR, 2015; TOLMASQUIM, 2016). As aeroderivadas são tipicamente arranjos de eixo duplo que consistem em um gerador de gás e uma turbina de potência livre (FLATEBØ, 2012). Esse tipo de turbina costuma atingir uma potência de até 50 MW e possui aplicação principalmente em plataformas marítimas, bombeamento de gás, potência de pico em termelétricas e propulsão naval (LORA & NASCIMENTO, 2004).

2.1.2 Turbina a vapor

Diferente da turbina a gás, a turbina a vapor é uma máquina térmica com combustão externa, exibindo grande potência e alta confiabilidade, vida útil e eficiência, uma vez que os produtos da combustão não passam diretamente pela turbina (MEDEIROS, 2003). Na combustão externa, o fluido de trabalho, em geral água, não entra em contato com a mistura ar/combustível, sendo expandido em vapor com alta pressão e temperatura apenas pela transferência de calor com a corrente dos gases quentes resultantes da combustão. O vapor a alta pressão, então, se constitui da corrente de entrada da turbina a vapor, a qual extrai a energia térmica desta corrente pressurizada, utilizando para geração de trabalho mecânico a partir da rotação do eixo da turbina (SANKAR, 2015; NAG, 2008). Por sua vez, o eixo da turbina a vapor é acoplado diretamente a um gerador para converter a energia mecânica em energia elétrica. Termodinamicamente, o ciclo correspondente a geração de potência a vapor é conhecido como Ciclo Rankine, representando as transformações realizadas por uma turbina a vapor ideal (NAG, 2008). Maior detalhamento do Ciclo Rankine é descrito no Apêndice A1.

Em geral, as termelétricas apenas com ciclo a vapor operam na faixa de 42 a 44% de eficiência energética, sendo o rendimento bastante atrelado ao tipo de combustível utilizado (LORA & NASCIMENTO, 2004). As plantas movidas a gás natural ou a óleo combustível tendem a ser mais eficientes, caracterizando-se por um menor consumo de energia no tratamento preliminar do combustível e maior eficiência na combustão (TOLMASQUIM, 2016). Além disso, um aumento da temperatura de entrada do vapor na turbina também acarreta em um aumento da eficiência do processo (LORA & NASCIMENTO, 2004; SIMÕES-MOREIRA, 2012, SANKAR, 2015). Entretanto, um limite de temperatura deve ser considerado por questão metalúrgicas do sistema (NAG, 2008). Outro importante parâmetro de operação são as pressões de entrada e de saída de vapor. Quanto maior essa variação, mais energia é gerada pela turbina, que costuma levar a pressões de saída subatmosféricas (FLATEBØ, 2012).

Um sistema modificado, com o intuito de aumentar o reaproveitamento do potencial energético da planta, seria o de co-geração, no qual o vapor quente liberado pela turbina poderia ser utilizado como fonte de calor, inserindo-se como utilidade na usina. Uma corrente quente de média a baixa pressão gerada pelo ciclo a vapor pode ser utilizada para demanda térmica de temperaturas relativamente baixas, geralmente até 200 °C, direta ou indiretamente, utilizando uma caldeira de recuperação, equivalente ao ciclo combinado (TOLMASQUIM, 2016).

Assim, costuma-se distinguir as turbinas a vapor em três grandes grupos. O grupo focado apenas na produção de energia seriam as turbinas de condensação, que são projetadas para alta potência e, portanto, devem ser maior em tamanho para lidar com o grande volume de vapor de saída (FLATEBØ, 2012). Já para o sistema modificado de co-geração, tem-se a turbina a vapor de contrapressão ou turbina a vapor de extração. A primeira é projetada de tal forma que sua saída apresenta uma temperatura alta o suficiente para utilização como fonte de calor, entretanto, para isso, é necessário que a saída da turbina tenha uma pressão mais elevada do que no ciclo apenas de geração elétrica, gerando menos potência. Por último, as turbinas de extração permitem uma extração parcial de vapor a uma temperatura mais alta e pressão do que o fluxo de saída da turbina. Logo, ambas as configurações reduzem o potencial do ciclo de vapor de geração de energia, uma vez que uma menor pressão de saída da turbina, bem como um maior fluxo de vapor através da turbina, promove uma maior geração de energia (FØLGESVOLD et al., 2017; NORD et al., 2017; FLATEBØ, 2012).

Para maior eficiência do ciclo a vapor, costuma-se também utilizar turbinas a vapor em série, em geral dois ou três estágios, nos quais cada um opera a diferentes faixas de pressão, como *alta pressão*, *pressão intermediária* e *baixa pressão* (FØLGESVOLD et al., 2017; NAG, 2008). Tipicamente, para grandes plantas, o estágio de alta pressão opera entre 100 e 310 bar, enquanto que os de intermediária e baixa pressão operam a 20-40 bar e 3-6 bar, respectivamente (FLATEBØ, 2012). O arranjo das turbinas a vapor, neste caso, segue uma ordem decrescente. Esse tipo de configuração costuma estar atrelado com o uso de sistemas de recuperação de calor com dois ou três estágios de pressão, gerando correntes de vapor a diferentes pressões e temperaturas, como no caso dos Geradores de Vapor com Recuperação de Calor (*Heat Recovery Steam Generator*, HRSG). Em geral, as correntes de saída, de cada turbina a vapor, se conectam à de pressão equivalente proveniente do sistema de recuperação de calor, seguindo então para a entrada da turbina seguinte equivalente. Além disso, as correntes intermediárias podem ainda passar por reaquecimento antes de entrarem no estágio posterior (BILIYOK et al., 2015).

2.1.3 Ciclo Combinado

Apesar dos avanços tecnológicos observados ao longo dos anos na tecnologia dos equipamentos, um arranjo de ciclo simples, isto é, apenas com a máquina térmica para geração de energia, não possui boa eficiência energética. Uma planta termelétrica operando a ciclo simples, seja de turbina a gás ou a vapor, estaria limitada a uma eficiência média em torno de 35%, perdendo mais da metade da energia fornecida pelo combustível principalmente sob forma de calor no gás exausto (TOLMASQUIM, 2016; NAG, 2008).

Os ciclos combinados surgem, então, como uma alternativa para aumentar a eficiência energética em sistemas termelétricos. O ciclo combinado consiste na junção do ciclo Brayton com o ciclo Rankine, ou seja, na operação em conjunto de um ciclo de turbinas a gás com um ciclo de turbinas a vapor (NAG, 2008). Essa configuração é um sistema moderno e eficiente, em que o combustível predominante é o gás natural (LORA & NASCIMENTO, 2004). Um maior detalhamento acerca das configurações e da termodinâmica dos ciclos combinados é apresentado no Apêndice A1.

Em um ciclo combinado, como os gases exaustos do sistema de turbina a gás são utilizados como fonte de calor para a geração de vapor, é produzida uma maior potência para a mesma quantidade de combustível queimado, quando comparado a um ciclo simples, possuindo maior eficiência energética e gerando menos emissões de CO_2 por energia produzida (BIMÜLLER & NORD, 2015; NORD & BOLLAND, 2013, 2012; FLATEBØ, 2012). Com a aplicação de ciclos combinados, uma planta termelétrica pode atingir uma eficiência média entre 55% e 58%, com perspectivas de até 63% (NAG, 2008; LORA & NASCIMENTO, 2004). Outras vantagens do ciclo combinado ainda incluem um prazo de implementação relativamente curto, baixos custos de investimento, alta flexibilidade operacional, custo inferior ao ciclo vapor de mesma capacidade, espaço ocupado relativamente pequeno, altos índices de confiabilidade e disponibilidade, e possibilidade de construção modular (NAG, 2008; MEDEIROS, 2003).

Ademais, a configuração de ciclo combinado pode operar em uma ampla faixa de potência para geração de energia elétrica, desde alguns kW até GW, com a possibilidade de diversas configurações ofertadas por diferentes fabricantes ao redor do mundo (LORA & NASCIMENTO, 2004). Ainda, é possível ter diferentes sistemas de ciclo combinado, como combinações de uma turbina a gás e uma a vapor (1:1), duas turbinas a gás e uma a vapor (2:1), ou três turbinas a gás e uma a vapor (3:1) (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Ainda, nas configurações com múltiplas turbinas a vapor, pode-se ter um sistema de recuperação de calor para cada corrente de gás exausto no ciclo a gás ou ainda ter um único sistema de recuperação de calor pra múltiplas correntes de gás exausto.

2.1.4 Sistema de recuperação de calor e geração de vapor

Com relação ao sistema de recuperação de calor e geração de vapor (HRSG, *Heat Recovery Steam Generator*), costuma-se necessitar de uma fabricação específica para cada planta de ciclo combinado (FLATEBØ, 2012; SIMÕES-MOREIRA, 2012). O projeto mais simples de um HRSG seria com apenas um nível de pressão para o vapor gerado, que consiste geralmente em três seções de transferência de calor: economizador, evaporador e superaquecedor (SANKAR, 2015; NAG, 2008). Projetos mais complexos podem chegar a quatro níveis de pressão (SANKAR, 2015). A ideia básica do HRSG com transferência de calor em uma pressão única é apresentada no diagrama da Figura 2.3. Após o condensador, o fluido de trabalho do ciclo a vapor, geralmente água, é bombeado para o economizador. Nesta zona, o fluido é aquecido até uma temperatura próxima à condição de saturação. Posteriormente, no evaporador, a água é evaporada a pressão e temperatura constantes. Na última zona, o vapor é superaquecido no superaquecedor até a temperatura requerida para a entrada na turbina a vapor. A temperatura do gás exausto decresce simultaneamente em cada etapa (KEHLHOFER, 1997; FLATEBØ, 2012).

Na Figura 2.3, observa-se que dois parâmetros apresentam relevante importância para a operação do HRSG: o Ponto de *Pinch*, correspondente à mínima diferença de temperatura ou temperatura mínima de *approach*, e a temperatura de *approach*, que asseguram a diferença mínima de temperatura entre o fluido de trabalho do ciclo vapor e o gás exausto, garantindo a transferência de calor. Para minimizar a perda de exergia, o ideal seria que esta temperatura mínima de diferença não variasse ao longo do processo; porém, devido à evaporação ocorrer a uma temperatura constante, inevitavelmente há esta variação. Assim, o Ponto de *Pinch* ocorre entre a entrada no evaporador do fluido de trabalho contra o gás exausto. Tipicamente, o Ponto de *Pinch* é de 8-12 °C para plantas de altas eficiências e de até 35 °C para plantas onde custo de capital ou peso são parâmetros importantes, uma vez que a mínima diferença de temperatura é inversamente proporcional a área de troca térmica (KEHLHOFER, 1997; BOLLAND, 2010; FLATEBØ, 2012).

A troca térmica é modelada pela Equação 2.1.1, onde ΔT_{LM} é a média logarítmica da diferença de temperatura (relacionada ao Ponto de *Pinch*), Q_{HRSG} é o calor trocado no HRSG, U e A são o coeficiente global e a área de troca térmica, respectivamente (FLATEBØ, 2012).

$$A = \frac{Q_{HRSG}}{U \Delta T_{LM}} \tag{2.1.1}$$

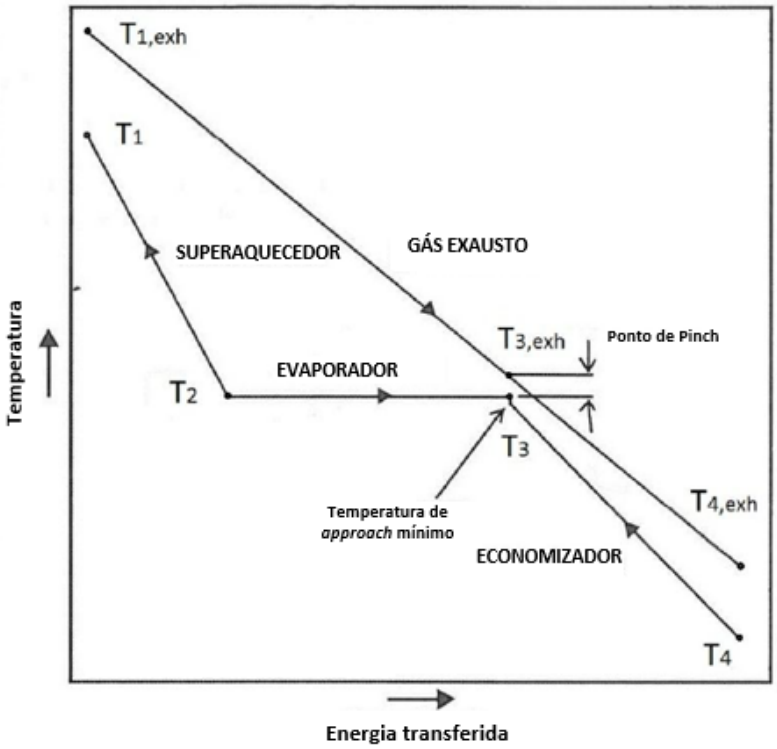

Figura 2.3: Diagrama T-Q para HRSG de pressão única
Fonte: Adaptado de KEHLHOFER, 1997

Outro importante parâmetro para o HRSG é o fluxo de calor no gás exausto (Q_{exa}), que determina a quantidade de vapor produzido e pode ser expresso como a quantidade de energia não utilizada pelo ciclo da turbina a gás (FLATEBØ, 2012). Na Equação 2.1.2, LHV é o poder calorífico inferior do combustível (*low heating value*), η_{TG} representa a eficiência do ciclo simples a gás, $\dot{m}_{comb}$ é a vazão de gás natural utilizado no ciclo a gás.

$$Q_{exa} = \dot{m}_{comb} \times LHV(1 - \eta_{TG}) \tag{2.1.2}$$

É comum projetar plantas maiores com dois ou três níveis de pressão no HRSG, reduzindo-se, assim, a diferença de temperatura entre os gases exaustos e o fluido de trabalho do ciclo vapor e, portanto, reduzindo a irreversibilidade (KEHLHOFER, 1997). A configuração de dupla pressão aumenta a eficiência do ciclo do vapor em cerca de 4% em relação à configuração de pressão única, e mais 1% com uma pressão tripla (FLATEBØ, 2012).

Os sistemas de recuperação de calor são tipicamente projetos de troca de calor com o fluido de trabalho do ciclo a vapor fluindo dentro dos tubos e o gás exausto no casco, tendo, consequentemente, uma queda de pressão em ambos os lados (FLATEBØ, 2012, SANKAR, 2015). Deve-se minimizar-se a queda de pressão no lado do gás exausto, pois, do contrário, a

turbina a gás teria uma menor expansão por causa do aumento da contrapressão e, portanto, uma eficiência reduzida. Entretanto, como uma mínima queda no HRSG resultaria em uma unidade maior e mais cara, costuma-se adotar uma perda de pressão no gás exausto em torno de 25 a 30 mbar (KEHLHOFER, 1997; FLATEBØ, 2012).

Outro ponto importante sobre o projeto e a operação é se será associada mais de uma turbina a gás com um único HRSG. Em tal projeto, cada turbina a gás deve ser montada com um desvio independente no caso de necessidade de manutenção de alguma turbina. Para uma melhor regularidade de operação e disponibilidade, pode-se utilizar um sistema de aquecimento suplementar com queima de combustível adicional após a turbina a gás, aumentando a carga máxima, mas também o custo de capital, o peso e a área utilizada (FLATEBØ, 2012, NAG, 2008). Como os sistemas HRSG convencionais possuem grande peso e área, certas configurações específicas buscam uma alternativa para redução desses parâmetros, como é o caso da tecnologia OTSG (*Once-through heat recovery steam generator*). Esta tecnologia permite eliminar vasos de vapor, uma vez que 100% da água é evaporada nos dois passes de evaporação, o que exige melhor qualidade da água, além de evitar a chaminé de by-pass (NORD & BOLLAND, 2012, 2013). A tecnologia OTSG, portanto, apresenta potencial para substituição do HRSG convencional para produzir vapor quente pressurizado através da transferência de calor entre o gás exausto e o fluido de trabalho do ciclo de vapor exigindo cerca de 25% menos peso, de acordo com o resultado do estudo de Nord & Bolland (2012), apresentado na Figura 2.4. Um esquema representando o OTSG, assim como o diagrama de um ciclo combinado utilizando essa tecnologia pode ser observado nas Figuras 2.5 e 2.6.

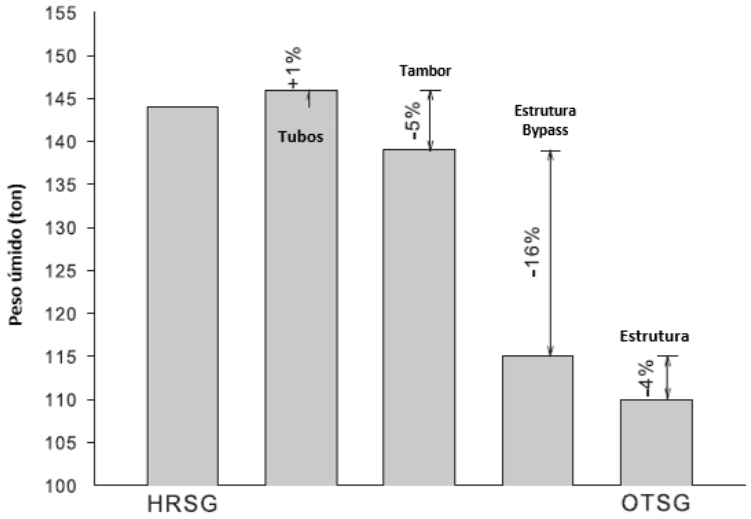

Figura 2.4: Diferença de peso entre HRSG tradicional e OTSG.
Fonte: Adaptado de NORD & BOLLAND, 2012

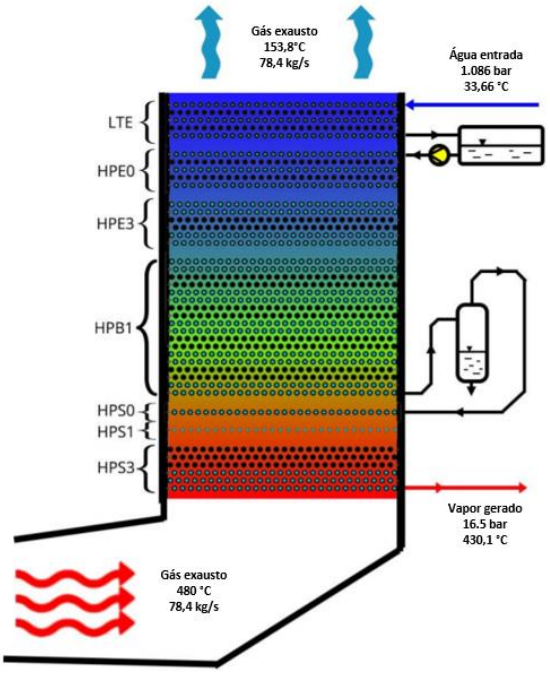

Figura 2.5: Esquema representativo da tecnologia OTSG.
Fonte: Adaptado de GULE, 2016

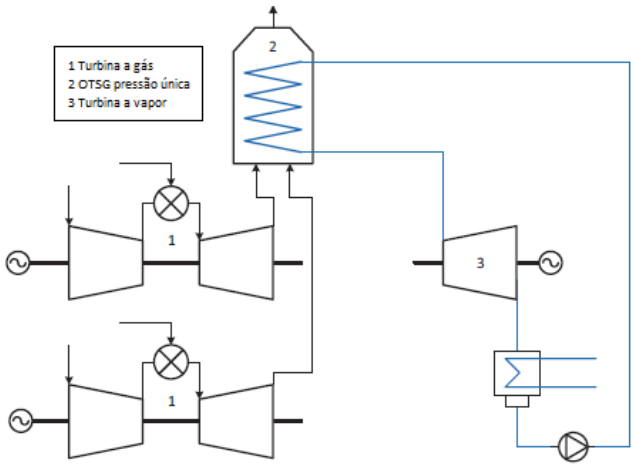

Figura 2.6: Layout representativo de um ciclo combinado 2:1:1 utilizando OTSG.
Fonte: Adaptado de NORD & BOLLAND, 2013

2.2 Geração termelétrica em instalações de óleo e gás *offshore*

Em instalações de exploração e produção de óleo e gás *offshore*, a energia elétrica demandada pela planta é usualmente gerada por um sistema de utilidade instalado na própria unidade (PIEROBON et al., 2014a; WALNUM et al., 2013). Esse sistema de utilidade consiste, normalmente, de uma planta termelétrica a gás natural de configuração de ciclo simples, tendo uma ou mais turbinas a gás em paralelo (ARAÚJO et al, 2016; MAZZETTI et al., 2014a; WALNUM et al., 2013). O gás natural utilizado como combustível para estes sistemas

termelétricos é aquele produzido pela própria unidade *offshore* (MAZZETTI et al., 2014b).

O setor de óleo e gás requer necessidades especiais quando se trata de geração elétrica *offshore*, como disponibilidade, confiabilidade, alta razão potência/peso, requisitos restritos de peso e área, adaptação ao ambiente marinho hostil, fácil manutenção e reparo (PIEROBON et al., 2014a; FLATEBØ, 2012). Entretanto, também é de alta relevância a minimização de uso de gás natural como combustível, uma vez que é um produto da unidade, assim como a mitigação de emissões de CO_2, devido ao apelo ambiental e possíveis taxações de carbono (LA ROVERE, 2017; WORLD BANK et al., 2017; MAZZETTI et al., 2014b). Tais fatos tornam atrativos os ciclos termelétricos que tenham maior eficiência energética, como os ciclos combinados. Portanto, para avaliar as alternativas de geração termelétrica em instalações de óleo e gás *offshore*, é necessário analisar o tipo de unidade de exploração e produção.

2.2.1 FPSO

A exploração *offshore* exige o uso de um sistema para perfuração, produção e processamento primário de hidrocarbonetos, conhecido como plataformas. Diversas tecnologias de plataformas são utilizadas globalmente, tendo evoluído ao longo do tempo (NETO & SHIMA, 2008). No caso dos campos de água ultraprofundas, a principal plataforma utilizada no Brasil é a FPSO (*Floating Production, Storage and Offloading Vessel*), aplicadas em lâminas d'água de mais de 2000 m de profundidade e tendo, a maioria, a capacidade de processar 150.000 barris por dia (REIS et al., 2017; ARAÚJO et al, 2016). Logo, como as condições analisadas neste trabalho se referem ao campo de Libra, que é um campo de águas ultraprofundas do perímetro do pré-sal, aplica-se o cenário de instalações de óleo e gás *offshore* do tipo FPSO.

O uso de FPSOs é preferido em campos *offshore* fronteiriços. Isto se deve ao fato de serem plataformas móveis auto-suficientes apresentando sistema de produção de óleo e gás com alta capacidade de armazenamento de óleo, o que possibilita a fácil adaptação em locais sem infraestrutura de dutos para exportação. Além disso, FPSOs também apresentam vantagens em caso de instabilidade política e climática, uma vez que estes sistemas podem se desconectar facilmente e se deslocar temporariamente para um local mais seguro (YU et al., 2015; ARAÚJO et al., 2016).

Ademais, unidades FPSOs apresentam um retorno mais rápido em termos de fluxo de caixa, visto que o desenvolvimento da exploração é mais rápido do que o encontrado em plataformas fixas, além de necessitarem de um investimento inicial reduzido, retendo seu valor já que podem ser transferidas para outros campos. Os seus custos de abandono são menores do

que para plataformas fixas, sendo esta também uma vantagem da sua utilização (YU et al., 2015; ARAÚJO et al., 2016). Dessa forma, o uso de FPSO é a grande aposta do pré-sal. A Empresa de Pesquisa Energética (EPE) estimou que até o ano de 2026 haja a demanda para 45 novas FPSOs para operação ao longo da costa brasileira (EPE, 2017). As Figuras 2.7 e 2.8 destacam esse crescimento do uso das FPSOs no Brasil.

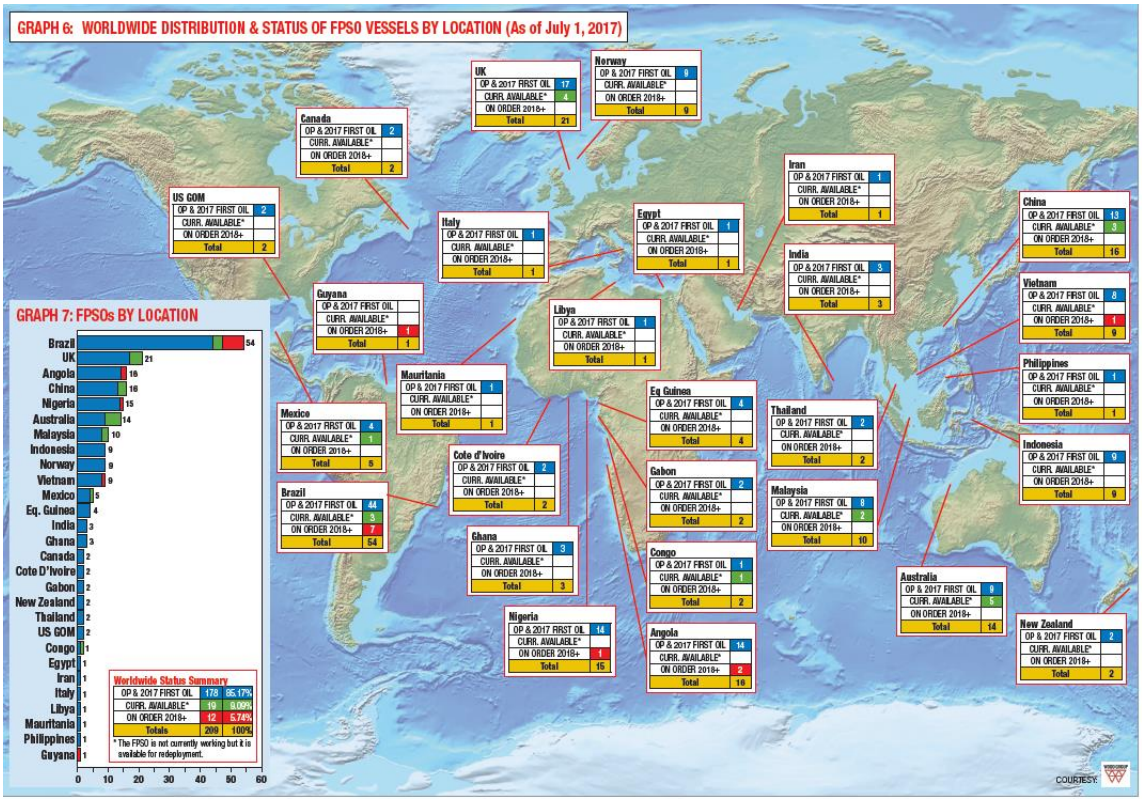

Figura 2.7: Distribuição mundial e status das FPSOs por localidade.
Fonte: OFFSHORE MAGAZINE, 2017

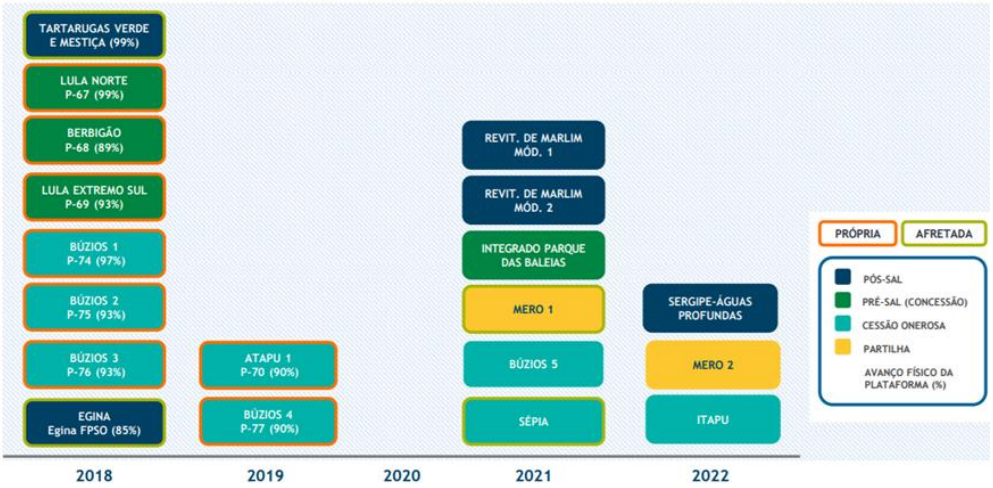

Figura 2.8: Entrada de 19 novas FPSOs até 2022.
Fonte: PETROBRAS, 2017

Uma FPSO tem a capacidade de produzir, processar, armazenar e transportar o óleo e o gás produzidos. Em geral, costumam ser utilizadas em locais de produção distantes da costa com inviabilidade de conexão a oleodutos ou gasodutos, podendo operar por até 25 anos sem docagem (ONIP, 2012). Em geral, as FPSO's são projetadas com capacidade de produção de mais de 100 mil bpd de óleo e 6 milhões Nm^3/d de gás (ARAÚJO et al, 2016).

Particularmente, a produção de óleo no Campo de Libra foi iniciada com testes de longa duração em novembro de 2017, com a entrada em operação do FPSO Pioneiro de Libra. Tal unidade possui capacidade para processar diariamente até 50 mil barris de petróleo e 4 milhões de metros cúbicos de gás associado, atuando em uma lâmina d'água de até 2400 m de profundidade. Os testes em questão devem ter a duração de um ano e têm por objetivo avaliar o comportamento do reservatório de petróleo ao longo deste tempo (ODEBRECHT, 2017).

Uma unidade FPSO apresenta principalmente as seguintes seções, apresentadas na Figura 2.9. O número 1 representa um guindaste, responsável pela movimentação de cargas pesadas ao longo da planta de processo. A planta do processo corresponde ao número 2, na qual são realizadas as operações de separação de petróleo, água e gás e seus respectivos processamentos. A região 3 corresponde ao casario, onde se localiza a sala de controle, o deck de navegação, acomodações e refeitório. O casco é representado pelo número 4. Nele, estão localizados os tanques de estocagem, com capacidade de armazenamento de até 900 mil barris de petróleo. No número 5, encontram-se as baleeiras, que são as embarcações para emergências. Por fim, o número 6 indica a praça de máquinas, em que se localizam os equipamentos de propulsão e utilidades (ONIP, 2012).

Figura 2.9: Seções de um FPSO
Fonte: Adaptado de PETROBRAS, 2015

Usualmente, uma unidade FPSO é construída a partir de um navio petroleiro, em geral, fabricado na década de 1970, como os do tipo VLCC (*Very Large Crude Carriers*) ou ULCC (*Ultra Large Crude Carriers*), modificando-se o casco para prepará-lo estruturalmente para receber a planta industrial (PEREIRA et al, 2015). A imagem da Figura 2.10 apresenta a conversão do navio petroleiro Navion Norvegia, de 1995, na FPSO Pioneiro de Libra.

Figura 2.10: conversão do navio petroleiro Navion Norvegia na FPSO Pioneiro de Libra
Fontes das imagens: TEEKAY, 2015 e SPE, 2017

Como navios petroleiros são utilizados apenas para transporte do óleo, a área de ocupação de equipamentos, assim como seu peso, não era um grande desafio, pois havia muito espaço disponível. Porém, para unidades FPSOs construídas com plantas para processamento de óleo e gás, peso e espaço se tornam variáveis de extrema relevância, visto que estes são limitados e influenciam diretamente na capacidade diária de processamento de óleo e, portanto, na receita da produção (PINTO et al., 2014; ARAÚJO et al., 2016). O conceito de *footprint*,

que está relacionado à área ocupada por dado equipamento ou planta, torna-se um dos principais requisitos na tomada de decisão para projeto de processos (PINTO et al., 2014; BIMÜLLER & NORD, 2015). Preferencialmente, deve-se realizar uma análise comparativa baseada em questões econômicas para avaliar se a ocupação de determinado espaço e peso para certo processo é válida, vide a possibilidade de redução da capacidade de produção da FPSO (PINTO et al., 2014).

Neste cenário, o processamento de óleo e gás no pré-sal apresenta um desafio extra para o projeto de uma FPSO, devido à alta razão gás-óleo e ao alto teor de CO_2 presente no gás associado. Isto porque esses fatores demandam uma maior planta para processamento do gás em comparação ao óleo produzido, tanto em termos de vazão quanto pela necessidade de operações adicionais para tratamento deste gás a fim de se reduzir o percentual de CO_2 presente (PINTO et al., 2014; ARAÚJO et al., 2016). No caso específico de Libra, tal fato ainda pode ser evidenciado ao se observar na Figura 2.10 a ocupação total do espaço mesmo apresentando uma capacidade de produção de óleo inferior, de 100.000 bpd. Logo, estudos acerca das diferentes alternativas de processamento deste gás que incluam análise comparativa vinculando a eficiência de operação ao peso e *footprint* ocupados são reportados na literatura (PINTO et al., 2014; ARAÚJO et al., 2016; ARINELLI et al., 2017; REIS et al., 2017).

2.2.2 Sistemas termelétricos

A geração termelétrica a partir da queima do gás produzido em sistema de exploração *offshore* é requerida para fornecer energia elétrica para a planta de produção, principal demanda energética em FPSOs do pré-sal, onde alta produção e alta disponibilidade são fatores de elevada importância. No entanto, a produção é limitada pela geração de energia elétrica e pela confiabilidade no fornecimento desta energia para a planta. Uma possível inatividade resultaria em perdas de produção e receitas. Logo, ao se projetar um ciclo de geração elétrica *offshore*, sistemas simples e confiáveis, de fácil manutenção e reparo apresentam prioridade (PIEROBON et al., 2014a; FLATEBØ, 2012).

O ambiente *offshore* possui características particulares que o diferenciam do *onshore*. Fortes rajadas de vento, altas ondas e elevado teor de sal e umidade no ar estabelecem requisitos especiais para os equipamentos. Filtros são usados para evitar que o sal e os hidrocarbonetos alcancem as partes internas das turbinas. O ambiente severo deve ser considerado em conjunto com o alto custo de manutenção em uma plataforma *offshore* e a elevada dificuldade em alcançar muitas das partes localizadas fora da plataforma (FLATEBØ, 2012).

Usualmente, as instalações de óleo e gás *offshore* costumam contar, portanto, com ciclos

simples de produção de eletricidade a partir da combustão do gás em turbinas a gás, basicamente pelo menor *footprint* requerido por esta configuração (BIMÜLLER & NORD, 2015). Dentre as turbinas a gás utilizadas em plataformas, observa-se a presença majoritária de aeroderivadas, uma vez que possuem alta razão potência/peso e tamanho compacto, atendendo a necessidade de menores *footprints* e pesos requeridos por sistemas de produção *offshore* (DA SILVA & DE OLIVEIRA JUNIOR, 2018). A presença de turbinas aeroderivadas de menor porte em sistemas *offshore* é bem marcada pelo alto número presente das turbinas da família de modelos GE LM 2500 e Rolls-Royce RB211, apresentando boa aplicação, confiabilidade e flexibilidade, além dos requisitos de peso e área (PEREIRA et al, 2015).

Os sistemas para promover energia elétrica nas FPSOs configuram-se como módulos de geração termelétrica flutuantes em alto mar, tendo energia própria e independente, assegurando a alimentação elétrica para todos os processos de produção da unidade que os requisitarem (PEREIRA et al., 2015). Araújo et al. (2016) apresentam como material suplementar uma tabela sumarizando as características dos FPSOs de águas ultraprofundas (pré-sal) em operação no Brasil. Das 23 plataformas relatadas, 22 apresentam geração de energia *topside*. Destas, 21 possuem 4 turbinas a gás com capacidade de produção de 30-35 MW cada, enquanto apenas uma plataforma possui 3 turbinas a gás também com produção dentro da faixa citada para cada máquina (ARAÚJO et al, 2016).

O licenciamento do IBAMA para FPSOs determina que a operação simultânea na geração de energia termelétrica não deve resultar em uma potência gerada maior que 100 MW, sendo necessária a aprovação prévia do órgão para eventual necessidade de maior geração (IBAMA, 2017). Entretanto, o potencial de capacidade maior que 100 MW observado para as 21 FPSOs citadas, através do uso de 4 turbinas em vez de 3, evidencia uma prática bastante usual em geração termelétrica *offshore*, com o uso de uma máquina extra tendo em vista uma eventual quebra ou necessidade de manutenção, promovendo uma rotatividade de uso entre as turbinas, aumentando a vida útil de cada equipamento (ARAÚJO et al, 2016; PIEROBON et al., 2014b). Um *trade-off* desta prática é que, apesar de necessária, ela propicia o aumento de *footprint* e peso necessários para a planta de geração termelétrica na plataforma (KURZ & SHEYA, 2005).

Pereira et al. (2015) identificaram que três fabricantes estrangeiros dominam 80% do fornecimento de turbinas a gás para geração elétrica nas FPSOs, sendo liderado pela norte-americana General Electric, juntamente com a Solar, uma marca da Caterpillar, e a Rolls-Royce, que tem hoje a sua divisão de turbinas a gás sob domínio da Siemens. Destaca-se também a presença predominante da norte-americana Dresser-Rand no fornecimento das

turbinas a vapor. Os autores ressaltam a predominância das turbinas a gás na geração elétrica *offshore*, sendo estas utilizadas em cerca de 70% das FPSOs existentes no Brasil em março de 2013 (PEREIRA et al., 2015).

Apesar de ser o atual sistema dominante, o uso de ciclo simples é reconhecido por sua reduzida eficiência (NAG, 2008), que se reflete em um maior consumo de combustível e em uma maior emissão de CO_2. Aproximadamente 80% das emissões de CO_2 de atividades *offshore* são derivadas das turbinas a gás usadas para produção de energia em que considerável fração é perdida na forma de gás exausto a altas temperaturas (MAZZETTI et al., 2014b). Logo, na maioria das plataformas, apenas parte do calor exausto das turbinas a gás é recuperado para uso no processo de separação de óleo/água que também ocorre na plataforma, entre outros (MAZZETTI et al., 2014a). No entanto, tal fonte de calor residual tem qualidade suficiente para permitir sua conversão em eletricidade, com uso de ciclo combinado, aumentando a eficiência (MAZZETTI et al., 2014b; PIEROBON et al., 2014a), ou para geração de vapor para recuperação de solvente quando tecnologias de separação de CO_2 adotam absorção química (ARAÚJO et al., 2016). Nas atuais FPSOs do pré-sal, que utilizam membranas como tecnologia de separação de CO_2 e ciclo simples na geração de energia, motivadas pelo menor *footprint* dessas alternativas tecnológicas, há perda substancial de energia térmica. Portanto, o preço pago pelo menor peso e pela menor área é a redução da eficiência energética da planta FPSO, que resulta em emissões atmosféricas de CO_2.

Logo, apesar de usualmente apresentarem maior *footprint* e peso quando comparado ao uso de ciclo simples, o ciclo combinado tem maior eficiência de geração de energia, menor emissão de CO_2 e menor consumo de gás natural por energia produzida, uma vez que não há queima adicional de combustível para suprir o ciclo a vapor, mas apenas a transferência do calor residual do ciclo a gás (BIMÜLLER & NORD, 2015).

Ao menos três plataformas apresentam atualmente uma configuração de produção de energia elétrica a partir de ciclo combinado: Oseberg D, Snorre B e Eldfisk 2/7-E, todos instalados entre 1999 e 2000 na Noruega (KLOSTER, 2000; FLATEBØ, 2012). Estas plantas apresentavam ainda tecnologias convencionais, tendo altos *footprint* e peso requeridos (MAZZETTI et al., 2014b). Ressalta-se ainda que as três plataformas estão situadas em campos de águas rasas em comparação ao caso do pré-sal, de águas ultra-profundas (OFFSHORE TECHNOLOGY, 2018a, 2018b, 2018c; ARAÚJO et al., 2016). No entanto, esses projetos apresentam importância para provar o uso de os ciclos combinados como alternativa viável frente ao ciclo simples em instalações óleo e gás *offshore* (CUCHIVAGUE, 2015). Além disso, apesar do uso do ciclo a vapor em conjunto, esses projeto apresentaram a flexibilidade de

produção de calor para processos da plataforma (FLATEBØ, 2012), o que é relevante em cenário de captura de CO_2 de gases exaustos *offshore*.

O principal impulsionador para a instalação desses ciclos foi o regime de leis ambientais da Noruega (NORD & BOLLAND, 2013). Na Noruega, há custos de carbono relacionados ao uso de hidrocarbonetos para produção *offshore*, que resultam de uma combinação de um imposto sobre o CO_2 introduzido pelo governo norueguês em 1991 e o sistema de cotas de CO_2 introduzido em 2005, vinculado em 2008 ao sistema europeu de cotas de CO_2 (PIEROBON et al., 2014a; NORD & BOLLAND, 2013). Com isso, a aplicação de ciclos combinados tornou-se atrativa neste cenário para a Noruega, uma vez que, com sua maior eficiência energética, resulta em menor custo de CO_2 por MW gerado. Destaca-se que, na Noruega, para a indústria *offshore*, não há cotas de CO_2 gratuitas alocadas, havendo a necessidade de comprar toda a sua quota necessária (NORD & BOLLAND, 2013). Atualmente, a Noruega implementa uma taxa de US$56/t $CO_{2,e}$ (WORLD BANK et al., 2017).

Apesar de ter sido amplamente discutida nos anos 90 e com implantações em alguns projetos, o uso de ciclo combinado no setor *offshore* não foi generalizado, ao menos até 2012, devido aos desafios relacionados a limitações de peso e tamanho, além de condições severas e necessidade de água tratada e água de *makeup* (NORD & BOLLAND, 2013). O maior número e valor de taxações de carbono no mundo, assim como as expectativas para possíveis taxações no Brasil, tem intensificado o estudo em processos de maior eficiência energética que resultem em menores emissões (ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017; LA ROVERE, 2017; WORLD BANK et al., 2017). Logo, o estudo da aplicação do ciclo combinado para instalações de óleo e gás *offshore* vem aumentando sua relevância na literatura (HETLAND et al., 2009; FLATEBØ, 2012; NORD & BOLLAND, 2012, 2013; PIEROBON et al., 2014a; BIMÜLLER & NORD, 2015; NORD et al., 2017).

2.2.3 Estudos da aplicação de ciclos combinados

Em sistemas de produção de energia elétrica *onshore*, o foco principal é a maior eficiência energética para a maior geração de potência, principalmente no caso que a eletricidade é o produto final, que é o caso de usinas termelétricas (WALNUM et al., 2013). Contudo, no caso da aplicação *offshore*, a planta de geração termelétrica tem a função de utilidade, sendo o óleo e o gás produzidos os produtos finais. Assim, apesar da busca por uma maior eficiência energética, essa é motivada pela redução de emissões e de consumo de combustível, desde que se tenha a mínima potência requerida para fornecimento à plataforma.

Instalações *offshore* de exploração e produção de petróleo e gás são projetadas visando

o máximo de produção ao longo do seu ciclo de vida (VANNER, 2005). Logo, o sistema de geração termelétrica da planta deve garantir o fornecimento de energia ao longo de seu ciclo de vida. Assim, estabelece-se que a configuração do ciclo deve possibilitar ao menos a geração de energia relacionada ao máximo requerido no planejado. Da Silva e de Oliveira Junior (2018) apresentaram um máximo de demanda ao longo de 20 anos de aproximadamente 43 MW para um caso genérico de plataforma de produção de petróleo e gás. Cuchivague (2015) avaliou uma FPSO do pré-sal, calculando uma demanda energética total da planta de cerca de 68 MW no caso de máxima produção de óleo e gás. Reis e Gallo (2018) também avaliaram a demanda energética em plataforma FPSO do pré-sal, tendo um máximo de 65 MW, próximo ao valor encontrado por Cuchivague (2015). Novamente, destaca-se que essas FPSOs trabalham com ciclo simples e apresentam elevada perda de energia térmica.

Devido as limitações dimensionais das instalações *offshore* (PIEROBON et al., 2014b), tecnologias de múltiplas pressões de ciclo a vapor, por exemplo, não são indicadas para essa aplicação (WALNUM et al., 2013). Estudos de configurações de ciclo combinado e de tecnologias alternativas, portanto, vêm sendo desenvolvidos. Flatebø (2012) simulou duas configurações para ciclos combinados, uma considerando o padrão *offshore* e outra visando maior eficiência, se assemelhando a plantas *onshore* com ciclo a vapor com duas pressões. O *software* GT PRO, fornecido pela Thermoflow, foi utilizado para as simulações (THERMOFLOW, 2018a). Como parte do projeto da planta, foi realizada uma análise de sensibilidade para otimização de eficiência e peso para a planta *offshore*. O modelo encontrado se apresentou de acordo em comparação com as três plantas de ciclo combinado *offshore* existentes até 2012, tendo uma potência gerada de 50,3 MW, eficiência de 50,3% e peso de 426 t. A planta de alta eficiência, baseada na mesma turbina a gás e os mesmos pressupostos, produz 53,1 MW. Esta configuração gera 2,4MW a mais em potência, no entanto, com uma penalidade de 209 t em peso extra. Logo, a configuração com apenas uma pressão foi indicada para a aplicação avaliada. Flatebø (2012) também estudou turbinas a gás operando a carga parcial, enfatizando a forte influência que a operação das turbinas a gás possui no ciclo a vapor.

Nord e Bolland (2012) investigaram o uso da tecnologia OTSG (*Once-through heat recovery steam generator*) em ciclos combinados para aplicação *offshore*. Para tal, os *softwares* GT PRO e PEACE da Thermoflow foram utilizados para a modelagem e simulação do ciclo combinado, e estimativas de peso do sistema de recuperação de calor (THERMOFLOW, 2018a, 2018b). Para comparação, foi analisada uma planta de referência com HRSG padrão de duas pressões, além de outra com HRSG com uma pressão. A eficiência da planta total foi bastante similar para o ciclo combinado com OTSG e com HRSG com pressão única, sendo o valor

encontrado de aproximadamente 51%. Para a planta com HRSG com pressão dupla, a eficiência subiu para cerca de 54%, porém a custo de quase duplicar o peso da planta. O resultado encontrado pelos autores para a redução do peso do HRSG de pressão única em relação ao OTSG é reproduzido na Figura 2.4, na qual se observa uma redução comparativa de cerca de 25% (NORD & BOLLAND, 2012).

Nord e Bolland (2013) apresentam simulações para o projeto de uma planta de ciclo combinado em plataformas, com enfoque em baixo peso e menores áreas. Para redução de peso da planta, foi utilizada novamente a tecnologia OTSG. Os *softwares* empregados para a modelagem do processo, simulações e estimativas de peso foram GT PRO, GT MASTER, THERMOFLEX e PEACE, da Thermoflow (THERMOFLOW, 2018a, 2018b, 2018c, 2018d). Quatro diferentes configurações foram analisadas: um ciclo combinado utilizando tecnologia tradicional de HRSG com 2 pressões, semelhante ao processo para usinas *onshore*; um ciclo simples de turbina a gás; um ciclo combinado de uma turbina a gás e uma a vapor, no qual a tecnologia utilizada é o OTSG (ciclo 1:1:1); e um processo alternativo de ciclo combinado com uma turbina a gás de finalidade mecânica e outra com finalidade de geração de energia, um OTSG com duas entradas e pressão única, e uma turbina a vapor, com o ciclo a vapor operando a 70% da capacidade do ciclo a gás (ciclo 2:1:1). A turbina a gás escolhida foi o modelo LM2500+G4, uma turbina aeroderivada da empresa General Electric que resultou entre 32-34 MW produzidos cada uma para as quatro configurações. Como esperado, a maior eficiência resultou da primeira configuração, já que o projeto *onshore* está focado em maior eficiência energética. O CO_2 emitido foi reduzido em 20-25% quando utilizado o ciclo combinado ao invés de ciclo simples, porém um aumento na razão peso/potência de 60-70% foi observado, mesmo com o uso de tecnologia OTSG (NORD & BOLLAND, 2013).

Bimüller e Nord (2015) reportam a simulação de processo com ciclo combinado *offshore*, além do *layout* da planta. Novamente, foram utilizadas as turbinas a gás do modelo LM2500+G4, assim como a tecnologia OTSG. Quatro configurações foram analisadas, sendo elas um ciclo simples de geração a gás, um ciclo combinado padrão *offshore*, uma solução alternativa inovadora com ciclo de turbina a gás com injeção de vapor, e um ciclo combinado padrão *onshore*, utilizado como referência. Os *softwares* utilizados foram GT PRO, GT MASTER, THERMOFLEX e PEACE, da Thermoflow (THERMOFLOW, 2018a, 2018b, 2018c, 2018d). O *layout* da planta através de um modelo CAD 3D foi desenvolvido no *software* Autodesk Inventor. As análises foram realizadas de forma a minimizar o *footprint* e o peso, mantendo a eficiência e a potência tão alta quanto possível. Com relação ao *footprint*, o ciclo simples obteve o menor valor com apenas 136 m^2, enquanto o ciclo combinado *offshore* e o

ciclo com injeção de vapor obtiveram cerca do dobro deste valor e o ciclo combinado *onshore*, o triplo. Quanto ao peso, o ciclo simples apresentou o menor valor com 284 t, seguido pelo ciclo a gás com injeção de vapor com 500 t e o ciclo combinado *offshore* com 595 t, enquanto o ciclo combinado *onshore*, exibiu 980 t. As eficiências para o ciclo combinado *offshore* e para o ciclo a gás com injeção de vapor foram ambas em torno de 50%, enquanto a planta de referência alcançou cerca de 54% e a de ciclo simples apenas 38%. Em comparação com o ciclo simples, o ciclo combinado resultou em uma redução de CO_2 de 25%. Os autores também ressaltam que os resultados para o ciclo a gás com injeção de vapor foram baseados em estimativas e que a tecnologia ainda não está disponibilizada no mercado (BIMÜLLER & NORD, 2015).

Por fim, Bimüller e Nord (2015) elaboraram o *layout* da planta de ciclo combinado. Adotaram um *skid* para a turbina a gás com o mesmo tamanho do encontrado para o ciclo simples. O OTSG foi colocado em cima da turbina a gás, de forma a minimizar *footprint* e as perdas de calor na linha do gás exausto para entrada no sistema de recuperação de calor. Os autores ressaltam que os *skids* devem ser configurados para sustentar o peso e resistir ao estresse. O condensador no ciclo a vapor também foi configurado para ficar abaixo da turbina a vapor, novamente minimizando *footprint* e possibilitando uma menor tubulação e, logo, menor peso (BIMÜLLER & NORD, 2015).

Følgesvold et al. (2017) investigaram duas configurações de ciclo combinado para aplicação em plataformas, sendo uma utilizando turbina a vapor de extração e a outra com turbina a vapor de contrapressão. Ambos os ciclos foram modelados usando o *software* de simulação de processo EBSILON Professional (STEAG, 2018), tendo uma única turbina a gás modelo LM2500+G4 da General Electric acoplada a um OTSG. Como resultado, as turbinas a vapor produziram 8,2 MW e 6,0 MW respectivamente, atingindo uma eficiência energética de 45,5% e 42,1%: os resultados de eficiência representam um aumento em comparação aos 33,2% observados para o ciclo simples da GE LM2500+G4. Apesar de apresentar uma menor eficiência energética que a de extração, a configuração contrapressão produz cerca de quatro vezes mais quantidade de calor a baixa temperatura para o processo, tornando-se atrativas para sistemas *offshore* que requeiram alta demanda de calor até 120 °C, o que está normalmente vinculado a processos voltados para a produção de óleo. A configuração de extração produz menor quantidade de calor, porém a maiores temperaturas, de até 150 °C, o que pode ser atrativo para sistemas *offshore* voltados para a produção de gás. Além disso, os resultados apresentaram uma redução de emissão de CO_2 por potência produzida de 26% e de 21% para as configurações de extração e de contrapressão, respectivamente, quando comparados com o ciclo simples.

Ruá et al. (2017) investigaram a aplicação de um ciclo combinado do tipo 2:1:1 (duas turbinas a gás, um sistema de recuperação de valor e geração de vapor e uma turbina a vapor) utilizando tecnologia OTSG para um estudo de caso específico, a plataforma Johan Casteber, localizada na Noruega. Foram utilizadas turbinas a gás do modelo GE LM2500+G4. A demanda do estudo de caso é de 32-52 MW de energia térmica e 42-58 MW de energia elétrica. Para atender a demanda, foi simulado um ciclo 2:1:1 com turbina a vapor de contrapressão, em que parte do vapor resultante da turbina a vapor é encaminhado para suprir a demanda térmica do processo, enquanto o restante segue para o condensador. Assim, o vapor superaquecido que passa pela turbina não é totalmente expandido, saindo a cerca de 5 bar. A simulação do estado estacionário e sua otimização foram realizadas nos *softwares* Thermoflex, da Thermoflow, e MATLAB, da MathWorks, respectivamente (THERMOFLOW, 2018d; MATHWORKS, 2018). Como resultado do estado estacionário otimizado, a planta apresentou uma eficiência de 40.81% e um peso total de 207 t. Quando comparado com Bimüller e Nord (2015) e Flatebø (2012), os pesos não condizem. Apenas para o *skid* de turbinas a gás calculado por Bimüller e Nord (2015), seria necessário um peso maior que o encontrado por Ruá et al. (2017), assim como para um ciclo com uma turbina a gás a menos verificado por Flatebø (2012).

Um estudo semelhante foi desenvolvido por Riboldi e Nord (2017), que investigaram duas configurações de ciclos combinados 2:1:1, uma com turbina a vapor de extração e outro com turbina a vapor de contrapressão, também tendo como estudo de caso a plataforma norueguesa Johan Castberg. Riboldi e Nord (2017) avaliaram diferentes cenários de demanda de calor e potência do processo e obtiveram o projeto otimizado para cada configuração. Foi observado que, embora o ciclo com turbina de contrapressão tenha demonstrado ser viável nos casos analisados, ele se mostrou efetivo apenas para instalações *offshore* caracterizadas por demandas de calor de baixa temperatura. Por outro lado, o ciclo da turbina de vapor de extração não conseguiu atender a grandes demandas térmicas do processo, mas se mostra atrativo quando os requisitos de calor são mais limitados, independentemente da temperatura a que esse calor fosse solicitado (RIBOLDI & NORD, 2017).

Uma alternativa aos ciclos Rankine convencionais, seria o uso dos chamados Ciclos Rankine Orgânicos, que são similares aos primeiros, exceto que o fluido de trabalho não é água, mas sim um componente orgânico de alta massa específica (REIS & GALLO, 2018). Esse tipo de ciclo apresenta como vantagem a não necessidade de superaquecimento do fluido de trabalho (REIS & GALLO, 2018). Reis e Gallo (2018) utilizam esse tipo de ciclo com tolueno para aplicação em geração termelétrica em FPSOs. Nesse caso, o objetivo se relaciona ao cumprimento da demanda térmica e a maximização a geração elétrica no ciclo a vapor. Como

resultado, a recuperação de calor residual atendeu à demanda de energia térmica e contribuiu com até 21% da demanda de energia elétrica, aumentando a eficiência geral do sistema, que chegou a ~40% apenas em relação a potência líquida produzida. Ainda, possibilitou-se uma redução média de 22,5% no consumo de combustível e, consequentemente, nas emissões de CO_2 durante a vida útil da FPSO (REIS & GALLO, 2018). Entretanto, o uso de tolueno como fluido de trabalho para a aplicação *offshore* não aparenta ainda a mesma atratividade que a água: a maior parte dos trabalhos da literatura está redirecionada ao ciclo Rankine convencional e, ainda, os resultados foram similares ou levemente inferiores (REIS & GALLO, 2018; FØLGESVOLD et al., 2017; RUÁ et al, 2017).

Outra alternativa aos ciclos a vapor convencionais seria o uso de ciclos de CO_2 para geração elétrica combinados aos ciclos a gás. Walnum et al. (2013) apresentaram um estudo com este tipo de configuração para aplicação em geração termelétrica *offshore*. A configuração com uso de CO_2 apresentou aumento da eficiência energética da planta termelétrica, entretanto de apenas 10 a 11%. Os autores afirmam que tal ciclo é compacto em peso e volume, entretanto, não apresentam as estimativas de tais parâmetros (WALNUM et al., 2013). Além disso, a partir desse tipo de configuração inviabiliza o uso de turbinas a vapor de contrapressão ou de extração para suprir demanda térmica de processos a maiores temperaturas que da saída de gás exausto final (MAZZETTI et al., 2014a).

2.2.4 Alternativa: Termelétricas Flutuantes

Outro enfoque para geração termelétrica *offshore* é a concepção de sistemas flutuantes exclusivos para geração de eletricidade, as termelétricas flutuantes. A implementação dessas unidades tem aumentado significativamente desde os anos noventa, porém mais voltadas para regiões como Sudeste Asiático, Índia, África, EUA e Caribe, com capacidade de geração em terra insuficiente para abastecer a demanda local (SONG et al., 2017; CUCHIVAGUE, 2015). Atualmente, mais de 60 plantas flutuantes de energia estão operando globalmente (SONG et al., 2017).

A geração de energia a gás costuma estar voltada para uma atender demanda de energia de pico devido à estrutura de custos, mas também tem sido usada como geração de energia de base nos últimos anos. Assim, essas unidades têm sido estudadas principalmente como uma alternativa para geração de energia termelétrica *offshore*, em que a energia gerada é transmitida para a costa (SONG et al., 2017; SIEMENS, 2015). Em sua maioria, esses sistemas são operados a partir de Gás Natural Liquefeito (GNL). Em geral, as unidades flutuantes possuem tanques para estocagem de GNL e unidades de regaseificação, nas quais os gases regaseificados

são utilizados para geração termelétrica. A maioria das plantas de energia flutuante, recentemente desenvolvidas, possuem sistema de estocagem de combustível em seus próprios navios (SONG et al., 2017; SIEMENS, 2015). Entretanto, esse tipo de unidade pode ser projetada para recebimento de gás natural de diferentes plataformas em uma planta única para suprir a demanda energética de unidades *offshore* e submarinas, além de poder ser conjuntamente transmitida à costa (WINDÉN et al., 2014).

Alguns construtores navais, empresas de engenharia, e desenvolvedores de negócios como Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering (Coréia do Sul), Hyundai Heavy Industries (Coréia do Sul), SEVAN (Noruega), Karadeniz (Turquia), Mitsubishi Heavy Industries (Japão) e Wison (China) anunciaram suas próprias usinas de energia flutuante recém-desenvolvidas. Como o enfoque dessas unidades é a produção de energia, há o uso de ciclos combinado visando a maior eficiência energética (SONG et al, 2017).

A Samsung desenvolveu a planta termelétrica flutuante SEP-T500GC, ou SAMSUNG Energy Plant. A planta consiste num ciclo combinado com capacidade total de geração de 500 MW separados em módulos. Estes módulos são separados em dois grandes blocos, cada um contendo quatro turbinas a gás, quatro OTSGs e uma turbina a vapor, havendo um gerador elétrico para cada turbina. O sistema de contenção de GNL, em que o combustível de GNL é armazenado, é posicionado dentro de uma estrutura de casco. Os blocos de geração de energia, o compressor e a sala de máquinas, a planta de regaseificação, o edifício de instalações elétricas e instrumentação e o edifício de alojamento estão localizados na parte superior do convés, como pode ser observado nas Figuras 2.11 e 2.12 (SONG et al, 2017).

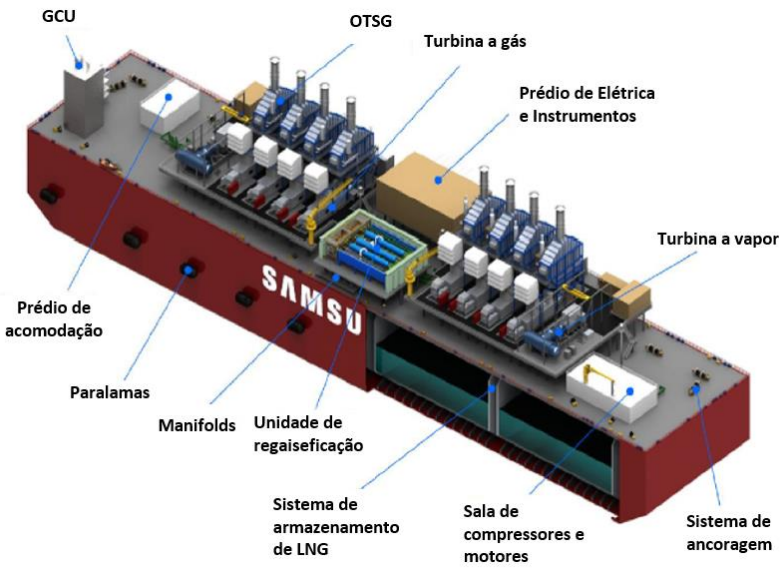

Figura 2.11: Samsung Energy Plant - SEP-T500GC
Fonte: Adaptado de SONG et al., 2017

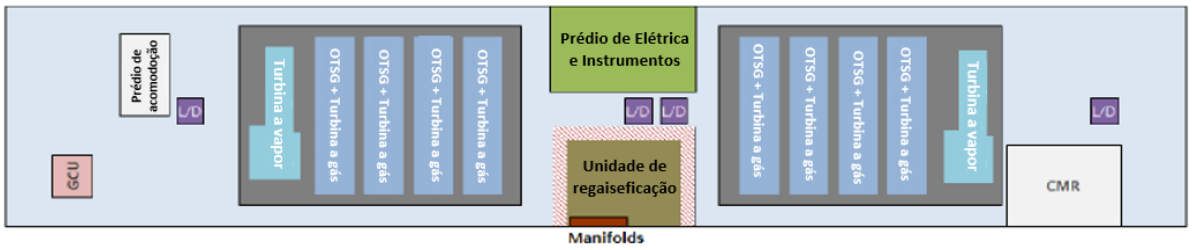

Figura 2.12: Planta baixa da Samsung Energy Plant
Fonte: Adaptado de SONG et al., 2017

Apesar do peso e do *footprint* não serem requisitos de tamanha importância como para geração elétrica em plataformas, uma vez que neste caso todo o espaço da unidade é dedicado à geração elétrica, utiliza-se tecnologia OTSG e o *layout* ainda é arranjado de forma a economizar o custo dos tubos de manuseio de combustível e cabos elétricos, possibilitando a gestão eficaz dos trabalhos de manutenção dos equipamentos principais nas proximidades (SONG et al, 2017). Observa-se também o uso do OTSG acima da turbina a gás, conforme abordado por Bimüller e Nord (2015).

Outro exemplo de termelétrica flutuante é o projeto da norueguesa desenvolvedora de plataformas Sevan Marine em conjunto com a alemã Siemens, apresentada na Figura 2.13. A Sevan Marine forneceria a base da unidade, relacionada ao casco cilíndrico com 106 metros de diâmetro. Este casco seria ancorado ao fundo do mar em três pontos através de correntes. A estrutura consistiria em vários decks e alcançaria cerca de 50 metros acima do nível do mar (SIEMENS, 2015).

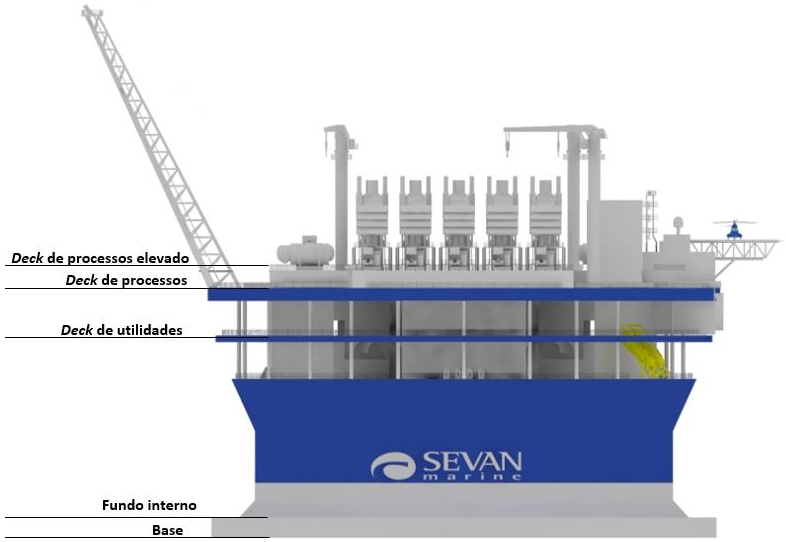

Figura 2.13: Proposta para termelétrica flutuante desenvolvida pela Sevan Marine e Siemens
Fonte: Adaptado de SIEMENS, 2015

A Siemens seria responsável pela geração elétrica através dos ciclos combinados, tendo uma capacidade total de 700 MW, sendo dois blocos de 350 MW cada. Em cada bloco, encontram-se cinco turbinas a gás da Siemens do modelo SGT-800 com um sistema de recuperação de calor (HRSG) dedicado a cada uma dessas, levando a uma turbina a vapor em comum. Como resultado, a planta possuiria uma eficiência de 55%. Dependendo da localização, tal instalação seria fornecida com GNL de petroleiros ou com gás através de uma tubulação submarina. Logo, também apresenta um complexo de regaseificação para converter o GNL para combustão, assim como a planta desenvolvida pela Samsung. Um sistema de cabo de alta voltagem levaria a eletricidade resultante até a rede de energia japonesa na costa (SIEMENS, 2015).

Há ainda o projeto da japonesa Chiyoda Corporation, que consiste na conversão de navios exportadores de GNL em termelétricas flutuantes de capacidade de 70 a 400 MW, reaproveitando parte do sistema de armazenamento de combustível. A termelétrica teria cabos elétricos de alta voltagem que a conectariam eletricamente com a rede da costa. As usinas flutuantes poderiam ser da configuração de escala pequena ou média, na qual a pequena consiste na geração de energia elétrica a partir de motores Diesel, enquanto a média consiste em ciclos combinados de turbina a gás com turbina a vapor (CHYODA, 2018).

A chinesa Wison Offshore & Marine também desenvolveu sua tecnologia de termelétrica flutuante a partir de GNL com unidade com capacidade entre 10 e 800 MW (THE ECONOMIC TIMES, 2017). Já a japonesa Modec, uma das principais construtoras de FPSO no mundo, também apresentou seu modelo de usina flutuante de 300 m de comprimento, com versões que variam de 84 a 720 MW de potência (NIKKEI, 2016).

2.3 Redução de emissões de CO_2

Apesar de o gás natural ser, dentre os combustíveis fósseis, a forma mais limpa de geração termelétrica em termos de emissão de CO_2 equivalente por energia produzida, a sua queima ainda produz grandes quantidades de gases de efeito estufa (DE MIRANDA, 2012). Ainda, no caso do gás natural proveniente dos campos de Libra, o alto teor de CO_2 representa um maior potencial poluidor, mesmo que se utilize um processo de pré-condicionamento para reduzir parcialmente o teor de CO_2. De qualquer forma, usando um gás natural pobre ou um rico em CO_2, os gases exaustos derivados da geração elétrica por turbinas a gás representam uma das principais fontes de emissões de CO_2 em instalações *offshore* de petróleo e gás, podendo corresponder a cerca de 80% dessas (NORD et al., 2017, MAZZETTI et al., 2014b).

Apesar da redução substancial de emissões pelo uso de sistemas de ciclo combinado em vez de um ciclo simples, uma quantidade significativa de CO_2 ainda é liberada nesses processos (NORD & BOLLAND, 2013).

O apelo ambiental devido ao reconhecido fenômeno de aquecimento da temperatura média do planeta nos últimos anos inclina a sociedade para o desenvolvimento de processos que reduzam a emissão de gases de efeito estufa. As negociações e acordos políticos realizados (MILANEZ et al., 2017; WINDÉN et al., 2011), como o Acordo de Paris, simbolizam um reconhecimento internacional da necessidade de se acelerar a transição para uma economia global de baixo carbono. Para isso, espera-se que múltiplas soluções sejam aplicadas de forma concomitante, somando-se um conjunto de medidas, políticas e tecnologias relacionado a energia renovável, eficiência energética, combate ao desmatamento, práticas agropecuárias sustentáveis, captura e sequestro de carbono, dentre outras circunstâncias, prioridades e estratégias de desenvolvimento de cada país (MILANEZ et al., 2017).

Em consequência da conscientização social dessa relevante questão ambiental, taxações de carbono se tornam mais disseminadas no mundo. Um relatório do Banco Mundial do ano de 2017 aponta variações da taxação de carbono na faixa de 0 a 140 US$/t CO_2, sendo predominante a participação de países europeus. A ampliação da faixa deve-se a Suécia, com uma taxação de carbono 140 US$/t CO_2, porém, com exceção desta, todos os países se encontram abaixo de 100 US$/t CO_2, sendo ainda mais destacada a faixa de 0-30 US$/t CO_2 (WORLD BANK et al., 2017). No caso do Brasil, não se aponta aplicações para taxação de carbono atualmente, porém com o cenário atual é previsto que, em um futuro breve, essa também poderá ser uma realidade no país (LA ROVERE, 2017). Kishinami et al. (2015) apresentam um estudo em que utiliza a estimativa de futura taxação para o Brasil de 36 US$/t $CO_{2,e}$, apresentando impactos positivos a economia do país.

Atualmente, de acordo com a International Energy Agency, dentre a participação antropogênica, cerca de 42% das emissões globais de CO_2 decorrem da geração de eletricidade e calor a partir, principalmente, de carvão e gás natural (IEA, 2017). As turbinas a gás costumam ser projetadas de forma a mitigar a emissão de certos Gases de Efeito Estufa (GEE), especificando limites máximos de geração de NO_x e CO, por exemplo (GE, 2018). No entanto, o CO_2, principal produto da queima do combustível, se apresenta ainda em percentuais aproximados de 5% no gás exausto (KANNICHE et al., 2010). Dessa forma, uma alternativa tecnológica que tem ganhado maior visibilidade nos últimos anos para diminuir o impacto ambiental de emissores fixos, como as plantas de geração elétrica, é a Captura e Sequestro de Carbono, conhecida também como CCS (*Carbon Capture and Storage*) e a Captura e Utilização

de Carbono, CCU (*Carbon Capture and Utilization*) (AL-MAMOORI et al, 2017; BILIYOK et al., 2015). As tecnologias de CCS estão em um estágio de maturidade mais avançado em comparação às tecnologias CCU, justificando-se o enfoque exclusivamente em CCS adotado no presente trabalho (ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017).

2.3.1 Tecnologia CCS – Captura e Sequestro de Carbono

O conceito de Captura e Sequestro de Carbono (CCS), também conhecido como Captura e Armazenamento de Carbono, baseia-se na separação de CO_2 de grandes fontes industriais por processamento químico, físico ou físico-químico e posterior compressão até uma pressão adequada para transporte e armazenamento (> 100 bar). Exceto por uma pequena parte do CO_2 reutilizado para outra indústria, como para bebidas, produção de alimentos e agricultura, o gás carbônico concentrado é normalmente injetado em um aqüífero salino ou em reservas de petróleo e gás empobrecidas para seu sequestro (ARAÚJO et al., 2016; LUO, 2016). No caso de captura de CO_2 em instalações *offshore*, o principal destino da corrente rica em CO_2 é a reinjeção visando a recuperação avançada de petróleo (*Enhanced Oil Recovery* ou EOR) (ARAÚJO et al., 2016; GOZALPOUR et al., 2005).

Ainda em 1996, o uso de captura de CO_2 e seu armazenamento foi aplicado pela primeira vez em escala comercial em uma plataforma do campo de Sleipner, na Noruega, pela empresa petrolífera Statoil (EQUINOR, 2018). Em 2015, a *International Energy Agency* destacou a existência de quinze projetos de CCS operando em larga-escala, com a expectativa de sete novas plantas até 2018 (IEA, 2015a). A tecnologia CCS promete desempenhar papel essencial para mitigação das emissões de CO_2, tendo-se a previsão de contabilizar 13% de redução de emissões acumulativas entre 2015 e 2050 no setor energético, como pode ser observado na Figura 2.14 (IEA, 2015b). Apesar de dados mais recentes apresentarem uma redução da previsão da participação da tecnologia CCS para 12% (IEA, 2016), ainda assim destaca-se o peso desta alternativa para diminuição das emissões de GEE.

2.3.2 Captura de Carbono

Aproximadamente 70-80% do custo total da tecnologia CCS está vinculado à captura de CO_2, isto é, sua separação dos gases exaustos. Logo, a tecnologia utilizada na captura de CO_2 implica diretamente na penalidade econômica que o CCS apresenta para o processo (ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017). Para o caso de geração de energia elétrica a partir de combustíveis fósseis, existem três rotas principais para a captura de gás carbônico: pré-

combustão, pós-combustão e oxi-combustão (KANNICHE et al., 2010).

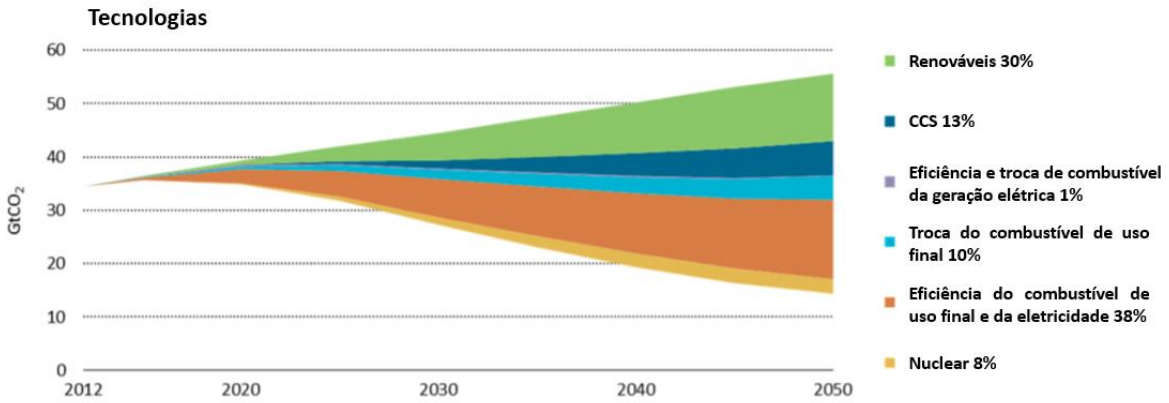

Figura 2.14: Principais tecnologias para redução de emissões de CO_2
Fonte: Adaptado de International Energy Agency (IEA), 2015b

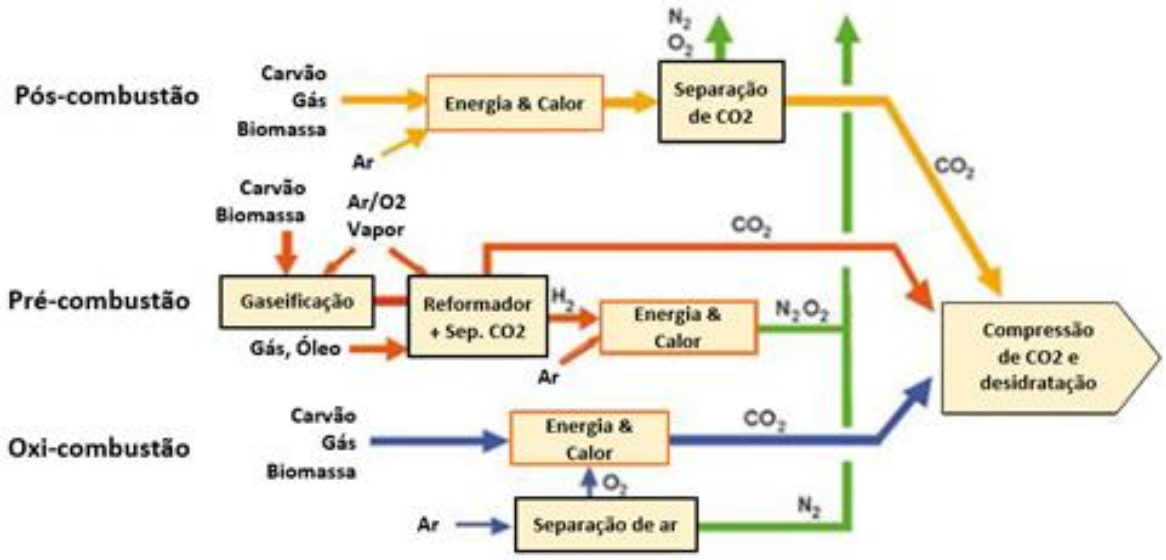

Figura 2.15: Rotas tecnológicas de captura de CO_2
Fonte: Adaptado de Intergovernmental Panel on Climate Change, 2005

A rota de pré-combustão consiste na remoção de CO_2 anteriormente à queima do combustível para geração elétrica (KANNICHE et al., 2010). No caso de gás natural como combustível, o mesmo reage com vapor e ar ou oxigênio para produção de gás de síntese, que consiste na mistura de hidrogênio e monóxido de carbono. Através de um reator de Shift, então, o CO é convertido a CO_2, sendo este último então capturado por processos como absorção, adsorção, membranas ou destilação criogênica. O hidrogênio, então, é utilizado para geração de eletricidade e de calor (WINDÉN et al., 2011; LUO, 2016). A rota pós-combustão compreende a separação de CO_2 após a queima do combustível fóssil, usando tecnologias de

captura semelhantes às citadas anteriormente (KANNICHE et al., 2010). A oxi-combustão consiste na utilização de oxigênio puro para a combustão, gerando um gás exausto rico em CO_2 (aproximadamente 80%). Esse gás exausto pode ser resfriado para condensar e separar vapor d'água, gerando uma corrente de até 98% de CO_2 (WINDÉN et al., 2011; LUO, 2016).

Ambas as rotas de pré-combustão e oxi-combustão estão ainda em desenvolvimento tecnológico, enquanto a via de pós-combustão já é utilizada comercialmente, apresentando menor risco de aplicação quando comparada às outras duas tecnologias (KANNICHE et al., 2010; IPCC, 2005). Além disso, também é importante considerar as penalidades energéticas, os custos associados a cada sistema e a aplicação específica a qual se destina.

Para o contexto deste estudo, com a finalidade de captura de CO_2 de gás exausto, enfoca-se a via de pós-combustão. Diferentes tecnologias são aplicadas para a captura de CO_2, mas algumas dessas se destacam pela sua difusão e maturidade, além de apresentarem projetos de grande escala ou escala comercial, como a absorção química, absorção física e permeação por membranas (ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017). Outras tecnologias, como o separador supersônico e os processos híbridos, apresentam menor maturidade tecnológica, e estão sendo expressivamente estudados na literatura mais recentemente (HAMMER et al., 2014; ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017; ARINELLI et al., 2017). A aplicação de cada processo irá depender de parâmetros específicos, como vazão e composição de gás exausto, *footprint* disponível, energia e/ou carga térmica disponível do processo, limites de peso e altura, dentre outros.

Para o uso em gás exausto, as tecnologias de absorção química e física são as mais indicadas, sendo adequadas para condições de baixa pressão parcial de CO_2 e altas vazões, como é o caso da pós-combustão (ROCHELLE, 2009; OLAJIRE, 2010; LEUNG et al., 2014; ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017). Ambas as tecnologias se apresentam como maduras no processamento de gás natural e mais viáveis para aplicação comercial na pós-combustão, tendo grande disponibilidade e experiência adquirida através de múltiplas aplicações industriais anteriores, além de boa eficiência de captura (ROCHELLE, 2009; WINDÉN et al., 2011; ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017).

A absorção química baseia-se em reações de neutralização ácido-base, em que o CO_2 reage com solventes alcalinos formando compostos intermediários de fracas ligações. Estes compostos são degradados por aplicação de calor, regenerando o solvente original e produzindo uma corrente concentrada em CO_2 (OLAJIRE, 2010; LEUNG et al., 2014). A absorção física de gases ácidos é baseada na solubilidade do CO_2 no solvente empregado, sendo dependente da temperatura e da pressão parcial do CO_2 na corrente de processo. A regeneração do solvente se dá pelo desfavorecimento da solubilidade do CO_2 (OLAJIRE, 2010).

Dentre as desvantagens dessas tecnologias, destacam-se as altas razões de captura (quantidade de solvente necessária para capturar certa quantidade de CO_2) e de calor (quantidade de calor necessária para regeneração) para a absorção química e a baixa seletividade para a absorção física (OLAJIRE, 2010; LEUNG et al., 2014; ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017). Menores razões de captura e de calor no processo de absorção química podem ser atingidas pelo uso de solventes mais complexos e de maior estabilidade, como MDEA com piperazina (CLOSMANN et al., 2009). Ademais, a alta carga energética requerida pode ser suprida pela planta termelétrica acoplada (HETLAND et al., 2009; BILIYOK et al., 2015; NORD et al., 2017). Kanniche et al. (2010) ressaltam ainda que a tecnologia de absorção química se encontra mais adaptada ao processo de captura pós-combustão, em comparação com as demais.

Além disso, diversos trabalhos indicam o principal uso da absorção química para capturar o CO_2 dos gases exaustos de ciclos de geração elétrica em instalações *offshore* (NORD et al., 2017; BILIYOK et al., 2015; HETLAND et al., 2009). Destaca-se, ainda, o excedente de energia térmica nas FPSOs do pré-sal, o que favorece a adoção de captura por absorção química (ARAÚO et al., 2016). Assim, foi definida a absorção química como a tecnologia a ser utilizada para a captura de CO_2 neste estudo, que foca no processo de absorção química com aminas para captura de CO_2 de gases exaustos de turbinas *offshore*. Especificamente, o estudo aborda a captura de CO_2 de gases exaustos na geração de energia em unidades de produção do Pré-Sal, sendo o gás capturado utilizado para recuperação avançada de petróleo (CO_2-EOR).

2.3.3 Absorção por aminas

A absorção com solução de aminas constitui-se do processo mais tradicional para remoção de CO_2 e H_2S (ROCHELLE, 2009; OLAJIRE, 2010; YU et al., 2012). As aminas mais utilizadas como solventes são as alcanolaminas, como a monoetanolamina (MEA), a dietanolamina (DEA) e a metildietanolamina (MDEA); o uso de 1-amino-2-propanol (AMP) também é altamente investigado (YU et al., 2012; DE MEDEIROS et al., 2013a, 2013b; ARAÚJO et al, 2014).

A MEA foi a primeira alcanolamina a ser utilizada no tratamento de gases ácidos, sendo seu processo pouco modificado ao longo dos últimos 60 anos (OLAJIRE, 2010). Por ser uma amina primária de baixo peso molecular, a MEA é a mais reativa, volátil e corrosiva dentre as outras aminas citadas anteriormente (ARAÚJO et al., 2014; DE MEDEIROS et al., 2013a, 2013b). Logo, ela é usualmente utilizada em baixas concentrações, sendo, em geral, entre 20% a 30% em massa (ROCHELLE, 2009; ARAÚJO et al., 2014). Sendo mais volátil, a MEA

costuma apresentar maiores perdas por vaporização, demandando uma maior reposição de solvente no processo. Entretanto, isto é compensado por seu menor custo em comparação com as aminas secundárias e terciárias (ROCHELLE, 2009). Sendo uma amina primária, a MEA forma ligações mais fortes com os gases ácidos do que as outras aminas, resultando numa maior carga energética necessária para regenerar o solvente (OLAJIRE, 2010; SILVA, 2014). Ademais, a MEA apresenta uma baixa capacidade de captura de CO_2 por solvente utilizado (cerca de 0,5 mol CO_2/mol solvente) (OLAJIRE, 2010; YU et al., 2012). Por conta desses motivos, o uso de outros solventes tem sido investigado nos últimos anos (YU et al., 2012; ARAÚJO & DE MEDEIROS., 2017).

A DEA é uma amina que possui uma boa reatividade, corrosividade moderada, menor carga energética para regeneração em comparação a MEA, menor volatilidade e pode ser utilizada em maiores concentrações (ARAÚJO et al., 2014; SILVA, 2014). Sua maior concentração possibilita operar com uma maior razão molar de gás ácido e amina na corrente de fundo da absorvedora, possibilitando uma menor circulação de solução e, logo, um menor custo operacional. Ainda assim, a capacidade de captura de CO_2 por solvente utilizado se encontra de 0,5 a 1,0 mol CO_2/mol solvente (YU et al., 2012).

A MDEA se constitui de uma amina terciária que tem ganhado grande parte do mercado de tratamento de gases nos últimos anos. Entretanto, para o uso de absorção em CO_2, apresenta uma cinética mais lenta em relação às aminas primárias (HIKITA et al., 1979; BISHNOI & ROCHELLE, 2002). Como possui uma ligação mais fraca com os gases ácidos que as outras aminas, a MDEA necessita de menor calor para regeneração (ARAÚJO et al., 2014). Maiores concentrações de solução, chegando a 50% em massa e maior concentração de gases ácidos na corrente de fundo da absorvedora são utilizadas, permitindo uma menor circulação de solvente em relação às aminas primárias e secundárias (ARAÚJO et al., 2014; DE MEDEIROS et al., 2013a, 2013b; SILVA, 2014). Apesar do maior valor de compra em relação à MEA, a MDEA apresenta menor volatilidade, tendo menor perda por vaporização dentre as três, além de maior capacidade de captura de CO_2 por solvente utilizado, com cerca de 1,0 mol CO_2/mol solvente (ROCHELLE, 2009; YU et al, 2012; ARAÚJO et al., 2014).

Devido a várias propriedades e vantagens das aminas primárias, secundárias e terciárias, vem sido proposta a combinação de aminas a fim de aumentar a eficiência de captura de CO_2 e reduzir o custo de regeneração (CLOSMANN, 2009; YU et al., 2012). A piperazina (PZ), por exemplo, é uma diamina cíclica que também tem sido utilizada para promover a captura de CO_2, tendo uma rápida formação de carbamato através da reação com o CO_2 (FREEMAN et al., 2010; LEUNG et al., 2014). É recorrente o uso de piperazina em conjunto com outras

aminas, em especial a MDEA, permitindo a obtenção de correntes de gás pobre com menores concentrações de CO_2 (CLOSMANN, 2009; SILVA, 2014; ARAÚJO et al., 2016; ARINELLI et al., 2017). A piperazina atua como ativador de absorção cinética, compensando a falta de reatividade da MDEA (KANNICHE et al., 2010). O conjunto MDEA/PZ vem sendo utilizado com sucesso durante anos na indústria de gás natural para a remoção de gases ácidos (CLOSMANN, 2009).

O processo de captura por absorção química possui duas etapas principais: a absorção e a regeneração. O gás rico em CO_2 é alimentado no fundo de uma torre absorvedora, onde escoa em contracorrente com a solução pobre de amina (pouco CO_2), descendente, devidamente regenerada, ocorrendo a remoção de CO_2. O gás tratado (gás pobre) sai pelo topo da absorvedora, enquanto que a amina rica em CO_2 sai pelo fundo da absorvedora (OLAJIRE, 2010). A absorção é favorecida por baixas temperaturas e maiores pressões (ARAÚJO et al., 2014). Usualmente, utilizam-se colunas empacotadas para as absorvedoras, principalmente quando acopladas à plantas termelétricas (ROCHELLE, 2009; OLAJIRE, 2010).

O gás pobre obtido no topo da absorvedora pode carrear água e amina. Logo, ele poderá passar por uma coluna desumidificadora ou um lavador de gás, a fim de eliminar substâncias indesejadas, dependendo da finalidade do gás em questão. Acoplado a plantas termelétricas, o gás pobre é emitido diretamente para a atmosfera (HETLAND et al., 2009; BILIYOK et al., 2015; NORD et al., 2017).

A amina rica é alimentada na coluna regeneradora a fim de recuperar o solvente utilizado (OLAJIRE, 2010). A regeneração do solvente é favorecida por baixas pressões e maiores temperaturas, respeitando-se o limite apresentado pela temperatura de degradação da amina aplicada (ARAÚJO et al., 2014). A temperatura do refervedor varia de acordo com o solvente em questão, uma vez que as aminas possuem diferentes temperaturas de degradação. Em geral, utiliza-se de 100-120 °C para solventes mais facilmente degradáveis, como a MEA e cerca de 120-130 °C para solventes mais resistentes a degradação, como MDEA/PZ (ROCHELLE, 2009; ARAÚJO et al., 2016). A amina pobre obtida no fundo da torre regeneradora troca calor com a amina rica proveniente da torre absorvedora em trocador de integração energética. A amina pobre regenerada necessita de resfriamento antes de adentrar no topo da absorvedora (OLAJIRE, 2010). Devido a perdas, pode se fazer necessário adicionar um *makeup* de água e/ou solvente (SILVA, 2014). A Figura 2.16 apresenta um fluxograma simplificado do processo.

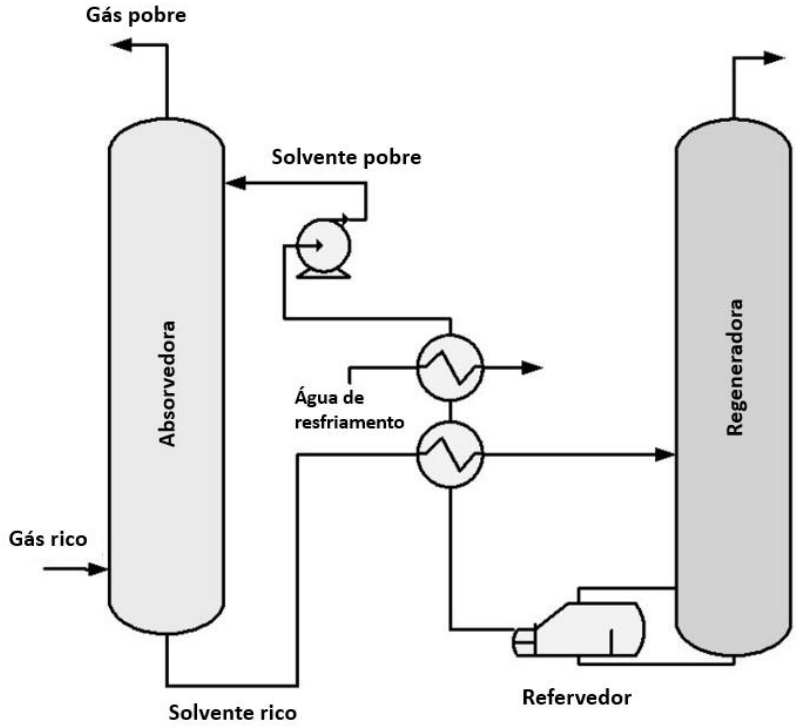

Figura 2.16: Fluxograma típico de absorção de gases ácidos por aminas
Fonte: Adaptado de Araújo et al., 2014

Por envolver uma ligação química entre o solvente em questão e o CO_2, este processo apresenta boa seletividade, tendo grande eficiência de remoção (WINDÉN et al., 2014; ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017). Entretanto, devido a esta maior força de ligação entre o solvente e o CO_2, é necessária uma maior carga térmica na regeneração do solvente em relação às demais tecnologias. No entanto, a alta taxa de absorção de CO_2 em comparação com a alcançada atualmente por outras técnicas pode compensar esse problema (WINDÉN et al., 2014). Em geral, a absorção química é indicada para casos de baixa concentração de CO_2 na corrente de gás a ser tratado. Além da alta taxa de absorção de CO_2, que está relacionada também a alta seletividade entre CO_2 e CH_4, a absorção por aminas apresenta como vantagem a pouca perda de hidrocarbonetos e a ampla faixa de pressão de operação, podendo ir de 1 a 120 bar (DE MEDEIROS et al., 2013a, 2013b; ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017).

Quando integrada a um sistema de geração de energia, a alta carga de calor requerida para regeneração pode ser fornecida pela integração energética deste sistema à planta de captura (AL-MAMOORI et al, 2017). Para um ciclo a gás simples, os gases exaustos com alta temperatura podem fornecer energia para aquecer o vapor do refervedor. Já no caso de um ciclo combinado, conforme abordado na Seção 2.1.2, um vapor quente para aquecer o refervedor pode ser alcançado aumentando a pressão de saída da turbina a vapor, conhecida como contrapressão, ou usando uma turbina a vapor de extração, que permite uma extração parcial de

vapor a temperatura e pressão mais altas do que a corrente de saída da turbina. Ambas as configurações reduzem o potencial do ciclo de vapor de geração de energia, uma vez que uma menor pressão de saída da turbina, bem como um maior fluxo de vapor através da turbina, promove uma maior geração de energia. Uma configuração de contrapressão suprime um potencial de geração de energia maior quando comparado a de extração. No entanto, a primeira é preferida para aplicação em instalações *offshore*, exibindo menor peso do que a turbina vapor de extração (FØLGESVOLD et al., 2017; NORD et al., 2017).

A penalidade energética para integração da geração elétrica à captura por aminas apresenta diferentes valores na literatura. Para a organização Intergovernmental Panel on Climate Change, uma planta de ciclo combinado movida a gás natural, por exemplo, apresentaria uma perda energética de 11-22% com a inserção de captura (IPCC, 2005). Já Araújo e De Medeiros (2017) apresentaram a faixa típica de penalidade energética de 10-30% para integração de ciclos termelétricos a planta de captura por absorção química. Kvamsdal et al. (2007) chegaram a um valor médio de 48% para eficiência de um sistema termelétrico de ciclo combinado acoplado a uma captura por aminas em relação ao poder calorífico do combustível utilizado. Entretanto, nesses trabalhos não é indicado se tais valores contabilizam apenas a demanda energética da captura ou também apresentam a penalidade do ciclo de compressão de CO_2 acoplado. Em um estudo mais recente, no entanto, Kvamsdal et al. (2010) calcularam a penalidade energética da captura por aminas juntamente com a etapa de compressão de CO_2, contabilizando 9% de redução de energia gerada para esse sistema.

2.3.4 Recuperação avançada de petróleo com CO_2

Após a captura, a corrente rica em CO_2 é comprimida a altas pressões e pode ser utilizada para fins de recuperação avançada de petróleo (EOR). A EOR tem sido um dos principais impulsionadores de muitos projetos iniciais de CCS, fornecendo um fluxo de receita para o CO_2 capturado (IEA, 2015a).

A recuperação avançada de petróleo se constitui do aumento da pressão no poço através da injeção de fluidos, gases ou produtos químicos, aumentando a sua produtividade e a vida útil (LEUNG et al., 2014; IEA, 2015a, REIS et al., 2017). Para reinjeção com fins de recuperação avançada, a corrente rica em CO_2 deve ser comprimida até 300 bar ou mais (ARAÚJO et al., 2016). A injeção de CO_2 é benéfica para diminuir a viscosidade e a densidade do óleo, uma vez que óleo e CO_2 são miscíveis, melhorando a fluidez e aumentando a sua elevação (GLOBAL CCS INSTITUTE, 2013; ARAÚJO et al., 2016; LUU et al., 2016). A maioria do gás injetado permanece no reservatório e a porção que reaparece com o óleo produzido é separada do óleo

e reintroduzida em um circuito fechado (IEA, 2015a).

A recuperação avançada de petróleo com injeção de CO_2 (CO_2-EOR) é considerada um mercado maduro, que vem sendo aplicado há mais de 40 anos (IPCC, 2005; GLOBAL CCS INSTITUTE, 2013). Em casos de remoção *offshore* de CO_2 do gás natural, a CO_2-EOR é o principal destino utilizado. (ARAÚJO et al., 2016). CO_2-EOR permite recuperação de óleo em valores entre 1 a 3 bbl de óleo por tonelada de CO_2 injetado, aumentando assim a vida útil dos reservatórios (ARAÚJO et al., 2016; LUU et al., 2016). O uso prematuro de CO_2-EOR em água ultra profunda, como no caso observado para o campo brasileiro de pré-sal de Lula, é demonstrado como melhor do ponto de vista de viabilidade econômica e de capacidade de armazenamento de CO_2 (MALONE et al., 2014).

Destaca-se também o potencial do CO_2-EOR para expansão de uso para fins de mudança climática, combinando-o com o sequestro de CO_2 (IEA, 2015a). Estima-se que 60% do CO_2 injetado podem ser permanentemente armazenados no reservatório (GOZALPOUR et al., 2005). A combinação de EOR com sequestro de CO_2 tem estimativa de armazenar cerca de 240 Gt de CO_2, enquanto apresenta o potencial de elevar a produção global de óleo em 375 bilhões de barris até 2050 (IEA, 2015a).

2.3.5 Captura de carbono em instalações *offshore*

Além de questões como maturidade de tecnologia, eficiência de separação e consumo de energia, a escolha do processo específico para a separação de dióxido de carbono em geração elétrica *offshore* possui grande vínculo com o *footprint* e pesos ocupados, uma vez que as plataformas possuem tamanhos limitados e seu maior uso implica na redução de produção de óleo, seu produto principal. Na literatura, foram encontrados trabalhos que integram geração termelétrica a partir de gás natural em instalações *offshore* associada a implementação de CCS pós-combustão, destacando-se os trabalhos de Hetland et al. (2009), Hammer et al. (2014), Windén et al. (2014) e Nord et al. (2017).

Hetland et al (2009) apresentaram a integração de um processo de captura e sequestro de carbono pós-combustão associado ao conceito de geração elétrica *offshore* por ciclos combinados desenvolvido pela Sevan Marine e pela Siemens, conhecido como Sevan GTW (*gas-to-wire*), abordado na Seção 2.2.4. O foco da pesquisa foi desenvolver um projeto conceitual otimizado considerando as restrições estruturais e avaliar a eficiência da unidade de captura em consideração ao comportamento dinâmico induzido pelo mar na absorvedora e na regeneradora. O sistema de captura utilizado constitui-se, então, de absorção química com aminas (30% MEA), sendo quatro absorvedoras e uma regeneradora, em conceito modular,

sendo projetado de forma a ter uma taxa de captura de 90% do CO_2. A planta incluindo CCS resultou numa eficiência de 45%, correspondendo a 450 MW líquidos gerados, uma penalidade de 90 MW líquidos em comparação com a planta sem CCS. A perda de potência deve-se à extração de vapor para aquecimento do refervedor da regeneradora e a energia demandada pelos compressores de CO_2, ventilação do gás exausto e bombas (HETLAND et al., 2009).

Nord et al (2017) também apresentam uma planta de CCS por absorção com aminas (30% MEA) integrada à geração elétrica *offshore* de ciclo combinado, agora em plataformas de óleo e gás. O foco dos autores foi avaliar três configurações de ciclo a vapor para prover energia e calor para o sistema de CCS pós-combustão. A primeira configuração consiste no ciclo a vapor baseado em uma turbina a vapor de extração produzindo vapor suficiente para o refervedor e potência máxima, mantendo juntamente uma baixa relação peso/potência. A segunda configuração baseia-se em um ciclo de vapor com uma turbina a vapor de contrapressão produzindo vapor suficiente para o sistema de captura de CO_2, enquanto produz parte da energia, mantendo um baixo peso. Já a terceira configuração consiste em um ciclo a vapor com um HRSG autônomo (sem turbina a vapor) produzindo calor máximo para o processo, mantendo uma relação peso/calor baixa. A taxa de captura de CO_2 foi de 90%. As duas primeiras configurações, com turbinas a vapor, resultaram na disponibilidade de todo calor e energia necessários ao sistema CCS, porém a segunda configuração (contrapressão) apresentou uma redução de cerca de 14% em peso em comparação com a primeira (extração). Entretanto, apesar do menor peso, ela também apresenta uma redução de cerca de 65% de energia produzida em comparação com a primeira configuração. Logo, deve-se avaliar o *trade-off* desta escolha. Para os autores, a configuração do ciclo a vapor com uma turbina a vapor de contrapressão deve ser selecionada (NORD et al., 2017).

Hammer et al (2014) avaliaram a captura e sequestro de CO_2 de gás exausto de turbina a gás em instalações de óleo e gás *offshore*, porém utilizando separador supersônico como processo de captura. Os autores reinvidicam que os separadores supersônicos se tornam uma alternativa atrativa para casos *offshore* devido aos seus baixos peso e espaço ocupados. O modelo conta ainda com um ciclone posterior à separação pelo supersônico. Foi considerada uma taxa de captura de 90% de CO_2 e três diferentes arranjos de processo foram analisados. Como resultado, os autores destacam que a a pressão de captura ideal encontrada varia entre 2,47 kPa e 4,88 kPa, enquanto a área de captura varia de 0,77 a 1,40 m^2. Para a potência gasta no processo, o total variou de 4-6,5 MW dependendo da configuração. Logo, a penalidade de eficiência do separador supersônico se compara favoravelmente ao de um processo MEA pós-combustão onde a penalidade está na faixa de 4,5-5 MW. No entanto, o processo MEA requer

vapor e, portanto, um HRSG deve ser instalado a jusante da turbina a gás para gerá-lo, fazendo com o que o *footprint* deste processo seja bem maior que o baseado em separador supersônico (HAMMER et al., 2013). Um melhor detalhamento acerca de separadores supersônicos é apresentado no Apêndice A2.

Windén et al (2014), por sua vez, investigaram a integração do processo de CCS à geração termelétrica *offshore* sob ponto de vista econômico. Para tal, estabelece um projeto geral denominado de OTPPC – *Offshore Thermal Power Plant with CCS*. De acordo com os autores, o processo de seleção de projeto mais específico pode diferir dependendo da motivação para implementar um OTPPC. Três objetivos fixos podem ser distinguidos: produção de energia, exploração e armazenamento de CO_2. No caso do local do campo de gás explorado ser fixo, como é o caso deste estudo, o local irá determinar a capacidade do campo e a distância para a costa. Assim, a configuração da OTPPC, o sistema de transmissão da eletricidade produzida e o processo CCS devem se ajustar aos parâmetros fixos e entre eles, conforme apresentado na Figura 2.17 (WINDÉN et al, 2014). Um estudo de caso foi então realizado para demonstrar a aplicação de OTPPC e a relação custo-eficiência deste conceito é avaliada pelo cálculo do custo de energia nivelado (LCOE, *Levelized Cost of Energy*) para a tecnologia OTPPC em comparação ao CCS convencional aplicado em usina *onshore*. Foi escolhida uma planta com quatro blocos de ciclo combinado com duas turbinas a gás e uma a vapor, cada um gerando 135 MW de energia. O sistema de captura de carbono assumido foi baseado no trabalho de Hetland et al (2009). São assumidas perdas energéticas com a inserção de sistemas purificadores de NOx e SOx, processamento do gás, captura e compressão de CO_2 e sistema de transmissão de eletricidade, tendo um total de 20,7% de redução. Logo, a energia gerada passa de 540 MW brutos para 430 MW líquidos (WINDÉN et al., 2014).

É importante notar que os estudos de Hetland et al. (2009), Hammer et al. (2014), Windén et al. (2014) e Nord et al. (2017) consideram apenas a utilização do captura para pós-combustão, uma vez que o gás natural utilizado como combustível não possui altos valores percentuais de CO_2. No entanto, no caso específico do gás associado gerado no pré-sal, que apresenta altos níveis de CO_2, chegando a estimativa de cerca de 45% molar para o do campo de Libra, já se faz necessária uma redução parcial deste CO_2 do gás natural anteriormente à entrada na turbina a gás, uma vez que a maior concentração deste no gás diminui o seu poder calorífico e, portanto, sua capacidade de geração de energia (ARINELLI et al., 2017; ARAÚJO et al., 2016; PPSSA, 2015). Assim, foram analisados na literatura trabalhos que apresentem processamento de gás natural rico em CO_2 visando a captura e redução do teor deste, ao menos até um nível aceitável para que depois seja possível haver uma posterior queima do gás natural

em turbinas.

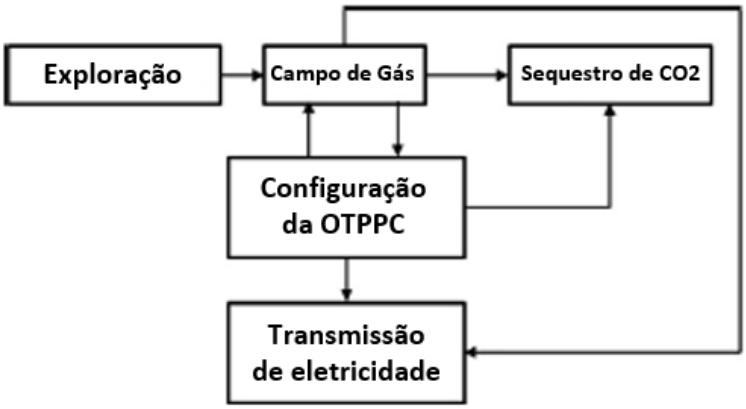

Figura 2.17: Seleção de design com campo de exploração de gás fixo
Fonte: Adaptado de WINDÉN et al., 2014

Pinto et al. (2014) avaliaram a redução de CO_2 presente em uma corrente de gás associado de 50% molar em CO_2 de um poço de águas profundas com uma RGO de 500 m^3/m^3, condições bem similares aos poços estimados em Libra. O processo escolhido pelos autores para separação de CO_2 foi o de permeação do gás por membranas com apenas um estágio. Nesta situação, apenas 27% de gás tratado com 3% molar de CO_2 seria disponibilizado para exportação após tratamento com membranas. Esse número já considera gás reinjetado, gás consumido para geração de energia e convertido a condensados. Em contrapartida, os autores avaliam também a não separação de CO_2, tendo a total reinjeção do gás retirado na produção do óleo. Os resultados mostraram que o processo de captura e compressão de CO_2 representou um percentual de 17% do peso total utilizado em toda FPSO. Foi avaliado também o limite de óleo produzido ao se inserir ou não uma unidade de remoção de CO_2, considerado o máximo *footprint* e peso disponível na FPSO (até alcançar 100% da área do *deck* disponível e 25 kt) e a máxima demanda de energia para os compressores, uma vez que as membranas operam por diferença de pressão (limitado a 100 MW a ser produzido por queima do gás em FPSO). Assim, Pinto et al. (2014) concluíram que, para a planta de CCS com membranas, a capacidade de produção de óleo estaria limitada a 100 kbpd, enquanto que com reinjeção total do gás produzido, o limite é de 150 kbpd (PINTO et al., 2014). Destaca-se que o termo CCS está aplicado no contexto de processamento de gás natural, para reduzir a concentração de CO_2 no gás exportado, destinando o CO_2 removido para EOR. Não é tratado pelos autores a captura de CO_2 de gases exaustos.

Araújo et al. (2016) realizaram uma análise comparativa entre diferentes tecnologias e

combinação entre elas (processos ditos híbridos) para redução do percentual de CO_2 em correntes com 10%, 30% e 50% molar CO_2 para uma vazão de gás de entrada de 6 milhões m^3/dia, o que corresponde a uma RGO de 250 m^3/m^3 (PINTO et al., 2014). No trabalho, as análises foram realizadas considerando questões técnicas, econômicas e ambientais, além do destino do CO_2 para EOR. Foram seis os cenários avaliados para captura de carbono: membranas, absorção física com carbonato de propileno, absorção química com MDEA+piperazina, dois estágios com membranas, absorção física+membranas e membranas+absorção química, sendo os dois últimos com a ordem de processo conforme mencionado. As análises foram principalmente baseadas em consumo de energia pela unidade, *footprint* requerido, razão de CO_2 emitido por CO_2 injetado, perda de hidrocarbonetos pela unidade. Segundo os autores, a absorção física e seus híbridos são altamente não recomendados para o cenário avaliado, apresentando resultados bem inferiores em comparação com as demais configurações. A configuração de membrana em dois estágios também não é recomendada para uso em FPSO uma vez que exige um alto valor de potência (ARAÚJO et al., 2016). Araújo et al. (2016) ainda apresentaram uma tabela sumarizando certos parâmetros de 23 plataformas FPSO utilizadas no pré-sal, na qual 19 dessas apresentaram tecnologia de membranas *topside* para separação de CO_2 para reinjeção. Apesar de se haver um consenso geral de que a utilização de membranas é uma solução de menor *footprint*, a análise realizada pelos autores indicou que, para as condições adotadas, a absorção química se apresenta como mais favorável neste quesito (ARAÚJO et al., 2016) devido à disponibilidade de energia térmica nas FPSOs do pré-sal.

Por fim, Arinelli et al. (2017) analisaram o uso de separador supersônico para processamento de gás natural rico em CO_2 (~44% molar). Tal estudo foi fundamental para motivação deste trabalho, conforme apresentado no Capítulo 1. O supersônico seria capaz de ajustar, simultaneamente, o ponto de orvalho da água (WDPA) e dos hidrocarbonetos (HDPA), além de reduzir o teor de CO_2. A análise foi realizada em comparação com outras tecnologias mais difundidas para tais objetivos: absorção com TEG, expansão Joule-Thomson e permeação em membranas, respectivamente. Considerando a qualidade final do gás em termos de WDPA, HPDA e $\%CO_2$, a melhor configuração do processo encontrada foi o híbrido do supersônico para WDPA e HDPA com membranas para remoção de CO_2, tendo baixo *footprint* e menor demanda de energia (-6,9%) em relação ao sistema convencional (TEG+Joule-Thomson+Membranas). Quando usado com enfoque na remoção de CO_2 para a corrente analisada, o supersônico foi capaz de capturar 71%, indo, a corrente, de 44% para 21,85% molar em CO_2. Esta limitação está relacionada ao fato de que uma maior remoção de CO_2 resultaria em atingir condições críticas que provocam o congelamento deste, o que, para grandes

quantidades de captura, poderiam provocar entupimento no equipamento. Embora este valor seja menor do que obtido pelo método clássico com membranas (remoção até 15% molar na corrente), a redução de CO_2 utilizando supersônico é uma opção interessante para redirecionar a corrente produto da unidade para queima em turbinas a gás, que costumam suportar até cerca de 20% de CO_2 na corrente de entrada. Ademais, o CO_2 é retirado do supersônico no estado líquido, podendo ser bombeado, o que corresponderia a uma redução de 44% na potência exigida para separação e injeção de CO_2 como fluido EOR (ARINELLI et al., 2017).

3 ESTUDOS DE CASO: PLANTAS TERMELÉTRICAS *OFFSHORE*

Este capítulo descreve a metodologia e os resultados das simulações dos processos de termelétrica com ciclo simples ou ciclo combinado no simulador Aspen HYSYS considerando as limitações associadas à geração *offshore* em plataformas. Para tal, foram definidas as bases dos processos, como a composição do gás natural de entrada da planta, a turbina a ser utilizada no ciclo a gás, as configurações das plantas a serem avaliadas, as premissas adotadas, e os parâmetros para o sistema de recuperação de calor e geração de vapor no caso de haver ciclo a vapor.

Sendo as variáveis passíveis de serem obtidas diretamente pelas simulações para as diferentes configurações de plantas de geração termelétricas analisadas, como potência líquida gerada, eficiência total da planta e emissão de CO_2 por potência produzida, foi avaliado o peso e o *footprint* aproximado requerido para cada uma dessas configurações com base em resultados reportados na literatura para configurações similares.

3.1 Bases de projeto

3.1.1 Simulação no *software* Aspen HYSYS

Os balanços de massa e energia das configurações avaliadas foram resolvidos com o simulador comercial Aspen HYSYS (ASPENTECH Inc, 2018). Esse simulador possui na sua biblioteca de operações unitárias modelos de equipamentos industriais, como trocadores de calor, colunas de destilação, vasos separadores, compressores e expansores, dentre outros, utilizados na simulação das plantas. Os cálculos das propriedades das correntes e das condições de equilíbrio para a simulação dos ciclos termelétricos empregou o uso do pacote termodinâmico Peng-Robinson, recomendado para uso de simulações contendo hidrocarbonetos.

3.1.2 Seleção de turbina a gás e especificações

As turbinas a gás industriais apresentam uma maior capacidade de geração que as aeroderivadas, além de uma maior temperatura do gás exausto, permitindo maior geração de potência em um possível ciclo a vapor combinado ao ciclo a gás. Entretanto, apesar dessas vantagens, as turbinas a gás industriais possuem problemas associados ao seu uso *offshore*. Angays et al. (2013) evidenciaram esses problemas citando que não haviam referências para

uso *offshore* de turbinas a gás industriais: a manutenção de tais turbinas tem dificuldade elevada quando em plataformas devido a seus pesos e dimensões, o que faz com que seja necessário levá-las à costa para reparo ou que tenha-se um local apropriado na plataforma para tal, logo, no caso de uma necessidade de interrupção forçada da turbina, a produção elétrica será profundamente reduzida durante um período significativo de tempo. Além dessas questões, os principais aspectos favoráveis ao uso de turbinas a gás aeroderivadas em geração termelétrica *offshore* está em seus menores peso e *footprint* requeridos para uma mesma quantidade de potência, sendo então este tipo de turbina a gás predominante em plataformas.

Para selecionar o modelo específico da turbina a ser simulada, foi analisado o uso destas em plataformas brasileiras, principalmente já voltado às FPSOs do pré-sal, assim como os modelos destacados e simulados na literatura. No sumário sobre características das FPSOs brasileiras de águas ultra-profundas apresentado por Araújo et al. (2016), fica evidenciado o uso de turbinas a gás com geração de 30-35 MW cada. Na imprensa, é possível encontrar diversos registros do histórico do uso em plataformas brasileiras da família de turbinas GE LM2500, fornecida pela empresa norte-americana General Electric (ÉPOCA NEGÓCIOS, 2013; OFFSHORE ENERGY TODAY, 2013; PENN ENERGY, 2013). Em 2013, a própria General Electric destacou em seu portal de notícias a venda de turbinas de modelo GE LM2500+G4 para instalação em FPSOs do pré-sal (GENERAL ELECTRIC, 2013). De acordo com a própria fornecedora, os pacotes de turbinas a gás GE LM2500+G4 oferecem um peso reduzido e uma solução compacta para instalação em plataformas flutuantes. Esses pacotes são especificamente construídos para aplicações robustas *offshore* ou próximos a costa com todos os padrões da indústria de petróleo e gás necessários em termos de segurança, durabilidade e confiabilidade.

Também de acordo com fichas técnicas do produto, a GE LM2500+G4 possui um tempo relativamente baixo de *startup*, sendo de apenas 10 minutos, parâmetro que é importante ser de valor reduzido para aplicações de óleo e gás *offshore*, uma vez que a capacidade de processamento do gás associado, principalmente em casos de alta RGO, dita a capacidade de produção de óleo (GE POWER, 2016). O baixo tempo de *startup* da GE LM2500+G4 viabiliza, então, uma rápida resposta para redirecionamento para outra turbina a gás em caso de falha ou necessidade de reparo da que estiver em operação.

Os modelos da família GE LM2500 também são amplamente encontrados em publicações relacionadas a geração termelétrica *offshore* no mundo. Flatebø (2012), Nord & Bolland (2012, 2013), Bimüller & Nord (2015), Riboldi & Nord (2017) e Følgesvold (2017) são alguns exemplos de referências que utilizaram o modelo GE LM2500+G4 para simulação

de geração termelétrica *offshore*. Nessas referências, o *software* utilizado para a simulação foi o GTPRO, que já apresenta um conjunto de turbinas para serem simulados, inclusive a GE LM2500+G4, já contendo seus parâmetros. Por outro lado, o *software* para simulação utilizado neste projeto, Aspen HYSYS, não apresenta turbinas a gás em seu portfólio de equipamentos, necessitando simulá-la como um conjunto de equipamentos: compressor, reator representativo da câmara de combustão e exaustor. Logo, a necessidade de comparação com simulações já realizadas em GTPRO para validar a realizada no Aspen HYSYS possui grande importância e a possibilidade de fazer isto através do uso das referências citadas reforça a decisão de utilização da GE LM2500+G4 neste trabalho. Logo, o modelo de turbina a gás aeroderivada selecionado para ser simulado neste projeto foi o GE LM2500+G4 da General Electric, ilustrado na Figura 3.1.

Os parâmetros para GE LM2500+G4 apresentam leves variações dependendo da fonte selecionada, inclusive entre as fontes da própria fornecedora, General Electric. Infere-se que tais variações estariam relacionadas a atualizações do modelo ao longo dos anos. Flatebø (2012) apresenta a descrição e avaliação das simulações realizadas com a GE LM2500+G4 de forma mais completa dentre as referências citadas. Logo, seu trabalho foi escolhido para ser a principal base de comparação para este projeto e, então, foram utilizados os parâmetros de performance do fornecedor descritos por este autor, que foram retirados do catálogo de turbinas disponível no *software* GTPRO.

A Tabela 3.1 resume as principais características do equipamento. De acordo com fichas técnicas da empresa fornecedora, o modelo GE LM 2500+G4 possui 17 estágios de compressão sem *intercooler*. O grande número de estágios de compressão auxilia na maior eficiência desta etapa. Na simulação no Aspen HYSYS, os estágios de compressão são combinados em apenas um compressor com razão de compressão igual a 23. A eficiência do compressor foi ajustada para resultar na eficiência e na potência gerada requeridas, atentando ao fato de que a eficiência de compressores costuma estar próxima a 90%.

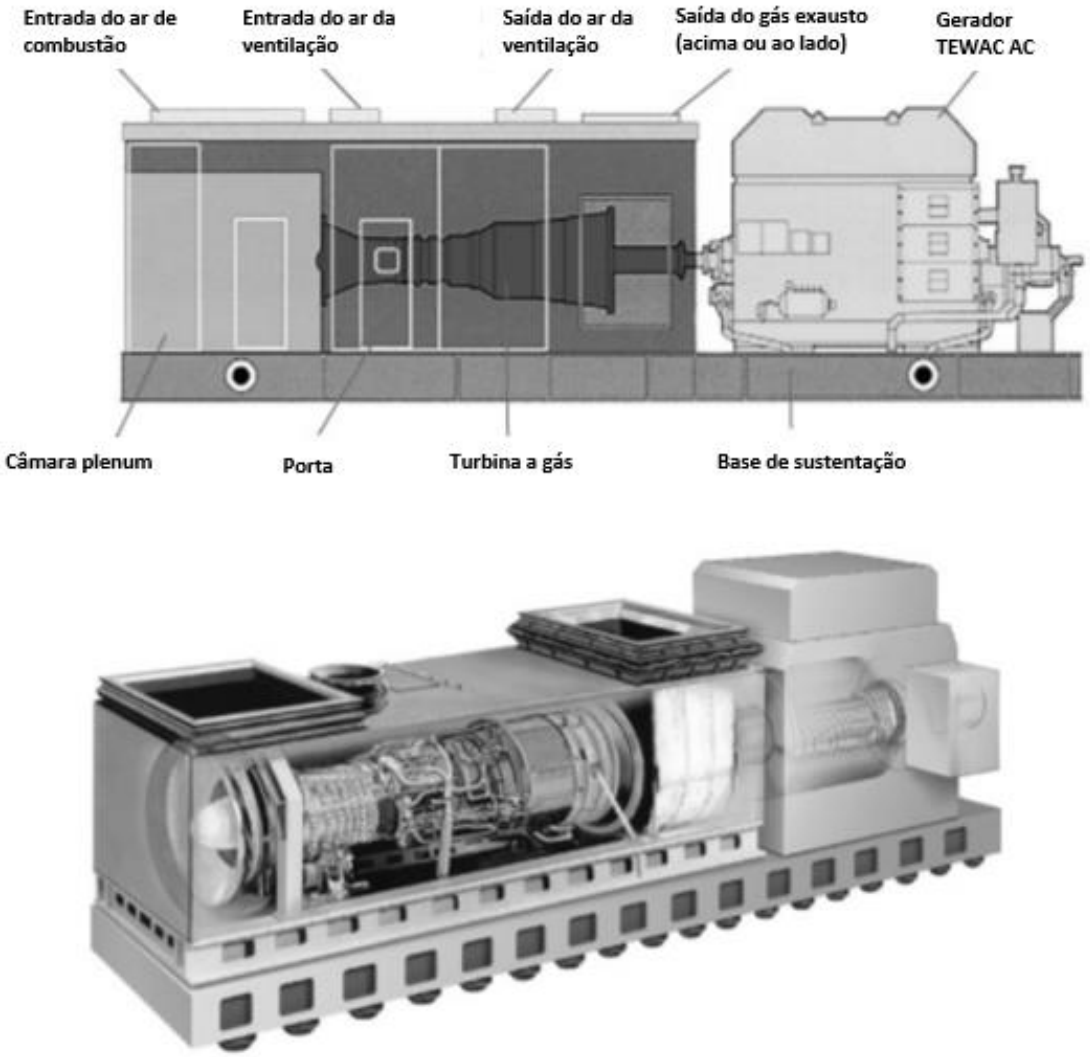

Figura 3.1: Pacote gerador da turbina a gás GE LM2500+G4
Fonte: Adaptado de GENERAL ELECTRIC, 2016

Tabela 3.1: Parâmetros de perfomance de capacidade total para GE LM2500+G4
Fonte: Adaptado de Flatebø (2012)

Modelo GE 2500+G4	
Potência líquida gerada (MW)	32,6
Eficiência - *Low heating value* (%)	38,3
Razão de calor - *Low heating value* (kJ/kWh)	9398
Razão de pressão	23,0
Vazão de gás exausto (kg/s)	90
Temperatura da entrada da turbina (°C)	1288
Temperatura do gás exausto (°C)	526

Para a simulação no Aspen HYSYS, a câmara de combustão foi representada por um reator de conversão, considerando 100% de conversão, reações estequiométricas e sem variação de pressão entre a entrada e a saída do reator. As reações consideradas no processo são apresentadas nas Equações 3.1.1 a 3.1.5.

$$CH_4 + 2\ O_2 \rightarrow CO_2 + 2\ H_2O \quad (3.1.1)$$

$$C_2H_6 + 3{,}5\ O_2 \rightarrow 2\ CO_2 + 3\ H_2O \quad (3.1.2)$$

$$C_3H_8 + 5\ O_2 \rightarrow 3\ CO_2 + 4\ H_2O \quad (3.1.3)$$

$$i - C_4H_{10} + 6{,}5\ O_2 \rightarrow 4\ CO_2 + 5\ H_2O \quad (3.1.4)$$

$$n - C_4H_{10} + 6{,}5\ O_2 \rightarrow 4\ CO_2 + 5\ H_2O \quad (3.1.5)$$

Da mesma forma, a eficiência do exaustor também foi ajustada para resultar na eficiência e na potência gerada requeridas, atentando ao fato de que a eficiência de exaustores serem usualmente entre 80-90% e dificilmente acima desta faixa. Outros parâmetros como vazão de combustível de entrada e vazão de ar de entrada foram ajustados de forma a darem resultados próximos aos parâmetros especificados na Tabela 3.1.

3.1.3 Especificações da corrente de GN tratado

A composição do gás natural a ser utilizado como combustível para a geração termelétrica foi baseada no trabalho de Arinelli et al. (2017), que aborda as especificidades do gás associado do campo de Libra – alto percentual de CO_2 e alta razão gás-óleo. Dentre as possíveis opções de pré-tratamento da corrente visando um menor percentual de CO_2 avaliadas pelos autores, foi escolhida para uso neste trabalho o separador supersônico, correspondendo a etapa de Processamento de GN ilustrada na Figura 2.17. Esta escolha teve em vista seus peso e tamanho reduzidos em comparação com as demais tecnologias, parâmetros essenciais para escolha de tecnologia a ser utilizada *offshore*. Como citado por Arinelli et al. (2017), apesar de não reduzir até 15% ou menos de CO_2 como as demais tecnologias, o supersônico é capaz de reduzir o percentual de CO_2 para cerca de 20%, sendo suficiente para uso dessa corrente para uma queima eficiente em turbinas a gás (ARINELLI et al., 2017). Logo, a corrente de gás utilizada como combustível possui os parâmetros listados na Tabela 3.2.

A pressão do gás natural na entrada na turbina a gás deve ser igual àquela do ar comprimido. Logo, para a turbina selecionada, GE LM2500+G4, a pressão do combustível deve ser em torno de 23 bar, que se constitui de um valor menor do que aquele encontrado para o

estado inicial do gás natural tratado. Assim, para ajuste de pressão, utiliza-se uma válvula despressurizadora.

Tabela 3.2: Composição e condições do gás natural tratado em supersônico
Fonte: Adaptado de ARINELLI et al. (2017)

Temperatura (°C)	25,0
Pressão (bar)	34,09
Composição (%molar)	
%CO_2	21,85
%CH_4	75,22
%C_2H_6	2,35
%C_3H_8	0,54
%i-C_4H_{10}	0,03
%C_4H_{10}	0,01

Com base no estudo de Flatebø (2012), a temperatura indicada do gás para entrada na turbina foi de 25 °C, assim como se encontra a corrente de gás natural tratado com o supersônico. Porém, com a despressurização e consequente queda de temperatura, foi avaliado o uso de um aquecedor na simulação, anterior à turbina. Foi analisada a influência da variação da temperatura na potência gerada, de forma a ser analisado a necessidade da inserção do equipamento e do uso de utilidades quentes.

3.1.4 Descrição do sistema de recuperação de calor e geração de vapor

Assim como as turbinas a gás, a tecnologia HRSG ou OTSG não está disponível como um equipamento específico na biblioteca de modelos do simulador Aspen HYSYS, diferentemente do que é observado no GTPRO de acordo com a literatura (FLATEBØ, 2012; NORD & BOLLAND, 2012, 2013; BIMÜLLER & NORD, 2015). Logo, para representá-la, foi necessária uma adaptação de equipamentos, baseada em fluxogramas de simulação de HRSG e OTSG em Aspen HYSYS, como o apresentado por Saddiq et al. (2015). O HRSG, tanto de duas pressões como o de tecnologia OTSG, foi representado pelo conjunto de um trocador de calor do tipo GNL e uma bomba. O uso desse tipo de trocador de calor é pelo fato de se poder inserir mais de duas correntes de entrada e mais de duas de saída, o que é necessário para o caso de HRSG de duas pressões.

Os parâmetros do ciclo a vapor também foram baseados, em sua maioria, calibrando-se

as variáveis do ciclo a gás para atingir os parâmetros, de temperatura e de vazão de gás exausto, explicitados por Flatebø (2012). Os parâmetros para queda de pressão para as correntes quentes e frias do OTSG foram especificados de acordo com o estudo de Følgesvold et al. (2017). Os parâmetros utilizados são sumarizados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Parâmetros para sistemas de recuperação de calor e geração de vapor
Fonte: adaptado de Flatebø (2012) e Følgesvold et al. (2017)

Parâmetros para HRSG	**OTSG**	***Dual-pressure***
Nível de pressão (bar)	24	6,9/55
Temperatura da água de entrada (°C)	42	29
Temperatura do vapor gerado (°C)	470	258/510
$\Delta T_{approach}$ (°C)	25	8
Queda de pressão para fluido quente (bar)	0,025	0,022
Queda de pressão para fluido frio (bar)	0,05	0,022

Para o caso de HRSG *dual-pressure*, foi ainda necessário assumir uma das vazões de água do sistema a vapor. Para isso, foi utilizado o valor de 10,96 kg/s para a vazão de água a alta pressão, obtido no estudo de Flatebø (2012). Importante ressaltar que outras fontes que também utilizam a turbina a gás LM2500+G4 relatam valores próximos para nível de pressão e temperatura do vapor gerado com o uso de OTSG, como Følgesvold et al. (2017) que apresentam um vapor a 25 bar e 502 °C e Nord & Bolland (2013), com vapor de 25 bar e 450 °C (FØLGESVOLD et al., 2017; NORD & BOLLAND, 2013).

3.1.5 Descrição das configurações das plantas termelétricas avaliadas

Dada a limitação de geração máxima de até 100 MW nas FPSOs brasileiras como definição do IBAMA, as plantas simuladas foram planejadas para operar abaixo, porém próximo, do valor em questão (IBAMA, 2017). Foram também consideradas uma turbina a gás extra para cada ciclo e uma turbina a vapor extra em caso de ciclo combinado, para possíveis necessidades de reparos ou de outros problemas no equipamento. Logo, para avaliar a viabilidade dos ciclos combinados em comparação ao ciclo simples para aplicação *offshore*, foram simulados os seguintes cenários:

i) Ciclo simples de geração termelétrica com três turbinas a gás em paralelo;

ii) Ciclo combinado de geração termelétrica com conjuntos em paralelo de uma turbina a gás, um OTSG e uma turbina a vapor (1:1:1);

iii) Ciclo combinado de geração termelétrica com conjuntos em paralelo de uma turbina a gás, um HRSG *dual-pressure* e duas turbinas a vapor (1:1:2);

iv) Ciclo combinado de geração termelétrica com conjuntos em paralelo de duas turbinas a gás, um OTSG e uma turbina a vapor (2:1:1);

v) Ciclo combinado de geração termelétrica com conjuntos em paralelo de duas turbinas a gás, um HRSG *dual-pressure* e duas turbinas a vapor (2:1:2).

Apesar de ser reconhecida a dificuldade da utilização de HRSG com duas pressões em instalações *offshore*, foram simulados casos como bases de referência para destacar o papel da tecnologia OTSG. As Figuras 3.2 a 3.6 apresentam os *layouts* avaliados.

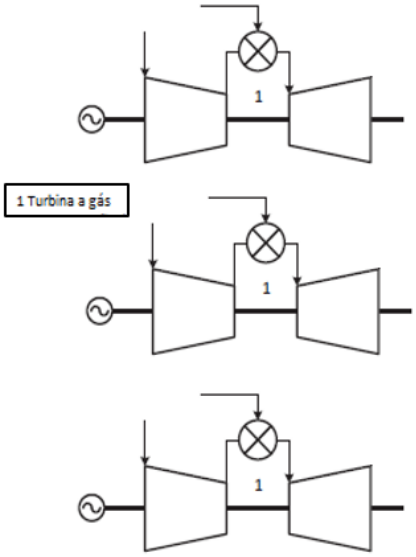

Figura 3.2: Layout representativo do ciclo simples
Fonte: Adaptado de Nord & Bolland (2013)

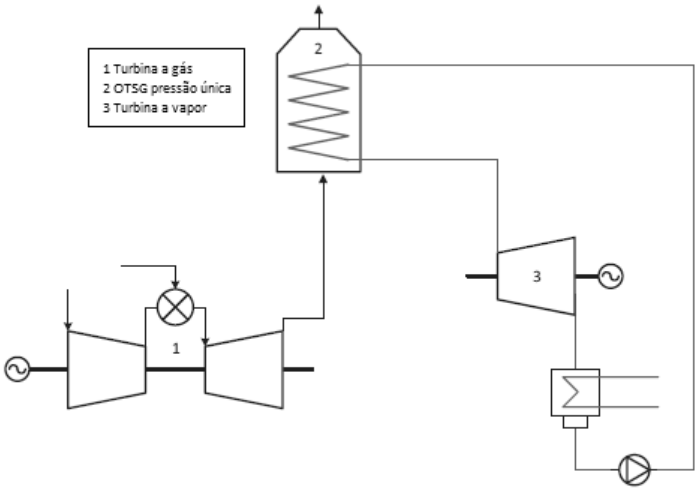

Figura 3.3: Layout representativo do ciclo combinado 1:1:1 com tecnologia OTSG
Fonte: Adaptado de Nord & Bolland (2013)

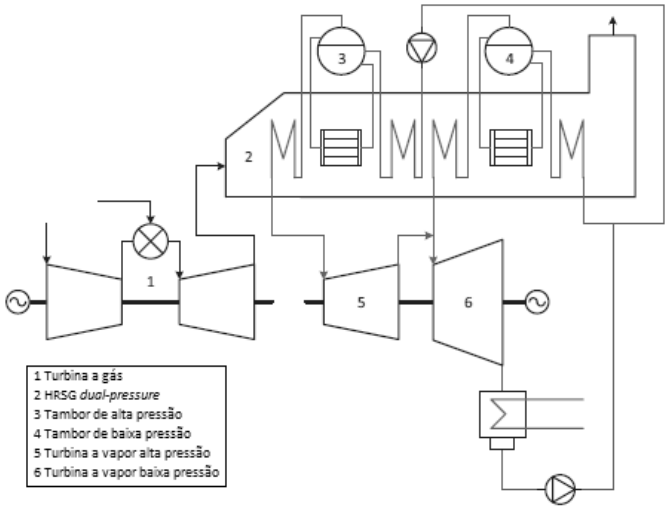

Figura 3.4: Layout representativo do ciclo combinado 1:1:2 com tecnologia HRSG dual-pressure
Fonte: Adaptado de Nord & Bolland (2013)

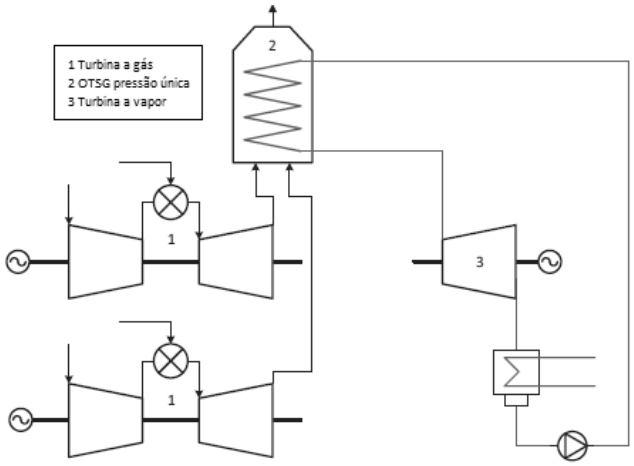

Figura 3.5: Layout representativo do ciclo combinado 2:1:1 com tecnologia OTSG
Fonte: Adaptado de Nord & Bolland (2013)

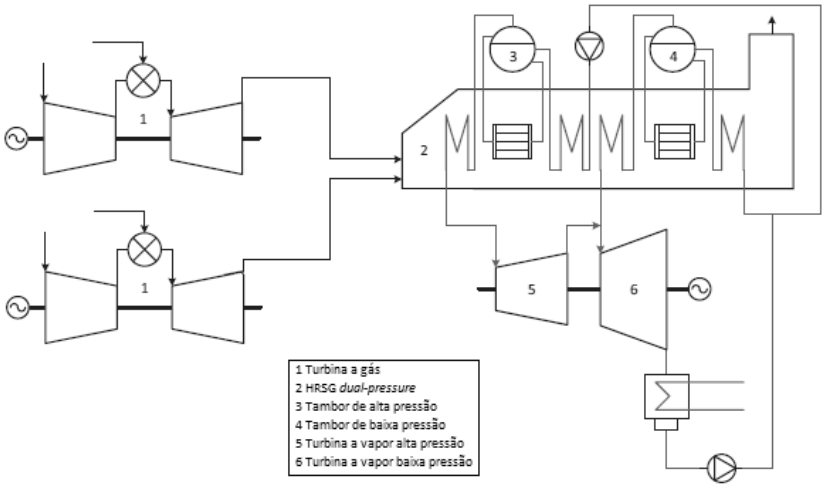

Figura 3.6: Layout representativo do ciclo combinado 2:1:2 com tecnologia HRSG dual-pressure
Fonte: Adaptado de Nord & Bolland (2013)

3.1.6 Adoção de premissas adicionais de processo

Algumas premissas foram necessárias para o desenvolvimento das simulações, e são sumarizadas na Tabela 3.4. As premissas foram assumidas com base em valores pertinentes encontrados em literatura (MACKENZIE et al., 1987; BRANAN, 2005; SILVA, 2014; ARAÚJO et al., 2016; CRUZ, 2016). As hipóteses levantadas para a temperatura da utilidade fria foram embasadas no estudo de Cruz (2016) de captação profunda de água do mar, possibilitando o uso de utilidades frias de menores temperaturas.

Tabela 3.4: Premissas adotadas no estudo

Temperatura ambiente (°C)	25,0
Pressão ambiente (bar)	1,01
Composição do ar em massa	76,8% N_2 / 23,2% O_2
Utilidade fria	Água do mar
Temperatura de entrada da utilidade fria (°C) (água do mar com captação submarina)	7,0
Temperatura de saída da utilidade fria (°C)	27,0
Eficiência do expansor do ciclo a vapor (%)	85,0
Eficiência da bomba do ciclo a vapor (%)	75,0
Queda de pressão no casco dos trocadores de condensador (kPa)	0,0
Queda de pressão nos tubos dos trocadores de calor (kPa)	50,0
$\Delta T_{approach}$ para trocadores de calor (°C)	10

3.2 Estudo de caso base: Ciclo Simples

No caso da planta de ciclo simples, há três turbinas a gás operando em paralelo e mais uma quarta turbina a gás em *stand by*. A simulação deste ciclo apresenta o total de potência produzida até 100 MW, porém a potência instalada ultrapassa esse valor devido a turbina a gás extra instalada para possíveis necessidades de manutenção e reparo. Para a simulação do ciclo simples foi necessário simular a turbina a gás selecionada no *software* Aspen HYSYS e validar tal simulação. Tendo isto sido realizado, prosseguiu-se para a simulação de três turbinas a gás em paralelo para avaliar a operação do ciclo simples e seus resultados. Para este estudo de caso, foram utilizadas as bases de projeto apresentadas na Seção 3.1.

3.2.1 Simulação de turbina a gás GE LM2500+G4 em Aspen HYSYS

A simulação de turbina a gás GE LM2500+G4 no simulador Aspen HYSYS foi realizada acoplando três equipamentos: compressor, reator de conversão e expansor. Foram utilizados como base os parâmetros descritos nas Tabelas 3.1, 3.2 e 3.4.

Foi utilizada a válvula despressurizadora para ajuste de pressão do gás natural a montante da turbina, atingindo a temperatura de 18,6 °C antes de entrar nesta, seguida de um aquecedor para ajuste da temperatura do gás de entrada para 25 °C, conforme Flatebø (2012). Como uma tentativa inicial para a vazão de entrada de gás natural e de ar no compressor, foram utilizados os valores obtidos da simulação em GTPRO de Flatebø (2012), sendo estes de 1,681 kg/s e 89,06 kg/s, respectivamente. Posterior ajuste nesses valores foi necessário para atingir os parâmetros de especificação encontrados na Tabela 3.1, tendo em vista o alto percentual de CO_2 presente no gás natural alimentado às turbinas, o que diminui seu poder calorífico. Adicionalmente, foram utilizados os valores iniciais de 90% para eficiência do compressor e do expansor, a seguir ajustados para que os resultados se aproximassem das especificações apresentadas na Tabela 3.1. Os valores finais obtidos para as variáveis e para os parâmetros resultantes estão sumarizados na Tabela 3.5.

Assim como o valor apresentado por Flatebø (2012), a eficiência do ciclo simples foi calculada a partir do poder calorífico inferior (*Low Heating Value*, LHV) da corrente de entrada de gás natural, que é fornecido pelo software ao se especificar as condições da corrente em questão. Neste caso, o LHV do combustível apresentado é de 28670 kJ/kg. O cálculo de eficiência (η) realizado é descrito na Equação 3.2.I.

$$\eta = \frac{Potência\ líquida\ gerada\ pela\ turbina}{LHV\ do\ GN \times\ vazão\ mássica} = \frac{32{,}5\ MW}{28670\frac{kJ}{kg} \times 10350\frac{kg}{h}} \times\ 3600\ \times 1000 \times 100\% = 39{,}4\ \% \qquad (3.2.1)$$

Tabela 3.5: Resultado para a simulação da turbina GE LM2500+G4 em Aspen HYSYS

Parâmetros	**Simulação HYSYS**	**Especificações LM2500+(G4)**
Potência líquida gerada (MW)	32,5	32,6
Eficiência do ciclo simples (%)	39,4	38,3
Heat rate (kJ/kWh)	9130	9398
Temperatura do gás exausto (°C)	525,8	526
Vazão de gás exausto (kg/s)	90,14	90
Temperatura da corrente de ar após compressão (°C)	478,3	-
Temperatura da corrente de gás após combustão (°C)	1199	1288
Eficiência Compressor (%)	89,8	-
Eficiência Expansor (%)	87,4	-
Vazão de entrada de ar (kg/s)	87,28	-
Vazão de entrada de GN (kg/s)	2,88	-

Os valores encontrados pela simulação em Aspen HYSYS (Tabela 3.5) para potência líquida gerada, eficiência da turbina, *heat rate*, temperatura e vazão do gás exausto e temperatura da corrente após a combustão se apresentam suficientemente próximos dos valores especificados para a performance em capacidade total da turbina, o que valida a simulação. As variáveis que apresentaram a maior diferença foram o *heat rate*, cerca de 3% inferior ao especificado, e a temperatura da corrente após a combustão (7% menor). Ainda assim, essas variações foram consideradas aceitáveis, além de não estarem afetando os parâmetros de maior importância, que são a eficiência do ciclo, a potência gerada e a temperatura e vazão de gás exausto. As duas primeiras possuem grande relevância por serem aquelas que ditam a geração elétrica e o uso de combustível para tal, enquanto a terceira e a quarta ditam o quanto poderá ser gerado de energia elétrica no ciclo a vapor combinado. Além disso, evidencia-se também que o valor encontrado para a temperatura da corrente de ar após a compressão se encontra na faixa usualmente observada na literatura de 400 a 500 °C, o que também valida a aproximação feita de representar todos os compressores da turbina a gás como um único compressor (PATHIRATHNA, 2013; WETTSTEIN, 2006).

As vazões, de ar e de gás natural, encontradas por Flatebø (2012) não foram consideradas especificações da turbina GE LM2500+G4, uma vez que são altamente influenciada pelo combustível utilizado. Ainda assim, analisando esses parâmetros, verifica-se que a vazão de ar na entrada apresentou desvio baixo em comparação com a encontrada por Flatebø (2012), tendo apenas um decréscimo de cerca de 2%, que possivelmente decorre do menor poder calorífico (LHV) do gás utilizado. Esta diminuição do LHV do combustível também é evidenciada pela necessidade de uso de uma vazão de entrada de gás natural 70% maior para atingir as mesmas especificações, quando em comparação com metano puro. Essa necessidade foi verificada ao se calcular o valor teórico da vazão de entrada de gás necessário a partir da eficiência da potência líquida especificada, considerando o LHV do combustível utilizado. Foi encontrado o valor de 2,97 kg/s, próximo de 2,88 kg/s, o que auxilia na validação da simulação. Este cálculo pode ser observado na Equação 3.2.2.

$$Vazão\ de\ Gás\ teórica = \frac{Potência\ líquida\ especificada}{LHV\ do\ gás \times\ eficiência\ especificada} = \frac{32{,}6\ MW}{28670\frac{kJ}{kg} \times 0.383} \times 1000 = 2{,}97\ kg/s \qquad (3.2.2)$$

Tendo sido validada a simulação para a turbina a gás GE LM2500+G4, foi verificada a necessidade do aquecedor da entrada do gás na câmara de combustão da turbina. Para isso, foi desenvolvido um estudo de caso no simulador Aspen HYSYS em que se variou a temperatura de entrada do gás de 15 °C a 35 °C, observando a sensibilidade que teria a eficiência da turbina em relação a esta variável. O gráfico representado na Figura 3.7 apresenta esta relação.

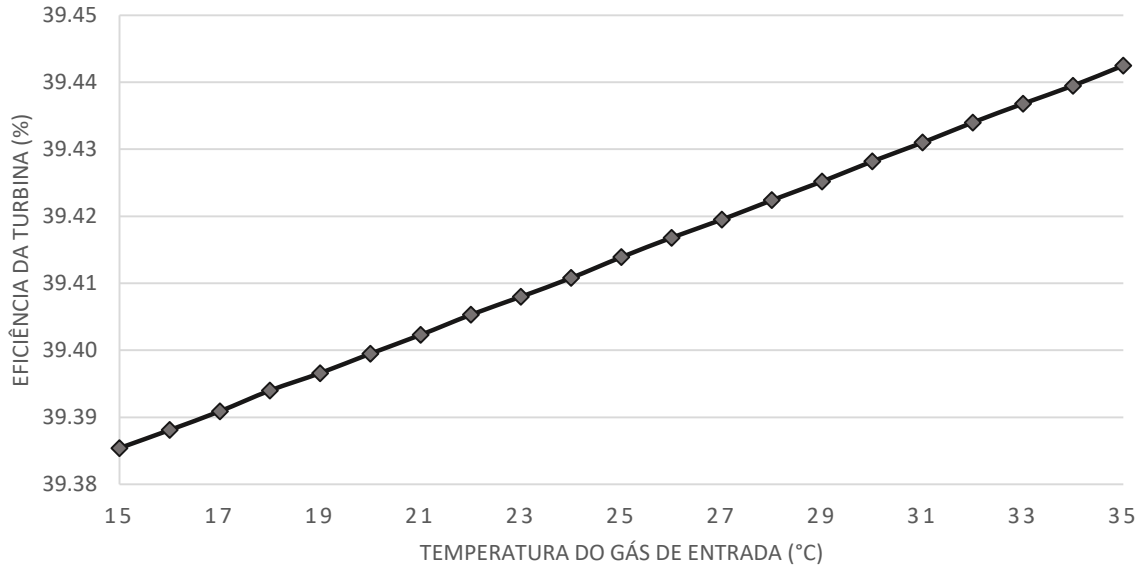

Figura 3.7: Estudo de caso da variação da eficiência da turbina com a temperatura do gás

Assim, é observado que a eficiência da turbina e a temperatura de entrada do gás estabelecem uma relação linear crescente. Para a faixa observada de 15 °C a 35 °C, a eficiência da turbina variou de 39,385% a 39,443%, o que é considerado uma variação baixa. Comparando o valor de 18,6 °C que seria obtido sem nenhum aquecimento da corrente com o valor de 25 °C que seria obtido com a inserção de um aquecedor anterior à entrada na turbina, encontrou-se um valor para eficiência de cerca 39,395% para o primeiro caso e de 39,414% para o segundo caso. Essa mínima variação que resulta de uma queda de apenas 20 kW líquido produzidos não justifica o uso de um trocador de calor, uma vez que se deve considerar o custo de capital, seu espaço ocupado e o custo da utilidade necessária. Logo, foi decidido pela remoção do pré-aquecimento.

O fluxograma final obtido para representar a turbina a gás GE LM2500+G4 em Aspen HYSYS e, consequentemente, seu ciclo simples, é representado na Figura 3.8. Deve-se ressaltar que a corrente de fundo no reator que representa a câmara de combustão (corrente 1) tem vazão nula, uma vez que não há fase líquida dentro da câmara.

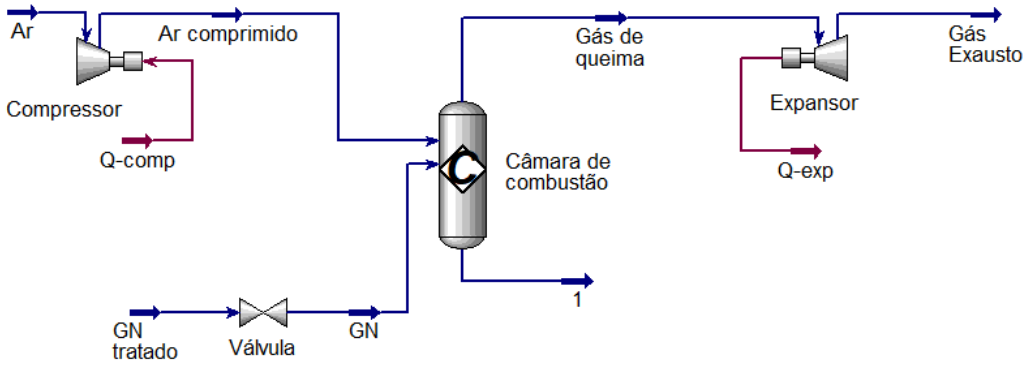

Figura 3.8: Fluxograma HYSYS representativo da turbina a gás GE LM2500+G4

3.2.2 Resultados da simulação do Ciclo Simples

A simulação do ciclo simples em Aspen HYSYS contou com o uso de três sistemas, cada um conforme apresentado na Figura 3.8, em paralelo. A eficiência total da planta, em termos de LHV, será então igual àquela alcançada por uma única turbina a gás GE LM2500+G4, enquanto a potência líquida total produzida será o triplo desta. Já quando contabilizada a potência gerada por combustível, deve-se dividir pelo total de gás natural consumido na planta de ciclo simples. Diferentemente da eficiência da planta, o consumo de gás natural foi contabilizado em base de poder calorífico superior (*High Heating Value* – HHV), uma vez que o preço desse combustível é usualmente calculado a partir de tal parâmetro, como

para o caso do *Henry Hub Spot Price* (EIA, 2018b; INTEGER, 2013). Os resultados do ciclo simples relacionados à produção de energia elétrica são apresentados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Resultados da produção elétrica da planta de ciclo simples

Parâmetros	Ciclo simples
Potência Líquida Produzida (MW)	97,5
Potência Líquida Produzida/GN consumido – HHV (kWh/GJ)	99,5
Eficiência total – LHV (%)	39,4

Com relação as emissões de CO_2 pelo ciclo simples, foi contabilizado a soma do que é emitido por cada uma das três turbinas a gás em operação, tanto em relação ao total produzido em um ano como por energia produzida. Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 3.7. Ao comparar com simulações de ciclo simples também com uso da turbina GE LM2500+G4, observa-se um maior valor encontrado neste trabalho em relação às emissões de CO_2. Nord e Bolland (2013), por exemplo, concluíram que o ciclo simples apresentava uma taxa de emissão de 516,0 g CO_2/kWh produzido, comparado aos 641 g CO_2/kWh produzido encontrados nestes trabalhos. Esses resultados também eram esperados uma vez que o combustível queimado já continha um alto percentual de CO_2, enquanto outros trabalhos geralmente relatam o uso de metano puro como combustível (Følgesvold et al., 2017; Ruá et al., 2017; Bimüller and Nord, 2015; Nord and Bolland, 2013; Flatebø, 2012).

Tabela 3.7: Resultados das emissões da planta de ciclo simples

Parâmetros	Ciclo simples
Taxa de emissão (g CO_2/kWh produzido)	641,0
Total de emissão de CO_2 por ano (kt/ano)	525,0

Para estimativa de peso e *footprint* da planta de ciclo simples, foram utilizados dados da literatura para mesmo modelo de turbina a gás operando em condições similares. Para a turbina GE LM2500+G4 operando em ambiente *offshore* foram adotados os valores calculados por Bimüller & Nord (2015), de 284 t e 136 m^2, respectivamente, que considera não apenas a turbina e o gerador, mas todos os equipamentos e conexões do *skid* (BIMÜLLER & NORD, 2015). Logo, para o cálculo do peso e *footprint* em operação para o ciclo simples, foi considerado o triplo desses valores, enquanto que para o total destes parâmetros foi considerado o quádruplo, devido à turbina a gás extra. Os resultados encontrados estão na Tabela 3.8.

Tabela 3.8: Resultados do dimensionamento da planta de ciclo simples

Parâmetros	Ciclo simples
Footprint em operação (m^2)	408
Footprint extra (m^2)[a]	136
Footprint total (m^2)	544
Footprint total/energia (m^2/MW)	5,6
Peso em operação (t)	852
Peso extra (t)[a]	284
Peso total (t)	1134
Peso total/energia (t/MW)	11,6

[a]*Footprint* e peso extras representam os parâmetros correspondentes a turbinas a gás utilizada como reserva.

Neste estudo, o cálculo dos *footprint* e peso específicos, isto é, da relação de tais parâmetros por energia produzida, foi realizado considerando-se a turbina extra necessária, uma vez que ela se integra ao sistema de geração termelétrica por ciclo simples. Entretanto, é interessante ressaltar que o valor encontrado para a razão de peso em operação por potência produzida, ou seja, considerando o peso de apenas três turbinas a gás por MW produzido, se aproxima para as simulações equivalentes realizadas por Nord & Bolland (2013), o que favorece a validação das premissas e aproximações realizadas. Nord & Bolland (2013) encontraram o valor de 7,0 t/MW produzido para o peso específico em operação do ciclo simples, enquanto o respectivo valor encontrado neste projeto foi de 8,7 t/MW produzido. Ainda assim, ressalta-se que os valores aqui encontrados são apenas uma estimativa para ser realizada uma análise qualitativa a fim de se avaliar o uso de propostas alternativas ao caso base observado de uso de ciclo simples.

3.3 Estudos de casos alternativos: Ciclos combinados

Assim como para o ciclo simples, as simulações dos ciclos combinados apresentam o total de potência produzida até 100 MW para cada sistema, porém a potência instalada ultrapassa esse valor em todos os casos devido às turbinas extras instaladas para possíveis necessidades de manutenção e reparo. Para os estudos de casos de ciclos combinados, foram também utilizadas as bases de projeto apresentadas na Seção 3.1, assim como o sistema representativo de turbina a gás apresentado na Seção 3.2.1.

Para a simulação dos ciclos combinados foi necessário simular os sistemas de recuperação de calor e geração de vapor no *software* Aspen HYSYS, conforme as bases de projeto, e validar tal simulação. Tendo-se isto, as plantas foram então simuladas de acordo com as configurações definidas Seção 3.1.5 e respeitando-se o limite de operação de 100 MW. Foi prosseguido, então, para a extração dos resultados dos quatro diferentes ciclos combinados simulados neste trabalho.

3.3.1 Simulações dos ciclos a vapor em Aspen HYSYS

As plantas de ciclo combinado foram montadas conforme descrito na Seção 3.1. O gás exausto da turbina a gás é redirecionado a um trocador de calor do tipo LNG, que representa a troca de calor ocorrida em um HRSG ou um OTSG. No caso de duas turbinas em paralelo para os ciclos 2:1:1 e 2:1:2, ambas as correntes de gás exausto são misturadas e entram no trocador de calor como uma única corrente.

No caso de operação do ciclo a vapor com pressão única, há uma única entrada de água e uma saída de vapor superaquecido, que se direciona para a turbina a vapor. A baixa pressão, o vapor é direcionado a um condensador antes da sucção da bomba. A bomba representa o ganho de pressão que ocorre no OTSG e, assim, a água pressurizada apresenta a pressão com que irá operar a turbina, adicionado da queda de pressão esperada no OTSG utilizado. O fluxograma correspondente a este ciclo a vapor com pressão única simulado no Aspen HYSYS pode ser observado na Figura 3.9.

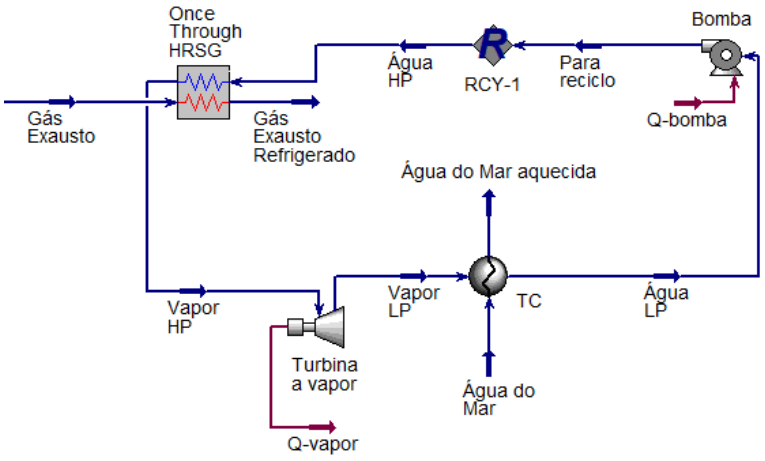

Figura 3.9: Fluxograma HYSYS do ciclo a vapor com pressão única

As variáveis apresentadas na Seção 3.1.4 foram inseridas na simulação e os principais parâmetros resultantes foram a temperatura do gás exausto após o OTSG, a vazão de água em circulação e a potência gerada pelo ciclo a vapor. Esses parâmetros são apresentados na Tabela

3.9, tanto para o ciclo 1:1:1 quanto para o ciclo 2:1:1.

Tabela 3.9: Resultados Ciclo a Vapor de Pressão Única simulado no Aspen HYSYS

Configuração do Ciclo Combinado	1:1:1	2:1:1
Temperatura GE após OTSG (°C)	149	149
Vazão de água (kg/s)	11,74	23,47
Potência líquida (MW)	11,2	22,4

Para o caso com duas turbinas a gás em paralelo, como se tem o dobro de vazão de gás exausto, é possível atingir a mesma temperatura do vapor superaquecido mesmo com o dobro de vazão de água no sistema. É possível observar uma relação proporcional da vazão de água com a potência gerada pela turbina, considerando não ter alteração de performance da turbina a vapor com a alteração de vazão de vapor de entrada. No caso de duas pressões de operação, há a entrada de duas correntes de água e a saída de vapor superaquecido, sendo uma dessas de alta pressão e a outra de baixa pressão. A corrente de alta pressão de vapor superaquecido se direciona à turbina a vapor de alta pressão, onde é expandido para a pressão da corrente de baixa pressão. Ambas as correntes são, então, misturadas e adentram a turbina a vapor de baixa pressão e seguem para um condensador para liquefazer o vapor. Após o condensador, a corrente de água a baixa pressão é dividida de acordo com a vazão para cada valor de pressão e posteriormente pressurizada através de uma bomba. A água pressurizada apresenta a pressão com que irá operar a turbina, seja de baixa ou alta pressão, adicionada da queda de pressão esperada no HRSG utilizado. O fluxograma correspondente a este ciclo a vapor com duas pressões simulado no Aspen HYSYS pode ser observado na Figura 3.10.

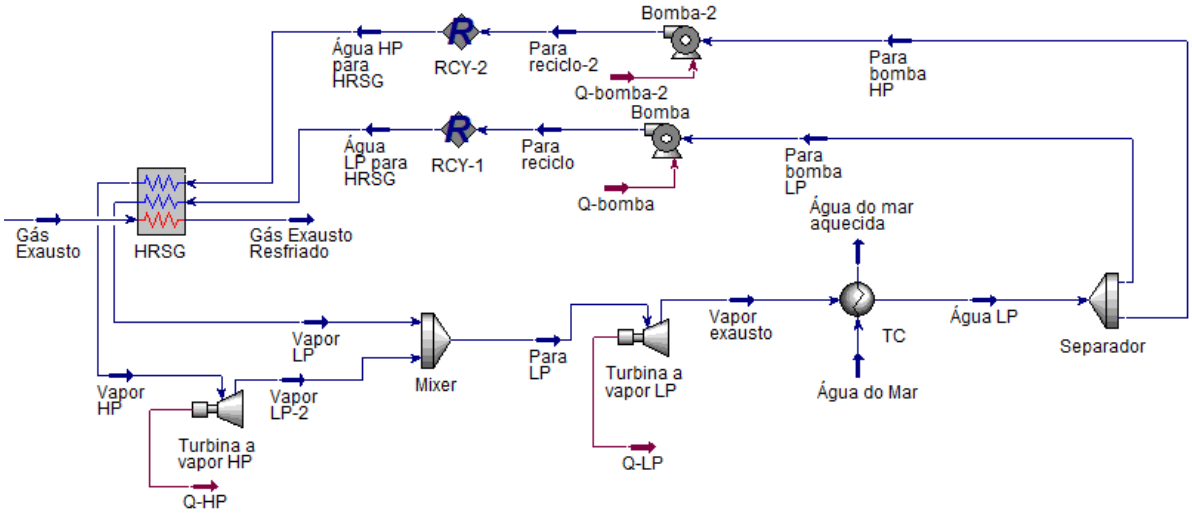

Figura 3.10: Fluxograma HYSYS do ciclo a vapor com duas pressões

Da mesma forma, as variáveis apresentadas na Seção 3.1.4 foram inseridas na simulação. Nesse caso, tem-se um grau de liberdade, sendo necessária a premissa acerca da vazão de uma das correntes de água. No caso, foi atribuído um valor de vazão da corrente de alta pressão com base nos dados de Flatebø (2012) (ver Seção 3.1.4). Assim, os principais parâmetros resultantes foram a temperatura do gás exausto após o HRSG, a vazão de água de baixa pressão em circulação e a potência gerada pelo ciclo a vapor. Esses parâmetros são apresentados na Tabela 3.10, tanto para o ciclo 1:1:2 quanto para o ciclo 2:1:2.

Tabela 3.10: Resultados Ciclo a Vapor de Duas Pressões simulado no Aspen HYSYS

Configuração do Ciclo Combinado	**1:1:2**	**2:1:2**
Temperatura GE após OTSG (°C)	101,8	101,8
Vazão de água de baixa pressão (kg/s)	2,48	4,96
Potência líquida (MW)	14,2	28,3

Assim como no caso de pressão única, também é observado que se atinge a mesma temperatura do vapor superaquecido tendo o dobro de vazão de água no sistema, além de se observar a mesma relação proporcional da vazão de água com a potência gerada pela turbina, novamente considerando não ter alteração de performance da turbina a vapor com a alteração de vazão de vapor de entrada.

3.3.2 Resultados das simulações dos Ciclos Combinados

Todos as configurações de ciclos combinados simuladas respeitaram o limite de 100 MW de potência líquida produzida. A planta de pressão única do tipo 1:1:1 opera com dois ciclos combinados em paralelo, contendo cada ciclo uma turbina a gás e uma turbina a vapor. A planta de pressão única do tipo 2:1:1 opera com um ciclo combinado, tendo 2 turbinas a gás e uma a vapor. A planta de pressão dupla do tipo 1:1:2 opera de forma similar à de pressão única 1:1:1, com dois ciclos combinados em paralelo, com uma turbina a gás e duas turbinas a vapor cada ciclo. Assim como a planta de pressão dupla do tipo 2:1:2 opera de forma similar à correspondente de pressão única, 2:1:1, tendo um único ciclo com duas turbinas a gás e uma a vapor.

Os resultados dos quatro ciclos combinados relacionados à produção de energia elétrica são apresentados na Tabela 3.11. As plantas de pressão única apresentam uma menor potência total líquida produzida em relação às demais e a adição de mais uma turbina a gás nesta configuração ultrapassaria o limite de 100 MW em operação. Apesar da diferença considerável, deve-se avaliar a necessidade desta energia a mais, considerando que se trata de uma planta de

utilidades. Cuchivague (2015), por exemplo, mostra que, para um máximo de produção de óleo e gás, ou seja, no máximo da demanda energética, uma plataforma do tipo FPSO do pré-sal requer em torno de 68 MW de energia.

Tabela 3.11: Resultados da produção elétrica das plantas de ciclo combinado

Parâmetros	**CC 1:1:1**	**CC 2:1:1**	**CC 1:1:2**	**CC 2:1:2**
Potência Líquida Produzida (MW)	87,4	87,4	93,4	93,3
Potência Líquida Produzida/GN consumido – HHV (kWh/GJ)	133,7	133,7	142,9	142,8
Eficiência total - LHV (%)	53,0	53,0	56,7	56,7

Como a mesma quantidade de combustível é consumida pelas diferentes plantas de ciclo combinado, observou-se a mesma tendência da potência total gerada para a potência específica gerada, isto é, com base no combustível necessário. Novamente, conforme apresentado para o ciclo simples, o consumo de gás natural foi contabilizado em base de poder calorífico superior (*High Heating Value* – HHV).

Com relação às eficiências totais das plantas em termos de LHV, conforme esperado, observou-se um maior valor para os ciclos de pressão dupla, uma vez que possibilitam a maior geração de vapor para a mesma quantidade de combustível utilizada. Foi observada uma relação proporcional da vazão de vapor com a potência gerada pela turbina. Portanto, como a potência gerada para dois ciclos 1:1:1 ou 1:1:2 é equivalente a um único ciclo 2:1:1 ou 2:1:2 correspondentes, respectivamente, e a quantidade de combustível utilizada para ambas as plantas é a mesma, espera-se uma mesma eficiência total da planta, como observado.

Quando comparado com a ficha técnica da General Electric acerca da turbina GE LM2500+G4 (GE POWER, 2016), é observada uma eficiência bem aproximada entre as plantas de ciclo combinado com uma ou duas turbinas a gás em cada ciclo, sendo de 53,8% para a primeira e de 54% para a segunda, sendo esses valores também calculados a partir do LHV do combustível utilizado. Estes valores encontram-se na faixa encontrada para os ciclos combinados neste trabalho, porém não é especificado se os ciclos em questão são de pressão única ou dupla. Além disso, a pequena divergência entre os valores especificados pela GE e os obtidos nesta simulação podem se dever ao fato da turbina simulada ser de 60 Hz, de acordo com os parâmetros de Flatebø (2012), enquanto a turbina apresenta na ficha técnica é de 50 Hz, além da diferença do combustível utilizado (GE POWER, 2016).

Quando se compara então os resultados obtidos com os de Flatebø (2012) para os ciclos

combinados simulados por este autor, 1:1:1 e 1:1:2, verifica-se também uma leve disparidade nos resultados, sumarizados na Tabela 3.12.

Tabela 3.12: Comparação dos resultados obtidos em Aspen HYSYS com os de Flatebø (2012)

Simulação	**Simulação Aspen HYSYS**		**Flatebø (2012)**	
Ciclo Combinado	**CC 1:1:1**	**CC 1:1:2**	**CC 1:1:1**	**CC 1:1:2**
Eficiência líquida total (%)	53,0	56,7	50,3	53,1

Como o sistema de turbina a gás obteve resultados bem similares ao de Flatebø (2012) (ver Seção 3.2.1), conclui-se que a variação entre os valores obtidos está relacionada ao ciclo a vapor. Observando-se as correntes de entrada e de saída da turbina a gás, foi verificado, para ambas as simulações, valores muito próximos ou iguais de pressão, temperatura e vazão em comparação com as simulações realizadas aqui neste projeto. Mesmo assim, verifica-se que a turbina a vapor do ciclo 1:1:1 gera 10,8 MW para Flatebø (2012) em comparação com os 11,2 MW verificados nessa simulação. Da mesma forma, as turbinas a vapor do ciclo 1:1:2 geram um total de 13,6 MW para Flatebø (2012), enquanto se observa na simulação deste projeto o valor de 14,2 MW. Logo, infere-se que a hipótese de eficiência da turbina a vapor de 85% não condiz com a utilizada em Flatebø (2012), em que tal parâmetro e modelo de turbina não foram citados. De fato, ao se realizar um teste de redução da eficiência da turbina para cerca de 82%, verifica-se maior similaridade dos resultados. Apesar disso, prosseguiu-se o projeto com 85% de eficiência na turbina a vapor por ser um valor coerente assumido para tal, além do fato de se apresentar mais próximo da faixa de eficiência de ciclo combinado tipicamente encontrada na literatura de 55-58% (LORA & NASCIMENTO, 2004), e da própria eficiência citada na ficha técnica da fornecedora (GE POWER, 2016), conforme discutido anteriormente.

Com relação às emissões de CO_2 pelos diferentes ciclos combinados, foi contabilizado a soma do que é emitido por cada uma das duas turbinas a gás em operação para cada sistema, tanto em relação ao total produzido em um ano como por energia total produzida. Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 3.13. Apesar de todas as plantas apresentarem o mesmo total de emissões de carbono, a taxa de emissão apresenta uma leve variação em decorrência das diferentes potências produzidas por cada uma para a mesma quantidade de gás natural queimado.

Tabela 3.13: Resultados das emissões das plantas de ciclo combinado

Parâmetros	CC 1:1:1	CC 2:1:1	CC 1:1:2	CC 2:1:2
Taxa de emissão (g CO_2/kWh produzido)	476,5	476,5	445,9	446,4
Total de emissão de CO_2 (kt/ano)	349,4	349,4	349,4	349,4

Da mesma forma que o ocorrido para o ciclo simples, ao comparar a taxa de emissão com simulações de ciclo combinado com uso da turbina GE LM2500+G4, observa-se um maior valor encontrado neste trabalho em relação às emissões de CO_2. O valor de emissão de CO_2 por potência reportado por Nord & Bolland (2013) para o ciclo combinado do tipo 1:1:1, com a mesma turbina a gás utilizada, foi de 387 g CO_2/kWh produzido. Novamente, infere-se que esta diferença se deve ao uso de gás natural rico em CO_2 neste trabalho (~20 %molar), enquanto Nord & Bolland (2013) relatam o uso metano puro.

Os resultados para a estimativa de dimensionamento das plantas de ciclo combinado em termos de peso e área são apresentadas na Tabela 3.14. Para os cálculos de peso e *footprint*, as plantas foram divididas em *skids* de turbina a gás, de HRSG/OTSG e de turbina a vapor, incluindo condensador. Para *skid* de turbina a gás GE LM2500+G4, foram utilizados os mesmos dados de literatura apresentados na Seção 3.2.2, de 284 t e 136 m^2 para peso e área, respectivamente (BIMÜLLER & NORD, 2015). Como cada sistema de ciclo combinado analisado apresenta duas turbinas a gás, foram contabilizados dois *skids* a gás em operação e três no total, tendo em vista a turbina extra de *stand-by*.

Tabela 3.14: Resultados do dimensionamento das plantas de ciclo combinado

Parâmetros	CC 1:1:1	CC 2:1:1	CC 1:1:2	CC 2:1:2
Footprint em operação (m^2)	467	369,5	662	467
Footprint extra (m^2)[a]	233,5	233,5	331	331
Footprint total (m^2)	700,5	603	993	798
Footprint total/energia (m^2/MW)	8,0	6,9	10,6	8,6
Peso em operação (t)	944	756	1450	1009
Peso extra (t)[a]	362	362	385	385
Peso total (t)	1306	1118	1835	1394
Peso total/energia (t/MW)	14,9	12,8	19,6	14,9

[a]*Footprint* e peso extras representam os parâmetros correspondentes às turbinas a gás e a vapor utilizadas como reservas para cada ciclo.

Para o peso de HRSG de pressão dupla e OTSG de pressão única, foram utilizados os valores calculados por Nord & Bolland (2012) de 340 t e 110 t, respectivamente. Os *footprints* dos sistemas de recuperação de calor e geração de vapor não foram considerados uma vez que foi assumido que o arranjo das plantas consistiria na colocação desses acima das turbinas a gás, baseando-se no trabalho de Bimüller & Nord (2015), destacado na Seção 2.2.3 deste projeto.

Para o peso e o *footprint* do *skid* das turbinas a vapor, foi assumida a hipótese de que ciclos a vapor maiores possuem maior relação energia/peso e, portanto, uma turbina a vapor de cerca de 11 MW e outra próximo de 22 MW possuiriam o mesmo peso, assim como uma dupla de turbinas de potência aproximada de 5 e 10 MW possuiria o mesmo peso do conjunto de turbinas de 10 e 18 MW. Essa hipótese é a mesma adotada por Flatebø (2012) em seu trabalho. Para o cálculo dos pesos foram utilizados os dados de Nord & Bolland (2013) acerca do peso total dos ciclos 1:1:1 e 1:1:2 simulados por eles, subtraídos dos valores de peso para o *skid* de turbina a gás e de HRSG/OTSG. Assim, foi encontrado o valor de 78 t para o *skid* da turbina a vapor de cerca de 11 MW e de 101 t para o *skid* da dupla de turbinas a vapor de cerca de 5 e 10 MW. Para cálculo do *footprint*, foi assumido que os *skids* de cada turbina a vapor ocupam áreas similares para a faixa de potências utilizadas. Foi adotada a área equivalente à turbina a vapor da empresa Siemens de modelo SST-600 de 35 MW, uma vez que o modelo se aplica à faixa de potência estudada e é amplamente utilizado em plataformas *offshore*, conforme descrito no *website* da própria fornecedora (SIEMENS, 2018). De acordo com a ficha técnica deste modelo, a área de ocupação desse *skid* é de cerca de 97,5 m^2, com o condensador sendo arranjado abaixo da turbina a vapor, conforme pode ser visualizado na Figura 3.11 (SIEMENS, 2008). Para as configurações de pressão dupla, (duas turbinas a vapor), foi considerado o dobro de *footprint* para o *skid* do ciclo a vapor, ou seja, 195 m^2.

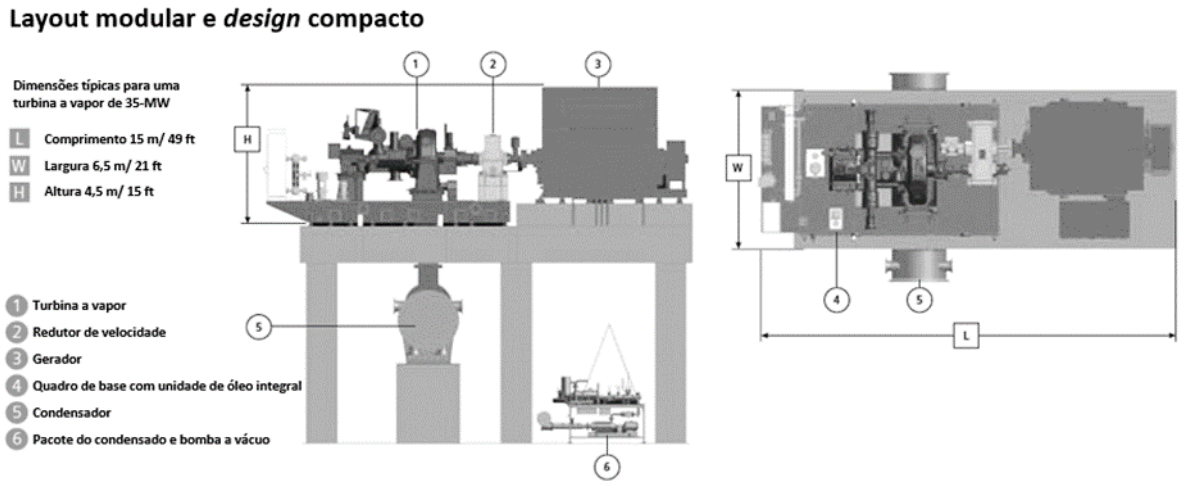

Figura 3.11: Layout representativo do módulo da SST-600
Fonte: Adaptado de SIEMENS, 2008

Da mesma forma que o ciclo simples, o cálculo dos *footprint* e peso específicos, isto é, da relação de tais parâmetros por energia produzida, foi realizado considerando-se a turbina a gás e as turbinas a vapor extras necessária. Entretanto, considerando a razão de peso em operação por potência produzida, os valores encontrados se aproximam para as simulações equivalentes realizadas por Nord & Bolland (2013), favorecendo a validação dos resultados estimados encontrados. Nord & Bolland (2013) encontraram valores de 11,0 e 16,0 t/MW produzido para os ciclos combinados 1:1:1 e 1:1:2, respectivamente, enquanto os respectivos valores encontrados neste projeto foram de 10,8 e 15,5 t/MW produzido. Novamente, ressalta-se que os valores aqui encontrados são apenas uma estimativa para ser realizada uma análise qualitativa a fim de se escolher o ciclo combinado que seria mais indicado à aplicação em pauta.

3.4 Avaliação comparativa da geração termelétrica

Com os resultados obtidos para a planta de ciclo simples e para as quatro de ciclo combinado, foram construídos os gráficos para ilustrar as diferenças principais dentre os sistemas termelétricos simulados. A partir desta análise comparativa, obtém-se a melhor proposta alternativa ao caso base, ciclo simples, dentre as diferentes configurações simuladas de ciclo combinado.

Primeiramente, avalia-se a potência específica e a eficiência do processo, parâmetros relacionados à quantidade de energia produzida por gás natural utilizado (Figuras 3.12 e 3.13). Considerando que esta é uma planta de utilidade, ou seja, a energia é apenas a utilidade da plataforma, e que todos os ciclos apresentam geração de potência acima daquela mínima requerida em uma máxima produção de óleo e gás em uma FPSO do pré-sal – acima de 68 MW de energia (CUCHIVAGUE, 2015), a potência líquida produzida não será considerada neste projeto como um fator de decisão dentre as propostas apresentadas. Logo, avaliando a potência específica e a eficiência do processo, é evidente a contribuição do ciclo combinado para o aumento destes valores, conforme esperado pelos dados apresentados na Seção 2.1.3. Dessa forma, menores quantidades de gás natural necessitam ser queimadas para obter o valor final desejado de energia produzida e, logo, maior volume de gás natural estará disponível para a exportação ou para a reinjeção em poços. De uma forma ou de outra, maior será a receita em virtude do menor consumo de gás natural.

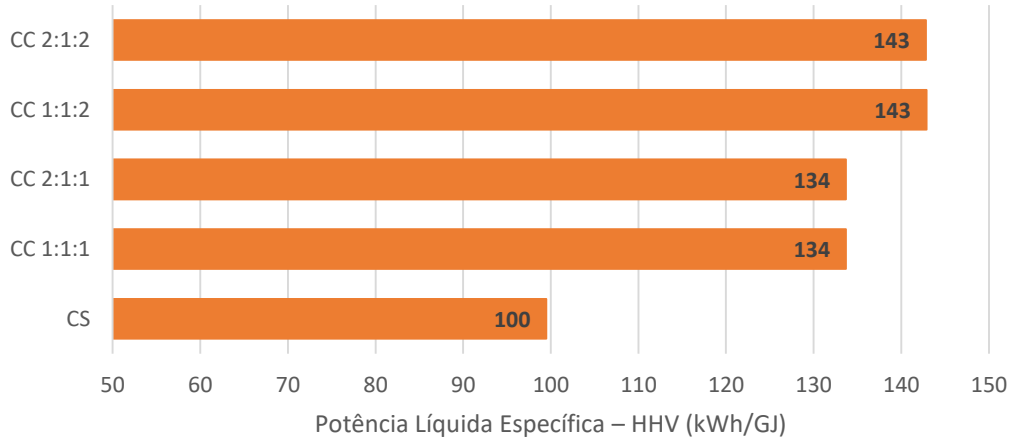

Figura 3.12: Potência Líquida Específica, em termos de HHV, para os cinco ciclos termelétricos simulados

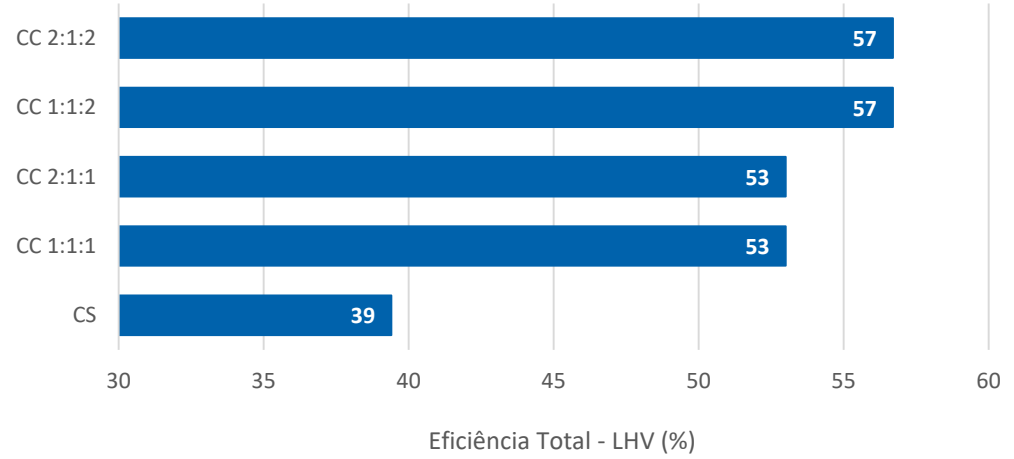

Figura 3.13: Eficiência total do sistema, em termos de LHV, para os cinco ciclos termelétricos simulados

Assim como para a eficiência é observada a grande contribuição do ciclo combinado, isso também é verificado em menor emissão de CO_2 para mesma quantidade de energia produzida, conforme é possível observar no gráfico de taxa de emissão apresentado na Figura 3.14. Esta constatação também está atrelada ao fato de se gerar mais potência para uma mesma quantidade de combustível queimado (i.e., maior eficiência) e, logo, para a mesma quantidade de CO_2 emitido. Enquanto o ciclo simples apresenta três turbinas a gás para gerar energia próximo aos 100 MW limitantes, os ciclos combinados necessitam de duas turbinas a gás cada para o mesmo feito. Logo, emitem pouco mais de dois terços do valor emitido no ciclo simples. O fato das emissões por potência produzida apresentarem um valor consideravelmente superior ao equivalente dois terços de combustível queimados está no fato de se ter mais produção de energia total na configuração do ciclo simples simulada do que nas configurações de ciclo combinado. Entretanto, tal parâmetro possui maior relevância no contexto de energia como

produto, como em usinas termelétricas destinadas a distribuição de energia à população.

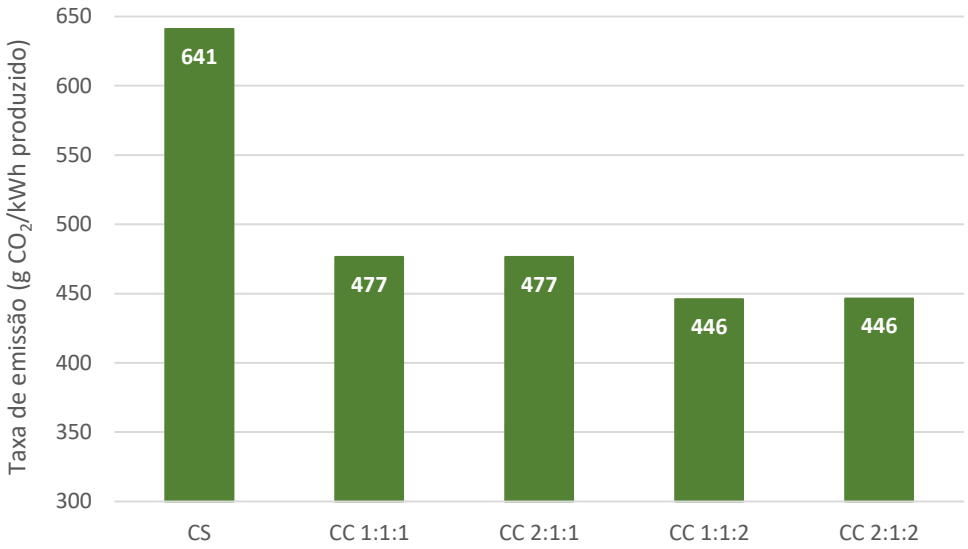

Figura 3.14: Taxa de emissão de CO_2 por potência líquida produzida para os cinco ciclos termelétricos simulados

Para o caso de uso como planta de utilidade, como neste trabalho, uma maior evidência é dada ao parâmetro de total anual de emissões de CO_2, apresentado na Figura 3.15, uma vez que impossibilita que a diferença entre os resultados do ciclo simples e do ciclo combinado sejam amenizados pela maior potência líquida produzida pelo primeiro, neste caso simulado. Uma maior emissão de CO_2 está associada tanto a maiores impactos ambientais, por conta dos GEE, como a um maior impacto econômico no caso de haver taxações de carbono. A iminência dessas taxações juntamente com o tempo de vida da planta, de 20 a 30 anos, torna a escolha do ciclo combinado mais atrativa no que diz respeito às emissões de CO_2, somando-se ao fato de menor consumo de gás natural (ARAÚJO et al., 2017; LA ROVERE, 2017; BILLINGHAM et al., 2011).

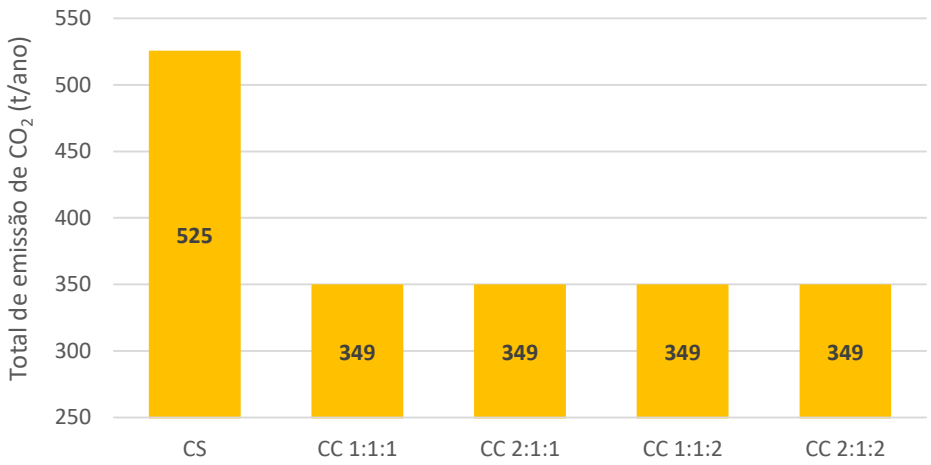

Figura 3.15: Total anual de emissões de CO_2 para os cinco ciclos termelétricos simulados

Apesar da análise em termos de geração de energia, de gás natural requerido e de emissões de CO_2 indicar o uso de ciclo combinado como mais apropriado, o que vai conforme esperado (ver Seção 2.1.3 e 2.3), os valores encontrados não apresentam diferenças significativas entre as configurações de CC analisadas. Os ciclos de pressão dupla apresentam apenas pequena vantagem em termos de menor combustível necessário, tendo maior eficiência no processo. Porém, tal diferença torna-se pouco significativa quando comparada às diferenças para o ciclo simples. Logo, os fatores de peso e *footprint* se tornam mais decisórios para definição da configuração de planta de ciclo combinado a ser proposta como alternativa ao ciclo simples, considerando a aplicação avaliada, e para ser analisada, assim como o próprio CS, o acoplamento de um sistema CCS.

A avaliação comparativa das áreas das plantas simuladas encontra-se na Figura 3.16. Assim como para o caso das emissões, a área específica é um fator interessante a ser avaliado, principalmente em caso *offshore* com limites de *footprint*. Entretanto ao se dividir o *footprint* pela potência líquida produzida, ameniza-se este valor para os casos com maior potência de energia, como o ciclo simples e os ciclos combinados com pressão dupla. Logo, apesar deste fator ser também analisado, um maior enfoque é dado ao parâmetro de área total requerida por sistema. Apesar disso, a tendência de *footprint* necessário é a mesma. Dentre os ciclos combinados, o CC 2:1:1 destaca-se com a menor área total, totalizando cerca de 60 m^2 a mais que o ciclo simples, que mesmo em um caso *offshore* com limitações de área, pode ser considerada como uma diferença pequena, tendo em vista que contabiliza cerca de 10% do total. Da mesma forma, avaliam-se os pesos total e específicos das plantas simuladas na Figura 3.17.

As considerações realizadas para a análise da área também são válidas para o peso. Pode ser observado de forma mais nítida a influência da potência produzida no peso específico, amenizando os valores obtidos para os ciclos de maior energia líquida final. Apesar de uma diferença de quase 100 t no peso total, quando comparados em peso específico os ciclos combinados 1:1:1 e 2:1:2 apresentam o mesmo valor devido a potência produzida por esse último. Da mesma forma, o ciclo simples e o ciclo combinado 2:1:1 apresentam pesos totais bem similares, tendo até mesmo o CC 16 t a menos que o primeiro. De fato, Mazzeti et al. (2014b) ressaltam que a remoção de uma turbina a gás para aplicação de um ciclo a vapor utilizando OTSG indica valores finais de pesos similares, como é o caso do CC 2:1:1 em comparação ao ciclo simples. Entretanto, observando o peso específico, o CC apresenta um valor cerca de 10% maior. Logo, novamente, é dado um maior enfoque no parâmetro de peso total e, portanto, fica evidenciado o favorecimento do ciclo combinado 2:1:1, tendo menor peso que o ciclo simples e *footprint* similar (~ 10% superior).

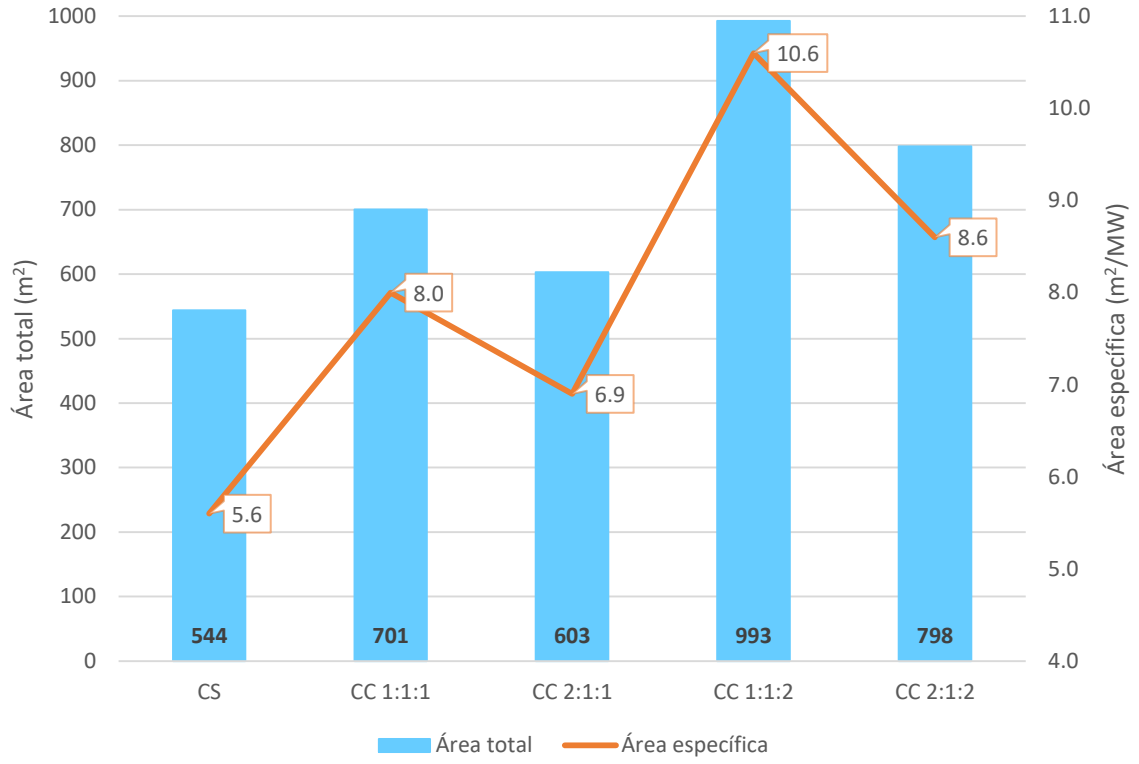

Figura 3.16: Área total e área específica para os cinco sistemas de ciclos termelétricos simulados

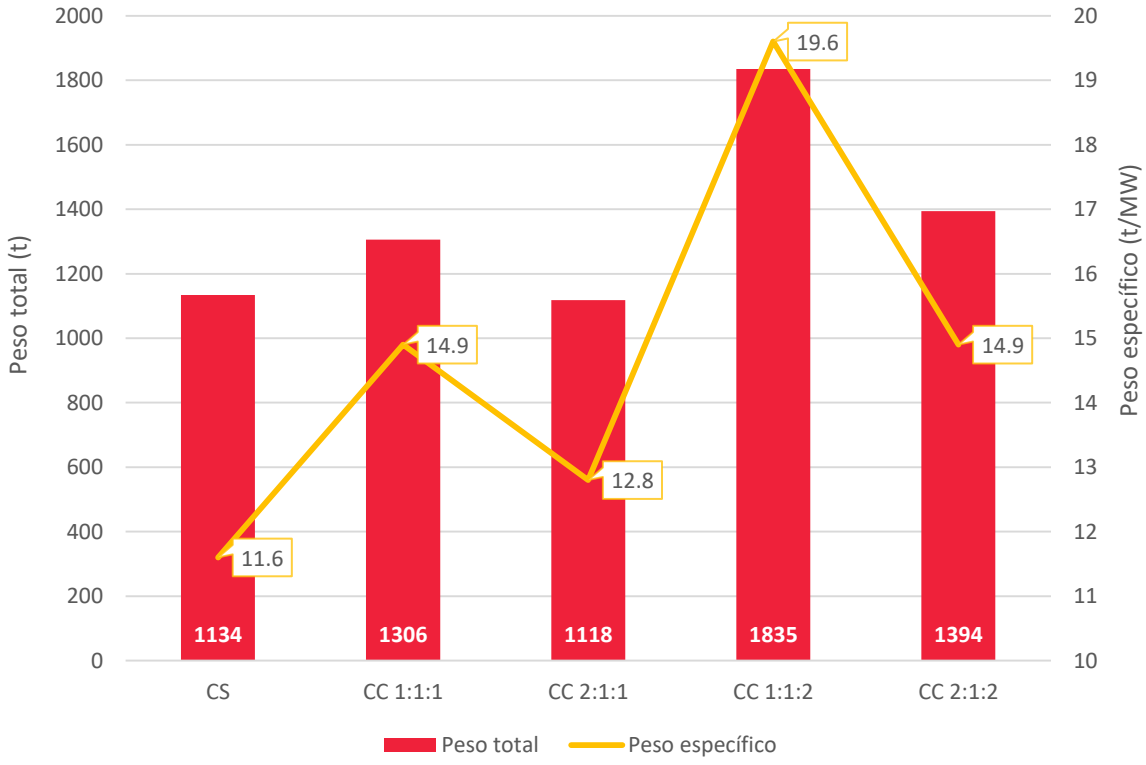

Figura 3.17: Peso total e peso específico para os cinco sistemas de ciclos termelétricos simulados

Portanto, o ciclo combinado se apresenta como uma configuração de planta termelétrica apropriada para substituição do ciclo simples, trazendo vantagens econômicas na diminuição de consumo de gás natural e, portanto, sua maior exportação, e nas possíveis menores taxas devidas em cenário com taxações de carbono, além de propiciar menores impactos ao meio ambiente. Especificamente para a aplicação *offshore* em plataformas do tipo FPSO, a planta CC 2:1:1 se apresentou como a mais adequada dentre os ciclos combinados simulados, pois além de apresentar eficiência e menor consumo de gás natural em comparação com a planta de ciclo simples, não proporcionou impactos negativos significativos no *footprint* e, até mesmo, possibilitou uma pequena redução do peso da planta.

Visando uma maior redução de emissões e uso do CO_2 como fluido para recuperação avançada de petróleo, tanto por questões econômicas como ambientais, o ciclo combinado 2:1:1 foi utilizado para simular a implantação de uma planta de CCS acoplada, assim como o ciclo simples.

4 CAPTURA E SEQUESTRO DE CARBONO EM SISTEMAS DE GERAÇÃO TERMELÉTRICA *OFFSHORE*

Com os resultados de simulação para cada configuração de planta de geração termelétrica *offshore*, foi selecionado o projeto de ciclo combinado de melhor desempenho para a condução de análise comparativa de impactos da agregação de uma planta de captura de CO_2 por aminas, e sua injeção para EOR. Este capítulo descreve, então, a metodologia e os resultados das simulações dos processos de geração termelétrica do caso base (ciclo simples) e do caso alternativo (ciclo combinado 2:1:1) com sistema CCS acoplado, visando a redução de emissões de CO_2 e a utilização deste como fluido para recuperação avançada de petróleo, tendo seu sequestro e uma elevação de receita de óleo. O simulador de processos foi novamente o Aspen HYSYS e o *software* KG-TOWER (KOCH-GLITSCH, 2018a) de simulação hidráulica também foi utilizado para dimensionamento de colunas.

Para a realização dos estudos de caso, foram definidas as bases de projeto, como o fluxograma da planta de CCS, os parâmetros para esse sistema e as premissas adotadas. As plantas de geração termelétrica com CCS foram, então, otimizadas em função de vazão de solvente requerida, pressão da torre regeneradora, número de pratos teóricos das colunas absorvedora e regeneradora e número de colunas absorvedoras e regeneradoras, a fim de se obter a maior redução de emissões dentro dos limites considerados para a aplicação em questão. Obtendo-se os resultados de consumo de gás natural, eficiência total da planta, emissões de CO_2 e dimensionamento da planta, em termos de *footprint*, as plantas obtidas foram avaliadas e comparadas.

4.1 Bases de projeto

Esta seção descreve as bases de projeto necessárias para a simulação do sistema de captura e sequestro de carbono. Os sistemas de geração termelétrica, seja por ciclo simples ou por ciclo combinado 2:1:1, são os mesmos apresentados no Capítulo 3.

4.1.1 Simulação no *software* Aspen HYSYS

Assim como para as plantas termelétricas, os balanços de massa e energia das configurações avaliadas foram resolvidos com o simulador comercial Aspen HYSYS (ASPENTECH Inc, 2018). Devido a variação das composições das correntes, como gás

exausto, aminas e CO_2 concentrado, foi necessário utilizar mais de um pacote termodinâmico. Peng-Robinson foi o pacote termodinâmico predominante utilizado para os sistemas de gás exausto e compressão de CO_2, já o pacote de Gases Ácidos (Acid Gas) foi implementado para o sistema de captura, pois é o pacote apropriado para uso com aminas.

4.1.2 Dimensionamento no *software* KG-TOWER

Para o cálculo do diâmetro das colunas, foi utilizado o *software* de simulação hidráulica KG-Tower, desenvolvido pela empresa Koch-Glitsch (KOCH-GLITSCH, 2018a). Esta ferramenta de projeto auxilia na especificação de equipamentos de transferência de massa, incluindo pratos de válvula convencionais e de alto desempenho, e recheio de torres convencionais e de alto desempenho.

4.1.3 Fluxograma do sistema CCS com absorção por aminas

Com base nos resultados de Araújo et al (2016), o processo de captura de CO_2 por aminas foi escolhido para redução do teor deste contaminante no gás exausto das turbinas. Esta tecnologia é a mais madura para a captura pós-combustão e é amplamente reportada na literatura (ARAÚJO & MEDEIROS, 2017).

O fluxograma de processo de captura, assim como o de reinjeção de CO_2 foram baseados em Araújo et al (2016). A planta de captura consiste na torre absorvedora, na coluna regeneradora, nos trocadores de calor do processo, na recirculação de solvente, na bomba para pressurização de amina rica e no *makeup* de solvente e/ou água, se necessário, enquanto que a planta de reinjeção consiste numa sequência de compressores e vasos separadores para maior concentração e pressurização da corrente rica em CO_2. Para a reinjeção de CO_2, foi considerado o valor objetivo de 300 bar, conforme especificado por Araújo et al. (2016), enquanto a concentração de água presente deve ser abaixo do limite de solubilidade desta no CO_2 nas condições encontradas (SALIM et al., 2012; BILLINGHAM et al., 2010; DE VISSER & HENDRIKS, 2007). A Figura 4.1 apresenta o fluxograma base do processo. O número de colunas absorvedoras e regeneradoras e de vasos separadores e compressores do trem de compressão de CO_2 podem variar de acordo com o processo simulado.

Um dos principais problemas da absorção por aminas está na alta razão de calor necessária para recuperação do solvente. Essa alta demanda energética pode ser fornecida através integração energética da planta termelétrica ao sistema CCS, disponibilizando o calor requerido pelo refervedor (AL-MAMOORI et al, 2017). Para um ciclo a gás simples, os gases

exaustos com alta temperatura podem fornecer energia para aquecer o vapor do refervedor ao serem resfriados. Já para um ciclo combinado, um vapor adequado para aquecer o refervedor pode ser proporcionado ao aumentar a temperatura de saída da turbina a vapor de contrapressão, turbina esta preferida para aplicações *offshore* exibindo menos peso do que a extração a turbina a vapor de extração, conforme apresentado na Seção 2.1.1 (FØLGESVOLD et al., 2017; NORD et al., 2017). Entretanto, o ciclo combinado integrado energeticamente terá uma penalidade devido a necessidade de este vapor sair a uma pressão suficientemente alta para ter a temperatura requerida, reduzindo a expansão e, portanto, a potência gerada pelo ciclo a vapor. Já as plantas de ciclo simples não apresentam essa penalidade da geração elétrica, uma vez que as altas temperaturas do gás exausto seriam suficientes para suprir o calor necessário na torre regeneradora, como adotado por Araújo et al. (2016).

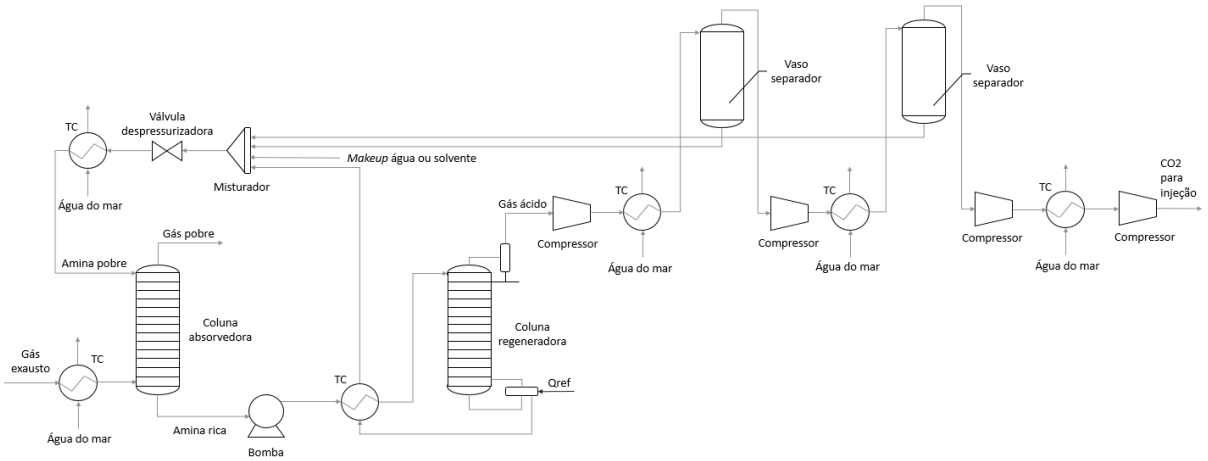

Figura 4.1: Fluxograma representativo da planta de CCS por aminas

Na Figura 4.1, a corrente Qref representa, portanto, o calor fornecido ao refervedor ao se integrar energeticamente o sistema CCS a plantas de geração termelétrica. O ciclo combinado foi integrado utilizando um trocador de calor para resfriamento da corrente de saída da turbina a vapor até a temperatura requerida e o calor do processo foi diretamente atrelado a Qref. Já no ciclo simples foi considerado um trocador de calor para resfriamento da corrente de gases exausto provenientes das três turbinas e o calor do processo também foi diretamente atrelado a Qref.

A pressão de operação da coluna absorvedora foi a mesma de saída do gás exausto, uma vez que uma possível pressurização para melhorar a performance na absorção resultaria numa alta potência necessária por parte do compressor, devido a alta vazão de gás. Então, em sistemas de captura pós-combustão, utiliza-se a absorção a pressões atmosféricas (ROCHELLE, 2009).

Logo, antes da entrada na coluna, utilizou-se apenas um trocador de calor para reduzir a temperatura do gás exausto para a temperatura de entrada na absorvedora. A temperatura de entrada utilizada foi de 35 °C, assim como a de amina pobre, baseado em Araújo et al. (2016). Como se assumiu a hipótese de não haver perda de pressão nos cascos, utilizou-se o gás exausto nos cascos e água de resfriamento nos tubos. Esta configuração foi considerada razoável uma vez que ambos os fluidos se apresentam na mesma pressão de cerca de 1 bar.

Apesar da Figura 4.1 representar o fluxograma base utilizado no processo, uma avaliação adicional da configuração dos trocadores de calor de aminas e de gás exausto para integração energética do sistema foi realizada. Observaram-se dois cenários possíveis: a troca somente entre aminas rica e pobre e posterior resfriamento da amina pobre para entrada na absorvedora, sendo a configuração clássica para este tipo de processo e representada na Figura 4.1; e a troca adicional com o gás exausto, além da troca usual de amina pobre – amina rica, e possível resfriamento da amina pobre, se necessário. A primeira configuração requer dois trocadores de calor, enquanto a segunda pode requerer até três trocadores de calor, se o resfriamento da amina pobre for necessário. Logo, o uso da segunda configuração só se justificaria em caso de uma melhoria no processo, como diminuição do calor requerido na regeneradora ou da vazão de solvente. Tais cenários foram avaliados e a partir dos resultados foi definida a configuração final da planta.

4.1.4 Solvente de captura

Para este projeto, foi utilizada a mistura aquosa de MDEA com piperazina como solvente. A combinação dessas aminas possibilita o aumento da eficiência de captura de CO_2 e diminui a demanda energética da regeneração (ARAÚJO et al., 2016; CLOSMANN, 2009; YU et al., 2012). A composição do solvente de MDEA/PZ foi baseada no trabalho de Araújo et al. (2016) e é apresentada na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Composição do solvente puro utilizado nas simulações (em massa)
Fonte: Adaptada de dados de Araújo et al. (2016)

Componente	Fração mássica
MDEA	0,46
Piperazina	0,04
Água	0,49
CO_2	0,01

4.1.5 Adoção de premissas adicionais de processo

Algumas premissas foram necessárias para o desenvolvimento das simulações dos sistemas CCS, e são sumarizadas na Tabela 4.2. As premissas foram assumidas com base em valores pertinentes encontrados em literatura (ARAÚJO & DE MEDEIROS, 2017; ARAÚJO et al., 2016; CRUZ, 2016; BRANAN, 2005; MACKENZIE et al., 1987).

As hipóteses levantadas para a temperatura da utilidade fria foram embasadas no estudo de Cruz (2016) de captação profunda de água do mar, possibilitando o uso de utilidades frias de menores temperaturas. Já para os valores de razão de captura e razão de calor, a experiência do Laboratório H_2CIN em simulações de processos de absorção de CO_2 indica o uso dos valores apresentados na Tabela 4.2. Esses valores são também destacados por Araújo & De Medeiros (2017) em sua revisão do estado-da-arte das tecnologias de captura e sequestro de carbono.

Tabela 4.2: Premissas adotadas para as simulações dos sistemas CCS

Utilidade fria	Água do mar
Temperatura de entrada da utilidade fria (°C) (água do mar com captação submarina)	7,0
Temperatura de saída da utilidade fria (°C)	27,0
Queda de pressão no casco dos trocadores de condensador (kPa)	0,0
Queda de pressão nos tubos dos trocadores de calor (kPa)	50,0
Razão de calor (GJ no refervedor/ t CO_2 capturado)	3-4
Razão de captura (massa de solvente/massa de massa CO_2 no gás exausto)	10-15
$\Delta T_{approach}$ para trocadores de calor (°C)	10
$\Delta T_{approach}$ para refervedor (°C)	10
Eficiência para pratos teóricos (%)	33,3
Espaçamento dos pratos (in)	20
Máximo diâmetro das colunas (m)	4,0

4.1.6 Cálculo de estimativa de área para sistema CCS

Para o cálculo da estimativa de *footprint* do sistema CCS, a planta foi dividida em *skid* de captura por aminas e *skid* de compressão de CO_2. Foi utilizada as equações para estimativa de área ocupada para cada um desses *skids* apresentadas por Araújo et al. (2016). A planta de captura é dependente dos diâmetros das colunas absorvedoras e regeneradoras, conforme a Equação 4.1.1 (ARAÚJO et al., 2016).

$$FP_{absorção\ por\ aminas}^{Skid}(m^2) = 18 \times \left(\frac{D_{abs}(m)+D_{reg}(m)}{\sqrt{2}}\right)^2 \quad (4.1.1)$$

Na qual, $FP_{absorção\ por\ aminas}^{Skid}$ representa a área ocupada pelo *skid* de captura por aminas em m^2, D_{abs} representa o diâmetro da coluna absorvedora em m e D_{reg} representa o diâmetro da coluna regeneradora em m.

Para o *skid* de compressão de CO_2 foi considerada a estimativa de *footprint* de Araújo et al. (2016) para *skid* de compressores centrífugos, usualmente utilizado em plataformas FPSO (ARAÚJO et al., 2016). Apesar de ser necessário fazer o dimensionamento para selecionar o tipo de compressor a ser utilizado, foram assumida similares áreas entre os compressores e foi utilizada a equação definida por Araújo et al. (2016) como estimativa. A área do *skid* do compressor é dependente das potências requeridas pelos compressores, conforme a Equação 4.1.2 (ARAÚJO et al., 2016). Foi assumido que o *skid* já contabiliza *intercoolers* e eventuais vasos de separação.

$$FP_{compressor}^{Skid}(m^2) = 0.8017 \times (potência\ (kW))^{2/3} \quad (4.1.2)$$

onde $FP_{compressor}^{Skid}$ representa a área ocupada pelo *skid* do compressor em m^2 e $potência$ representa a potência requerida por cada compressor em kW.

4.2 Metodologia de otimização das plantas

Considerando o calor disponível a ser fornecido para o refervedor para as duas configurações termelétricas avaliadas, uma análise para encontrar os valores próximos ao ótimo para o sistema de absorção foi realizada em termos de pressão do regenerador, temperatura do refervedor, número de pratos teóricas do absorvedor e do regenerador e número de colunas absorvedoras e regeneradoras. O *software* KG-TOWER foi usado para encontrar o diâmetro das torres. A otimização considerou os valores limites para as razões de captura e calor apresentados na Tabela 4.2. Devido a maior limitação de calor a ser fornecido para o refervedor, a análise da integração do sistema CCS foi iniciada com a planta de ciclo combinado 2:1:1 e depois prosseguiu-se para o ciclo simples.

Foi fixado um número preliminar de pratos teóricos para as colunas absorvedora e regeneradora e para a temperatura do refervedor, baseado na literatura e em simulações preliminares realizadas (ARAÚJO et al., 2016; FREEMAN et al., 2010). Foi utilizada a

temperatura preliminar do refervedor de 130 °C e o número de pratos teóricos da absorvedora e da regeneradora de 14 e 10 pratos, respectivamente.

Uma primeira análise foi realizada para otimizar a pressão para a coluna regeneradora de solvente, considerando os valores de vazão de solvente e de calor necessário para o refervedor indicados pelos limites de razão de captura e de calor. Tendo o valor definido para a pressão da regeneradora, foi avaliada a possibilidade de valores menores para a temperatura do refervedor, visando a possível diminuição do calor requerido. Valores acima de 130 °C não foram analisados devido à possibilidade de degradação do solvente (ARAÚJO et al., 2016; FREEMAN et al., 2010). Posteriormente, foi analisada a possibilidade de redução do número de pratos das absorvedoras, novamente tendo em vista os valores de vazão de solvente e de calor requerido pelo refervedor. Para finalizar a definição dos parâmetros variáveis foi posteriormente avaliado o número de pratos da coluna regeneradora visando a possível redução deste.

Para definir o número de colunas, foi necessário o cálculo do diâmetro dessas. Para isso, foi realizado o dimensionamento da coluna com *software* KG-TOWER. Foi verificado o estágio de maior vazão mássica de líquido e de vapor na coluna a ser dimensionada. Os parâmetros necessários de ambos os estágios foram, então, utilizados como valores de entrada para o simulador KG-TOWER. Para a estimação do diâmetro, foram considerados pratos perfurados com espaçamento de 20 polegadas, que consiste na faixa média de utilização, um limite de inundação padrão do software de 85% e um *downcomer* do tipo reto (MANNING & THOMPSON, 1991; BRANAN, 2005). É indicado que o diâmetro máximo das colunas para uso *offshore* seja de 4 metros (TURTON et al., 2012). Logo, nos casos simulados que apresentarem diâmetro superior a 4 metros, a vazão é dividida pelo número de colunas e re-simulado (KG-TOWER) o sistema considerando colunas iguais até que se tenha cada coluna com diâmetro inferior a 4 metros.

4.3 Estudo de caso: ciclo combinado com CCS

O ciclo combinado 2:1:1 apresentado nas Seções 3.3 e 3.4 foi avaliado para ser acoplado a uma planta de CCS visando a redução de emissões de carbono e a disponibilização de CO_2 para EOR. Para tal, também foi considerada a integração energética da planta de geração termelétrica a planta de captura por aminas, proporcionando o calor necessário ao refervedor.

4.3.1 Resultados da integração e otimização da planta de captura

Inicialmente, conforme Seção 4.2, foi simulado um caso preliminar com a temperatura de refervedor a 130 °C, 14 pratos teóricos para a absorvedora e 10 pratos teóricos e 3 bar para a regeneradora. A meta preliminar foi a redução da composição de CO_2 presente no gás exausto de 4,2% para 2%, necessitando de 625 t/h de solvente pobre para tal na configuração caso base, valor corresponde ao limite superior da faixa de razão de captura (15 kg de solvente/kg de CO_2 no gás exausto). Apesar de ser corriqueira a adoção de 90% de remoção de CO_2 em projeto de processos de captura por aminas (ROCHELLE, 2009), com a especificidade do projeto em questão em termos de maior percentual de CO_2 no gás natural utilizado e área, peso e altura limitados, foi adotada 50% de redução de emissões como análise preliminar. Caso uma maior redução seja possível considerando as limitações de projeto, esta seria adotada.

Foi então avaliada a configuração dos trocadores de calor para a integração energética da planta. Verificou-se que a temperatura que poderia ser atingida anteriormente para a alimentação da coluna regeneradora era limitada a aproximadamente 110 °C para ambas as configurações, uma vez que se tem como limite o $\Delta T_{approach}$ de 10 °C entre as correntes do trocador de calor de integração. Logo, o calor necessário para a torre regeneradora é o mesmo tanto para a troca de calor apenas entre as correntes de amina pobre e rica, como para a troca adicional com a corrente de gás exausto, sendo cerca de 8,9 x 10^7 kJ/h.

A principal diferença entre as configurações é, então, a quantidade de utilidade fria necessária, que vai de 77600 kmol/h para a troca apenas entre as correntes de aminas, para 36400 kmol/h para a troca entre as correntes de aminas e de gás exausto proveniente do HRSG/OTSG. Entretanto, considerando que para uma operação *offshore* o resfriamento com água do mar não se constitui um problema considerável e que a segunda configuração exigiria um terceiro trocador de calor para o caso simulado, o peso e a área ocupada por esse novo equipamento não se justifica apenas pela necessidade de mais água de resfriamento.

Além disso, como os *skids* são compactos numa plataforma *offshore*, é possível que o arranjo para a troca de calor entre três correntes, sendo ainda uma delas mais afastada, se torne bem mais complexo do que para apenas duas correntes próximas. Logo, a configuração escolhida foi a configuração clássica com troca de calor apenas entre as correntes de aminas, conforme apresentado na Figura 4.1.

Para avaliar o valor ótimo da pressão da regeneradora em termos de vazão de solvente e calor requerido ao refervedor, esse parâmetro da coluna foi variado enquanto manteve constantes as demais premissas preliminares mencionadas na Seção 4.2 e no ínicio desta Seção. Além disso, foi analisada a perda de potência do ciclo a vapor, uma vez que, para o ciclo

combinado, o calor do refervedor é suprido pela corrente de saída da turbina a vapor e, para isso, é necessário que esta apresente uma temperatura suficiente para tal. Variou-se a pressão da regeneradora de 1,25 a 4,25 bar. Acima de 4,25 bar, a vazão de solvente necessária seria muito alta e fora do escopo da análise, enquanto abaixo de 1,25 bar o calor necessário para o refervedor também seria muito elevado. O gráfico da Figura 4.2 apresenta os resultados encontrados.

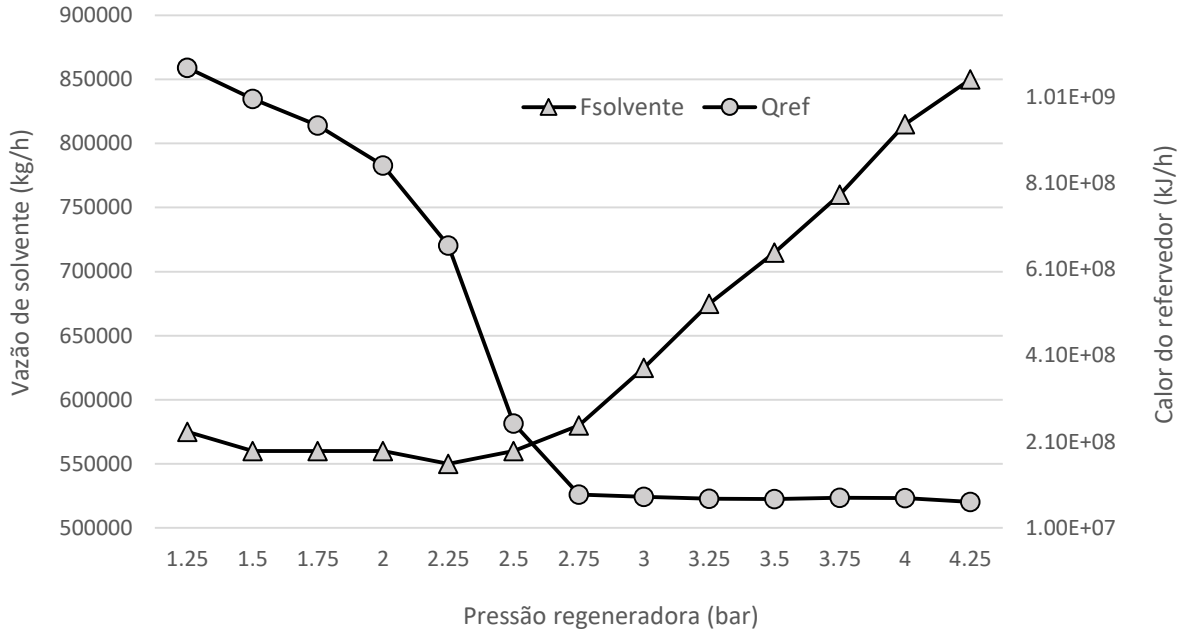

Figura 4.2: Variação da vazão de solvente e do calor do refervedor em função da pressão da regeneradora

Na Figura 4.2, verifica-se o *trade-off* entre a vazão de solvente e o calor do refervedor em termos de pressão da regeneradora. Sabe-se que menores valores para a pressão na regeneração favorecem o processo de recuperação do solvente, exigindo menores valores para vazão de solvente para mesma taxa de captura. Entretanto, neste caso, para valores na faixa de 1,25 a 2,5 bar foi observada a saída de uma grande quantidade de água no topo da regeneradora, pois, à temperatura da regeneradora e a estas pressões, era favorecida a vaporização da água. Com isso, havia uma vazão de fundo pequena o suficiente para não suprir o calor necessário ao trocador de calor entre as aminas, tendo que ser diminuida a temperatura de entrada na regeneradora para manter o $\Delta T_{approach}$ de 10 °C. Como consequência disso, tem-se o requerimento de uma maior quantidade de calor pelo refervedor (Qref) para manter a absorvedora na temperatura desejada, o que justifica esse aumento de Qref observado no gráfico para menores pressões. Essa variação da temperatura de entrada na absorvedora é o que também justifica a não constância da variação do valor de Qref.

A elevada vazão de água na corrente de topo da regeneradora provoca também o arraste de mais CO_2 na separação da água nos vasos separadores posteriores, conforme verificado pelo aumento da composição de CO_2 presente no solvente recuperado que adentra a absorvedora quanto menor era a pressão a partir de 2,5 bar. Com isso, maior vazão é requerida para se atingir o mesmo objetivo final de 2% de CO_2 no gás pobre. Logo, apesar de menores pressões na regeneradora usualmente demandarem menores vazões de solvente, o aumento do percentual de CO_2 no solvente pobre exige aumento de vazão. O balanço desses fatores acarreta na constância para os valores de vazão para pressões entre 1,25 e 2,5 bar, conforme observado na Figura 4.2. Logo, nesta faixa de pressão, não se justifica o uso de valores menores que 2,5 bar, uma vez que não há ganho em termos de vazão de solvente e há um brusco aumento de Qref necessário.

Ademais, ainda para 2,5 bar, o Qref requerido já se apresenta acima da faixa indicada de 3-4 GJ/t CO_2 capturado, sendo este valor próximo de 10. Isso também comprometeria o ciclo a vapor, uma vez que seria necessário ter uma alta pressão na saída da turbina para se ter uma corrente que ao ser resfriada até 140 °C, respeitando-se o $\Delta T_{approach}$ (10 °C acima da temperatura do refervedor), transfira calor suficiente para suprir o refervedor. De fato, foi verificado que, para tal calor requerido, a pressão necessária seria ainda mais alta que a de entrada da turbina, inviabilizando o uso desta para o aquecimento do refervedor nesta faixa de pressão.

Para a faixa de 2,75 a 4,25 bar, devido ao aumento de vazão do sistema, pode-se operar a temperaturas levemente maiores na entrada da regeneradora, o que diminui o Qref necessário de $8{,}7 \times 10^7$ a $7{,}03 \times 10^7$ kJ/h, respectivamente. Porém, o aumento observado na primeira faixa de pressão é elevado o bastante para tornar esse aumento na segunda faixa insignificante, aparentando, esta última faixa, possuir valores de Qref praticamente constantes. Além disso, valores acima de 3 bar apresentam vazão de solvente acima da faixa indicada pela razão de captura (massa de solvente por massa de CO_2 presente na corrente de entrada), uma vez que 625000 kg/h de solvente se apresenta como a vazão limite em termos desse parâmetro para este processo.

Portanto, tem-se que os valores de pressão que apresentam tanto a vazão de solvente como calor requerido pelo refervedor na faixa indicada devido aos limites estabelecidos pelas razões de captura e de calor são 2,75 bar e 3 bar. Entre esses valores, a diminuição do Qref necessário se apresenta como irrisória quando comparada com a variação da vazão, além do fato de o processo a 3 bar já ser operado no limite da vazão indicada. Em termos de comprometimento do ciclo a vapor para suprir o calor necessário, foi verificado, para ambas as pressões, que é possível gerar uma corrente de saída da turbina que, ao ser resfriada até 140 °C,

gere o calor requerido pelo refervedor na operação de ambas as pressões da regeneradora.

Ambos os processos requerem que a pressão de saída da turbina seja elevada a 3,62 bar, resultando em uma corrente a 244,3 °C com calor suficiente para ser transferido ao refervedor quando resfriada até 140 °C. Para essa condição de pressão, o vapor de água de saída da turbina condensa a 140 °C com maior requerimento de calor, provocando um maior percentual de líquido na corrente do ciclo a vapor após a troca. Portanto, o calor latente extra devido a maior quantidade de vapor condensada supre a demanda energética maior do refervedor. Logo, como a perda da energia que poderia ser gerada pelo ciclo a vapor depende apenas da pressão da saída da turbina, ambos terão a mesma perda de 12,1 MW, o que corresponde a mais de 50% do que poderia ser gerado por esse ciclo a vapor. Essa alta penalidade energética ocorre porque a expansão a pressões mais próximas da atmosférica resultam em grande parte da energia gerada pelas turbinas. Dessa forma, foi decidido o uso de 2,75 bar como pressão para a regeneradora, uma vez que requer menores vazões de solvente.

A análise seguinte foi verificar a possibilidade de uso de menores temperaturas para o refervedor, o que poderia diminuir o calor necessário. Temperaturas superiores não foram consideradas, pois poderiam causar a degradação das aminas utilizadas, assim como iriam requerer maiores valores de Qref. Foram mantidas as demais variáveis e foi verificado o aumento da vazão de solvente em comparação com a diminuição do calor requerido pelo processo e a potência suprimida do ciclo a vapor para se atingir o mesmo percentual de 2 %molar de CO_2 no gás pobre. Os resultados são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Avaliação da variação da temperatura do refervedor

Temperatura do refervedor (°C)	**Vazão de solvente (t/h)**	**Calor requerido (kJ/h)**	**Potência suprimida (MW)**
130	580	$8,7x10^7$	12,1
125	660	$8,33x10^7$	12,1
120	815	$8,51x10^7$	12,1

Para manter o $\Delta T_{approach}$ mínimo do trocador de integração (amina pobre / amina rica), foi necessário variar a temperatura de entrada da amina rica na regeneradora, o que resulta numa pequena redução do calor requerido pelo refervedor. Para faixa de calor requerido, a potência suprimida é a mesma, pois para esses valores de Qref há novamente apenas a variação da composição das fases líquido e vapor na corrente de saída da turbina após a troca de calor com o refervedor. Além disso, a vazão de solvente para 125 °C e 120 °C se encontra acima de 625

t/h, sendo superior ao limite indicado. Logo, como não há benefício em termos de Qref e em termos de potência do ciclo a vapor suprimida e, por outro lado, há necessidade de maiores vazões de solvente para atingir o valor objetivo de CO_2 no gás pobre, conclui-se em permanecer com a temperatura de 130 °C no refervedor.

Tendo-se definido a pressão da regeneradora e a temperatura do refervedor, prosseguiu-se para o dimensionamento da absorvedora para verificar a possibilidade da redução do número de pratos teóricos em relação aos 14 pratos utilizados inicialmente. Foi mantida a meta preliminar de 2% de CO_2 na composição do gás pobre, sendo necessário aumentar a vazão de solvente para cada prato diminuído da absorvedora. Logo, limitou-se que a absorvedora seria reduzida até se atingir o limite superior indicado para a vazão de amina de 625 t/h, resultando no gráfico da Figura 4.3.

Observa-se um comportamento similar da variação da vazão de solvente e do calor do refervedor quanto menor o número de pratos teóricos para atingir a mesma composição de gás pobre. Com menos pratos teóricos, necessita-se uma maior vazão de solvente para suprir a mesma absorção de CO_2. Tendo uma maior vazão de solvente passando pela regeneradora, é necessária maior quantidade de calor para manter a temperatura da unidade.

É possível suprir a faixa de calor do refervedor necessário entre 10 e 14 pratos teóricos com a mesma condição de 3,62 bar na saída da turbina a vapor, tendo um calor extra disponível por um maior calor latente proveniente de maior quantidade de vapor condensado da troca térmica. Logo, o principal fator determinante para a escolha do número de pratos teóricos dentro da faixa analisada seria a quantidade de colunas necessárias, uma vez que uma maior vazão pode requerer mais uma coluna. Para isso, então, foi feito o dimensionamento no *software* KG-TOWER, conforme descrito na Seção 4.2. Para que as colunas tivessem até 4 metros de diâmetro, foi necessário utilizar 5 colunas absorvedoras em paralelo independente do número de pratos teóricos da absorvedora para a faixa estudada. Todas resultaram em valores de diâmetro entre 3,99 e 3,90 metros quando usado de 10 a 14 pratos teóricos, respectivamente. Logo, novamente, este fator não foi determinante para a escolha do número de pratos teóricos. Assim, decidiu-se por utilizar 10 pratos teóricos para a absorvedora, uma vez que resultaria em uma menor altura da torre, fator relevante para aplicação em plataformas, além de reduzir os custos.

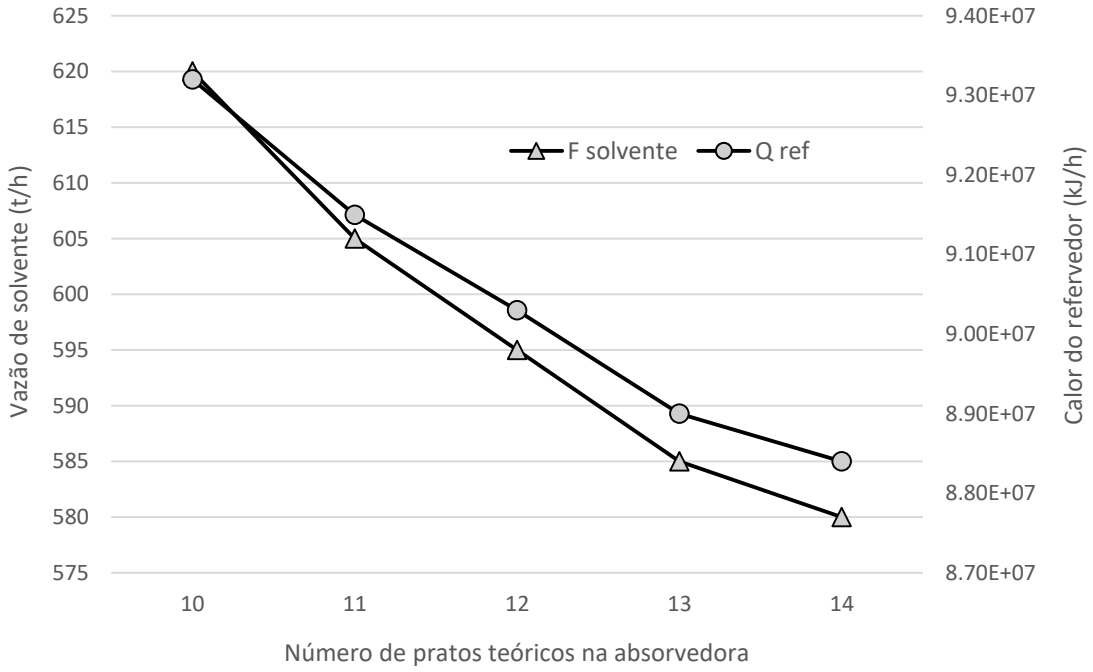

Figura 4.3: Variação da vazão de solvente e do calor do refervedor em função do número de pratos na absorvedora

A seguir, foi analisado o número de pratos da coluna regeneradora. A diminuição do número de pratos da coluna regeneradora foi limitada pelo $\Delta T_{approach}$ mínimo do trocador de calor das aminas, sem alterar os demais parâmetros do sistema. Assim, o menor número de estágios teóricos possível foi 7, tendo como compensação o aumento do calor do refervedor requerido para $1{,}37 \times 10^8$ kJ/h. Apesar de ser um aumento considerável em comparação ao necessário para 10 pratos teóricos, $9{,}32 \times 10^7$ kJ/h, esse maior calor requerido também é possível de ser suprido pela corrente de saída da turbina a 3,62 bar, uma vez que ainda não é uma quantidade de calor suficiente para condensar toda a corrente do ciclo a vapor.

Assim, da mesma forma que para as colunas absorvedoras, o principal fator determinante para a escolha do número de pratos teóricos dentro da faixa analisada foi o diâmetro das torres. Para isso, da mesma forma, foi feito o dimensionamento no *software* KG-TOWER, conforme descrito na Seção 4.2. Para que as colunas tivessem até 4 metros de diâmetro, foi necessário utilizar 2 colunas regeneradoras em paralelo independente do número de pratos teóricos da absorvedora para a faixa estudada. Entretanto, enquanto para 7 pratos teóricos foi necessário um diâmetro de coluna de 2,8 m, para 8, 9 e 10 pratos teóricos o diâmetro calculado foi de 2,5 m. Apesar da pequena variação, a necessidade de um menor *footprint* requer um menor diâmetro, considerando que com a diferença de apenas um prato teórico já é suficiente para tal. Além disso, foi verificado que o aumento do número de pratos teóricos

diminui o requerimento energético do primeiro compressor de gás acido após a regeneradora, pois há uma menor vazão de água na saída do topo. Diminuindo a regeneradora de 9 para 7 pratos teóricos resultaria numa demanda energética de 1300 kW, o que reduziria consideravelmente a potência líquida produzida. Como a diferença de 10 para 9 pratos não é significativa, foi escolhido operar a regenerador com 9 pratos teóricos.

Sumarizando, têm-se, na Tabela 4.4 os parâmetros otimizados para a planta de CCS por aminas, acoplada ao ciclo combinado, com a meta de reduzir a composição de CO_2 no gás exausto de 4,2% para 2%.

Tabela 4.4: Parâmetros otimizados para planta de CCS acoplada a ciclo combinado

Parâmetro	**Valor**
Pressão regeneradora (bar)	2,75
Temperatura do refervedor (°C)	130
Número de pratos na absorvedora	10
Número de colunas absorvedoras	5
Número de pratos na regeneradora	9
Número de colunas regeneradoras	2
Vazão de solvente (t/h)	625

Com os parâmetros apresentados na Tabela 4.4, foi possível reduzir as emissões de 477 g CO_2 / kWh produzido para 241 g CO_2 / kWh produzido. Uma análise foi então realizada para avaliar se seria possível alcançar um maior percentual de redução, dentro do escopo de aplicação do estudo.

Utilizando a mesma configuração de sistema CCS, foram avaliados os parâmetros para se atingir o fator de emissão de 200 g CO_2 / kWh produzido. Para tal, é necessário utilizar uma vazão de solvente bem superior de cerca 775 t/h, que se encontra acima do limite indicado em termos de razão de captura. Para atingir o fator de emissão desejado com o máximo de vazão estabelecido em 625 t/h, seria necessário utilizar uma coluna absorvedora com mais de 30 pratos teóricos, o que é um número bem mais elevado do que o encontrado anteriormente, sendo de maior complexidade para aplicação *offshore* e, logo, difícil implantação. Araújo et al. (2016), por exemplo, indicam o uso de uma coluna de 20 pratos teóricos para uso em plataforma e explicam que tal coluna já necessitaria ocupar dois *decks* em uma FPSO, o que resultaria no dobro de *footprint* ocupado pela planta. Como neste trabalho já são necessárias cinco torres de absorção e duas colunas de regeneração, é essencial que a planta limite-se a um único *deck*

tendo em vista a área que ocupará.

Portanto, considera-se a planta desenvolvida com os parâmetros da Tabela 4.4, com fator de emissão de 241 g CO_2 / kWh produzido, pois, ainda assim, uma redução de CO_2 presente no gás exausto de 4,2% para 2% já apresenta um resultado significativamente positivo acerca do uso de CCS acoplado à geração termelétrica *offshore*.

4.3.2 Resultados do sistema de Ciclo Combinado com CCS

A simulação final do ciclo combinado com CCS em Aspen HYSYS resultou no fluxograma representado na Figura 4.4, com os devidos parâmetros assinalados, assim como os principais resultados, detalhados ao longo desta seção.

A Tabela 4.5 apresenta os resultados do sistema em termos de energia. Com relação a eficiência energética da planta, novamente calculada em termos de LHV, é observada uma queda de 9% desta em relação ao valor somente do ciclo combinado 2:1:1, apresentado na Seção 3.3.2. Entretanto, apesar da queda, ela ainda se encontra acima do valor apresentado pelo ciclo simples, conforme visto na Seção 3.2.2. Tal redução da eficiência está atrelada a integração energética do sistema termelétrico a planta de captura, além da utilização de parte da energia produzida para suprir a demanda térmica dos compressores de CO_2 e da bomba de pressurização da amina rica. A integração energética provoca a redução de cerca de 50% do potencial de produção de energia do ciclo a vapor, totalizando 10,3 MW gerados nesta configuração em comparação com os 22,4 MW gerados no ciclo sem integração. Já a demanda dos compressores e da bomba totalizam aproximadamente 2,7 MW, resultando na potência líquida produzida pelo sistema de 72,6, conforme apresentado na Tabela 4.5.

A penalidade energética de 9% encontra-se pouco abaixo da faixa típica de 10-30% apresentada por Araújo & De Medeiros (2017) para integração energética de ciclos termelétricos a planta de captura por absorção química. Entretanto, não é indicado se tais valores já contabilizam a demanda energética do trem compressão. Kvamsdal et al. (2007) apresenta o valor médio de 48% para eficiência de um sistema termelétrico acoplado a uma captura de carbono por aminas em relação ao poder calorífico do combustível utilizado. Apesar de este valor estar acima do valor aqui encontrado, é possível inferir que este resultado não conta a perda energética com o trem de compressão para sequestro de CO_2. Sem contabilizá-los o valor para eficiência neste projeto seria de cerca de 46%, suficientemente próximo daquele indicado por Kvamsdal et al. (2007).

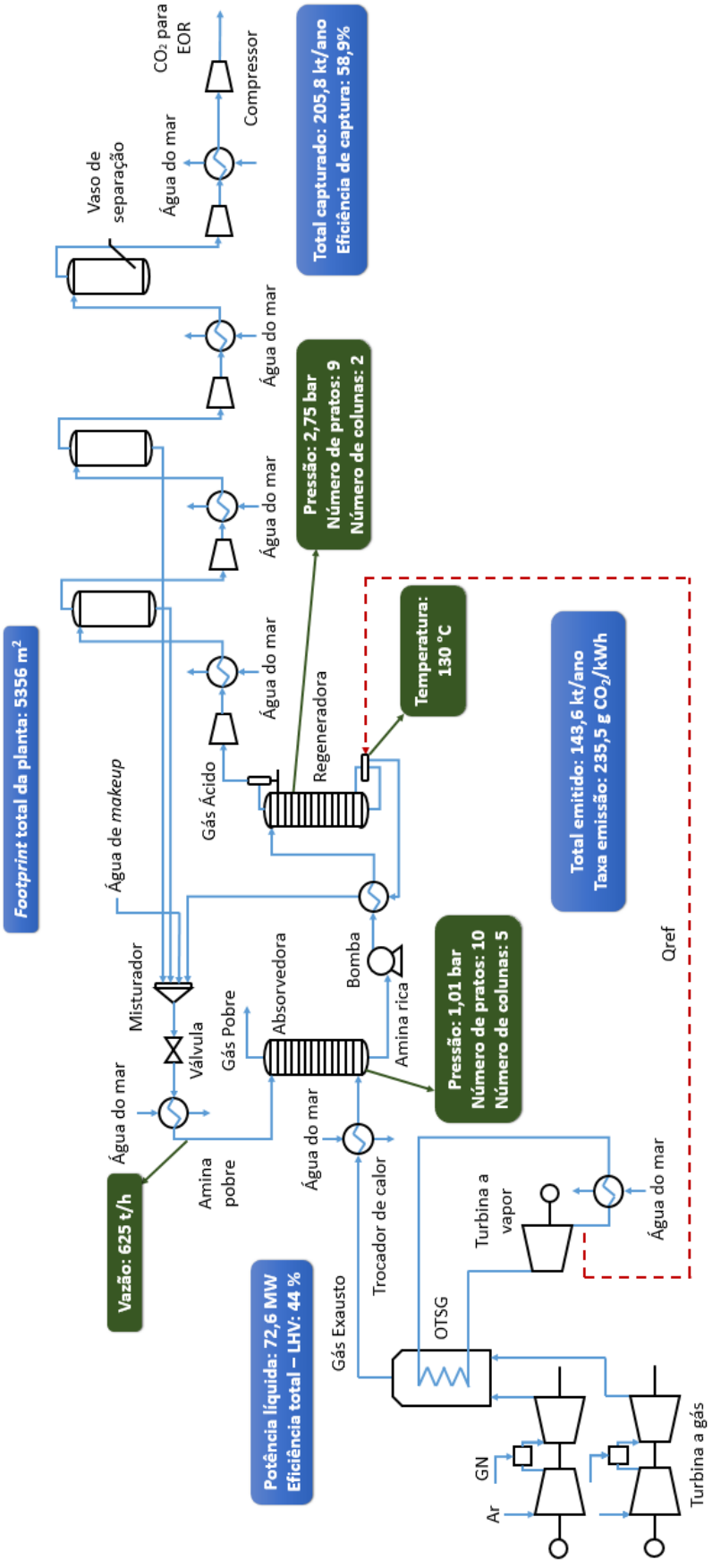

Figura 4.4: Fluxograma representativo do sistema final de ciclo combinado com CCS

Tabela 4.5: Resultados da produção elétrica da planta de ciclo combinado com CCS

Parâmetros	Ciclo combinado com CCS
Potência Líquida Produzida (MW)	72,6
Potência Líquida Produzida/GN consumido – HHV (kWh/GJ)	111,1
Eficiência total – LHV (%)	44

Kvamsdal et al. (2010) calculam a penalidade energética de uma planta de ciclo combinado de gás natural acoplada a um sistema de captura por aminas e compressão de CO_2, configuração mais aproximada a análise aqui realizada. Nesse estudo, Kvamsdal et al. (2010) contabilizaram 9% de penalidade energética para esse sistema, mesmo valor encontrado neste trabalho. Apesar de se esperar que o sistema com MDEA/PZ tenha menor requerimento energético que o sistema de MEA projetado por Kvamsdal et al. (2010), a equivalência na penalidade energética pode estar atrelada a pressão final da corrente de CO_2, sendo de 300 bar neste trabalho em comparação com os 120 bar de Kvamsdal et al. (2010).

Da mesma forma, a potência líquida específica produzida também apresenta queda em relação ao observado para o ciclo 2:1:1 sem integração (ver Seção 3.3.2), uma vez que a quantidade de combustível consumida é a mesma, porém a quantidade de energia líquida produzida é menor. Ainda assim, a potência líquida produzida está acima do valor mínimo requerido em uma máxima produção de óleo e gás em uma FPSO do pré-sal – acima de 68 MW de energia (CUCHIVAGUE, 2015).

Com relação às emissões de CO_2, a Tabela 4.6 apresenta os resultados obtidos. É eficiente a contribuição do sistema CCS quando comparados os valores obtidos com os dados da Tabela 3.13 de ciclos combinados sem captura. Para taxa de emissão é observada uma redução de 50,6% com o uso de CCS, enquanto para o total de emissão de CO_2 por ano a queda é de 58,9%. O menor valor encontrado para a taxa de emissão deve-se a menor potência líquida produzida pelo sistema e, portanto, esse parâmetro não representa verdadeiramente o potencial de captura. Portanto, o valor de total de emissões de CO_2 é utilizado como base para verificar a eficiência de captura, que ficou próximo a 60%. Apesar de ser usual uma eficiência de captura de 90% em sistemas de captura por aminas (ROCHELLE., 2009), a captura foi considerada eficiente neste projeto devido as limitações da aplicação *offshore* e do uso de um gás natural rico em CO_2. Se por um lado é necessária uma maior vazão de combustível devido a seu menor poder calorífico e, portanto, maior vazão de CO_2 no gás exausto, de outro há necessidade de conter ao máximo o peso, a área e a altura necessários a planta de CCS. Ainda, a maior

concentração de CO_2 em gás exausto e, consequentemente, pressão parcial deste, pela queima de gás natural rico em CO_2, em comparação com demais projetos pós-combustão, também pode alterar essa eficiência de captura (NORD et al., 2017; CUCHIVAGUE, 2015; KANNICHE et al., 2010). Logo, encontrou-se uma maior dificuldade em elevar esse percentual de captura de CO_2 neste trabalho.

Tabela 4.6: Resultados das emissões das plantas de ciclo combinado com CCS

Parâmetros	Ciclo combinado com CCS
Taxa de emissão (g CO_2/kWh produzido)	235,5
Total de emissão de CO_2 por ano (kt/ano)	143,6

Para o cálculo da área do sistema CCS foram utilizadas as Equações 4.1.1 e 4.1.2. A planta de captura é dependente dos diâmetros das colunas absorvedoras e regeneradoras, calculados Seção 4.3.1. Entretanto, como a equação presume o uso de uma única coluna absorvedora e outra regeneradora, uma adaptação foi realizada neste trabalho. Foi considerado como premissa um espaçamento entre torres igual à metade do diâmetro de cada uma. Com isso, foi formulado o arranjo das colunas absorvedoras de modo que o diâmetro total a envolvê-las fosse utilizado como D_{abs}. Dessa forma, buscou-se formar o menor círculo possível para a área das absorvedoras. A mesma metodologia foi aplicada para as colunas regeneradoras. A Figura 4.5 apresenta o posicionamento dessas colunas em cada um de seus *skids*.

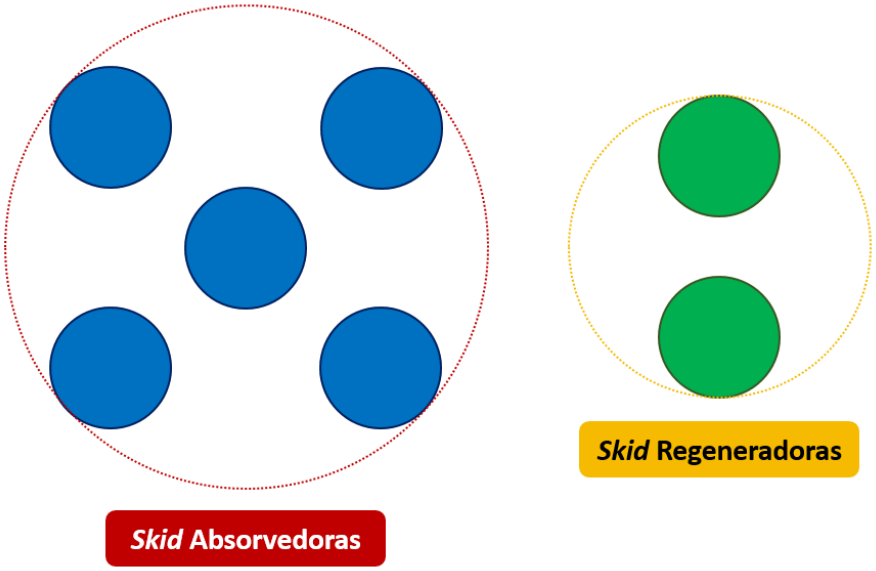

Figura 4.5: Representação do posicionamento das colunas nos *skids* das absorvedoras e das regeneradoras para sistema de ciclo combinado com CCS

A Tabela 4.7 apresenta os parâmetros D_{abs} e D_{reg} considerando o esquema da Figura 4.5, na qual o círculo vermelho se relaciona ao primeiro e o círculo amarelo ao segundo, além do resultado para o *footprint* da planta de captura.

Tabela 4.7: Valores dos parâmetros de *footprint* da planta de captura por aminas no sistema de ciclo combinado com CCS

Parâmetros	**Valores para Ciclo Combinado com CCS**
D_{abs} (m)	15,96
D_{reg}(m)	6,25
Footprint **do *skid* captura com aminas (m²)**	**4439,6**

Já a área do *skid* do compressor depende das potências requeridas pelos compressores, disponibilizados pelo *software* de simulação Aspen HYSYS. Como a Equação 4.1.2 apresenta o *footprint* em relação a um único compressor, o *skid* do trem de compressão foi calculado utilizando-se a premissa de somatório dos *skids* de cada compressor.

A Tabela 4.8 apresenta os parâmetros de potência para cada um dos cinco compressores do trem de compressão simulado na planta de ciclo combinado com CCS, além de um sexto *skid* utilizado como *spare* que é assumido ter a potência igual a de maior valor dentre os compressores em operação.

Tendo a estimativa de área dos *skids* de captura por aminas e de compressão, a área total do sistema CCS é calculada pela soma desses, assim como o *footprint* para a planta como um todo inclui também as estimativas realizadas para o ciclo combinado 2:1:1. A Tabela 4.9 apresenta o resultado das estimativas finais de área. Pode ser observado o brusco aumento do índice de *footprint* total por energia produzida em relação ao obtido apenas para o ciclo combinado (ver Seção 3.3.2), causado não apenas pelo aumento excessivo de área requerida, mas ainda pela queda da energia produzida conforme visto anteriormente nesta seção.

Tabela 4.8: Valores dos parâmetros de *footprint* do trem de compressão no sistema de ciclo combinado com CCS

Parâmetros	**Valores para Ciclo Combinado com CCS**
***Skid* 1**	
Potência (kW)	499,9
Footprint skid (m^2)	50,5
***Skid* 2**	
Potência (kW)	671,1
Footprint skid (m^2)	61,5
***Skid* 3**	
Potência (kW)	597,2
Footprint skid (m^2)	56,9
Skid 4	
Potência (kW)	504,3
Footprint skid (m^2)	50,8
***Skid* 5**	
Potência (kW)	256,9
Footprint skid (m^2)	32,4
***Skid* Extra**	
Potência (kW)	671,1
Footprint skid (m^2)	61,5
***Footprint skid* trem de compressão (m^2): 313,4**	

Tabela 4.9: Valores finais dos parâmetros de *footprint* estimado da planta de ciclo combinado com CCS

Parâmetros	**Valores para planta de CC+CCS**
Footprint CCS (m^2)	4753
Footprint total CC+CCS (m^2)	5356
Footprint total/energia (m^2/MW)	73,8

4.4 Estudo de caso: ciclo simples com CCS

O ciclo simples apresentado nas Seções 3.2 e 3.4 acoplado a uma planta de CCS visando a redução de emissões de carbono e a disponibilização de CO_2 para EOR. Assim como para a

planta de ciclo combinado, também foi considerada a integração energética da planta de geração termelétrica a planta de captura por aminas, proporcionando o calor necessário ao refervedor, porém sem haver penalidade energética neste caso, por não aproveitar o calor do gás de chaminé para ciclo a vapor.

4.4.1 Resultados da integração e otimização da planta de captura

De forma similar ao realizado para planta de ciclo combinado, foi avaliada a mesma planta de CCS combinada à geração por um ciclo simples composto por três turbinas a gás operando em paralelo. A principal diferença em relação ao ciclo combinado é que, no ciclo simples, a energia para suprir o aquecimento do refervedor é proveniente do resfriamento das três correntes de gás exausto que saem das turbinas a cerca de 526 °C. O resfriamento das três correntes misturadas até 140 °C, respeitando-se o $\Delta T_{approach}$ mínimo com o refervedor, possui o potencial de geração de $4{,}2 \times 10^8$ kJ/h de energia térmica.

Utilizou-se a mesma configuração do fluxograma da planta CCS do ciclo combinado, com troca de calor clássica entre as aminas rica e pobre, equivalente ao observado na Figura 4.4. A principal diferença na configuração é o maior número de compressores e vasos de separação necessários no trem de compressão, devido a maior vazão de gás ácido e de maior concentração de água.

Tendo em vista o limite superior indicado para a razão de captura como 15, o máximo de vazão de solvente seria então de 935 t/h, maior que os 625 t/h observados no ciclo combinado, uma vez que se tem agora três correntes de gás exausto, tendo cada uma cerca de 20,8 t/h de CO_2, equivalente aos 4,2% molar. Logo, apesar de haver a mesma concentração de CO_2 na corrente de gás exausto, há dois terços a mais de vazão no caso do ciclo simples. Assim, é possível operar com vazões maiores de solvente, porém isso resulta em necessidade de maior número de colunas absorvedoras e regeneradoras.

Como é sabido que a emissão de CO_2 por potência para o ciclo simples é superior ao ciclo combinado, espera-se operar em condições mais extremas para se ter resultados satisfatórios para a planta de CCS do ciclo simples, como maiores vazões e maior número de pratos na absorvedora, que acarretam em maior número de colunas e estas sendo mais altas. Para uma comparação entre os dois ciclos com planta de CCS, a planta de ciclo simples acoplada à de absorção química foi simulada com a metodologia similar à realizada para o ciclo combinado, objetivando a maior redução de emissão de CO_2 dentro do cenário possível *offshore*, assim como foi considerado pela o ciclo combinado.

Para realizar tal análise, a planta foi primeiramente configurada com os parâmetros

otimizados da planta de ciclo combinado. Porém, alguns ajustes foram realizados visando otimização da operação para o ciclo simples. Devido à maior emissão do ciclo simples, foi escolhido operar com o máximo de vazão de 935 t/h. A temperatura do refervedor foi mantida em 130 °C, uma vez que sua diminuição aumentaria a vazão de solvente necessária, e de haver calor disponível para atender essa demanda térmica, sem penalidade energética no ciclo simples.

Inicialmente, foi avaliada a possibilidade de redução da pressão da regeneradora, uma vez que se dispõe de uma fonte com mais disponibilidade de calor para o refervedor, que resultaria em redução da vazão necessária ou da emissão de CO_2. Operando na vazão limite de solvente de 935 t/h, foi verificado que a pressão da regeneradora poderia ser reduzida a 2,5 bar, requerendo calor abaixo do disponibilizado pelo resfriamento dos gases exaustos. Em comparação com a pressão de 2,75 bar, a regeneradora a 2,5 bar possui uma emissão menor em cerca de 10 gCO_2/kWh, pois, apesar de necessitar de mais energia para operar os compressores (uma vez que produzirá mais vapor d'água no topo), terá menor teor de CO_2 no gás exausto pela melhor operação do processo.

Mantendo o número de pratos da absorvedora e da regeneradora como 10 e 9, respectivamente, foi possível obter resultados satisfatórios para o fator de emissão de CO_2 operando-se na vazão máxima de solvente de 935 t/h. Nessas condições, foi obtido um gás pobre com 1,65% molar de CO_2, representando um total de 250,5 gCO_2/kWh, comparáveis aos 235,5 gCO_2/kWh observados no ciclo combinado. Por outro lado, dobrando-se o número de estágios da absorvedora para 20, tem-se um gás pobre com 1,57% molar de CO_2, totalizando 241 gCO_2/kWh. Este número não apresenta uma redução significativa em comparação com o anterior, considerando-se que foi necessário dobrar a altura da coluna, o que aumenta a sua complexidade para aplicação *offshore*. Logo, foi preferido manter o número de pratos da absorvedora em 10, o que também auxilia como base de comparação com o realizado no ciclo combinado. Já com relação ao número de pratos da regeneradora, este foi reduzido para 7 pratos, uma vez que não houve alterações na captura de carbono e não provocou aumento significativo na demanda energética dos compressores de CO_2.

Com isso, foi realizada a estimativa de diâmetro das colunas absorvedoras pelo *software* KG-TOWER e determinado o número aproximado de colunas absorvedoras e regeneradoras necessárias para a planta desenvolvida. Esta análise foi realizada da mesma forma que a anteriormente feita para o ciclo combinado, descrita nas Seções 4.2 e 4.3.1. Como resultado, obteve-se a necessidade de um total de oito colunas absorvedoras e três torres regeneradoras, sendo três e uma a mais, respectivamente, que o necessário quando operando em ciclo

combinado.

A Tabela 4.10 sumariza os parâmetros otimizados para a planta de CCS por aminas, acoplada ao ciclo simples, em condições consideradas aplicáveis para ambiente *offshore*, reduzindo a composição de CO_2 no gás exausto de 4,2% para 1,65%.

Tabela 4.10: Parâmetros otimizados para planta de CCS acoplada a ciclo simples

Parâmetro	**Valor**
Pressão regeneradora (bar)	2,5
Temperatura do refervedor (°C)	130
Número de pratos na absorvedora	10
Número de colunas absorvedoras	8
Número de pratos na regeneradora	7
Número de colunas regeneradoras	3
Vazão de solvente (t/h)	935

4.4.2 Resultados do sistema de Ciclo Simples com Captura e Sequestro de Carbono

A simulação final do ciclo simples com CCS em Aspen HYSYS resultou no fluxograma representado na Figura 4.6, com os devidos parâmetros assinalados, assim como os principais resultados, que serão detalhados ao longo desta seção.

Na Tabela 4.11, são apresentados resultados do sistema em termos de energia. Apesar da integração do ciclo simples com o sistema CCS não resultar em penalidade energética, observa-se uma redução da eficiência e da potência líquida produzida, tanto absoluta quanto relativa ao consumo de gás natural. Tal redução de cerca de 2,5% decorre da demanda energética do trem de compressão de CO_2 e da bomba de amina rica. Da mesma forma, a potência líquida específica produzida também apresenta queda em relação ao observado para o ciclo simples sem integração (ver Seção 3.2.2), uma vez que a quantidade de combustível consumida é a mesma, porém a quantidade de energia líquida produzida é menor.

A Tabela 4.12 apresenta os resultados obtidos em relação às emissões de CO_2. Assim como para o ciclo combinado, é notável a contribuição do sistema CCS quando comparados os valores obtidos para o sistema sem captura (ver Seção 3.2.2).

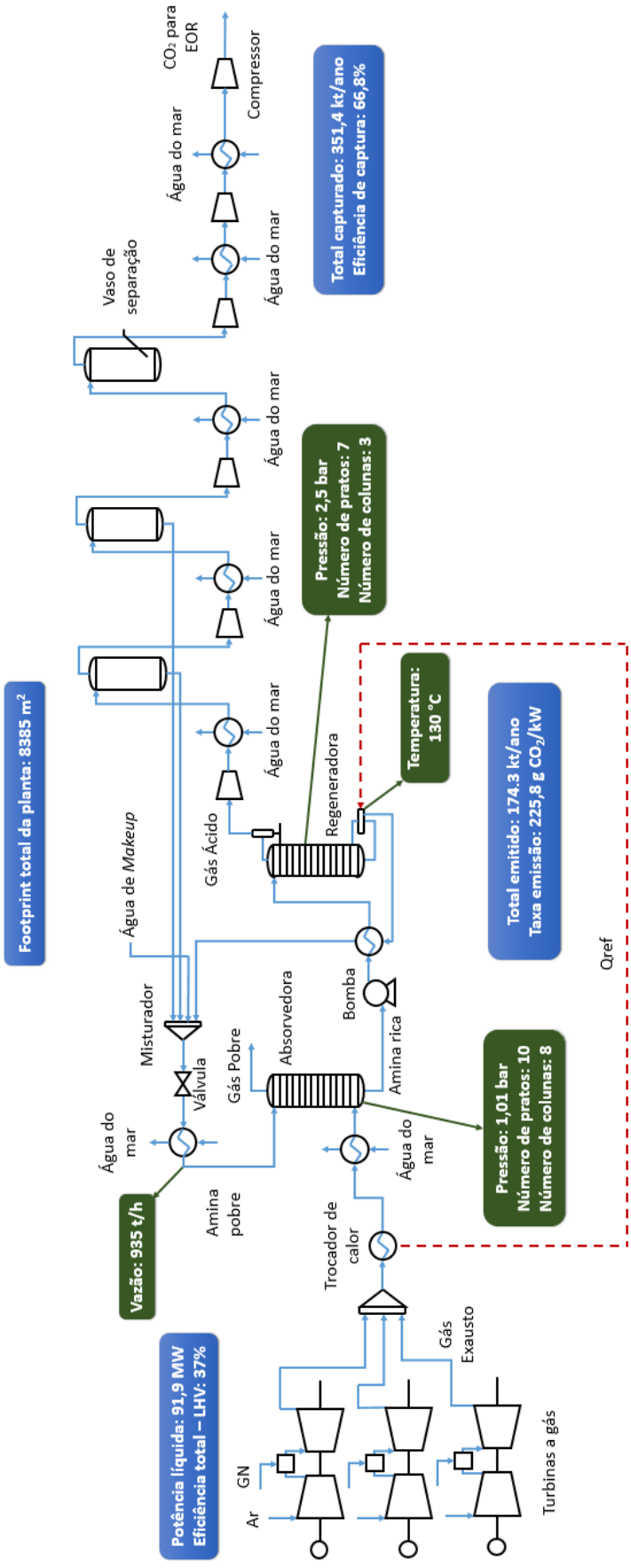

Figura 4.6: Fluxograma representativa do sistema final de ciclo simples com CCS

Tabela 4.11: Resultados da produção elétrica da planta de ciclo simples com CCS

Parâmetros	Ciclo simples com CCS
Potência Líquida Produzida (MW)	91,9
Potência Líquida Produzida/GN consumido – HHV (kWh/GJ)	93,8
Eficiência total – LHV (%)	37,1

Tabela 4.12: Resultados das emissões das plantas de ciclo simples com CCS

Parâmetros	Ciclo combinado com CCS
Taxa de emissão (g CO_2/kWh produzido)	225,8
Total de emissão de CO_2 por ano (kt/ano)	174,3

O sistema CCS proporcionou a redução da taxa de emissão em 64,8%, enquanto para o total de emissão essa queda foi 66,8%. A diferença de 2% desses valores está justamente atrelada a redução da eficiência energética, que resulta em 2% menos potência produzida.

Apesar de evitar a emissão de dois terços do potencial de emissão do ciclo simples, a eficiência de captura ainda está distante da usual de 90% (ROCHELLE., 2009). Da mesma forma que apresentado na Seção 4.3.2 para o ciclo combinado, ainda assim a captura foi considerada eficiente neste trabalho considerando as limitações existentes para a aplicação desejada e do uso de um gás natural rico em CO_2.

Para o cálculo da área do sistema CCS foram utilizadas as Equações 4.1.1 e 4.1.2. Da mesma forma que para o ciclo combinado (ver Seção 4.3.2), é necessário realizar uma aproximação para os parâmetros de diâmetro das colunas absorvedoras e regeneradoras presentes na Equação 4.1.1. Foi considerada a premissa dos parâmetros D_{abs} e D_{reg} representarem os diâmetros do arranjo total das colunas absorvedoras e regeneradoras, respectivamente, respeitando um espaçamento entre torres igual a metade do diâmetro de cada uma. Buscando um menor círculo possível para a área das colunas, as torres foram arranjadas conforme apresentado na Figura 4.7. A Tabela 4.13 apresenta os parâmetros D_{abs} e D_{reg} considerando o esquema da Figura 4.7, na qual o círculo vermelho se relaciona ao primeiro e o círculo amarelo ao segundo, além do resultado para o *footprint* da planta de captura.

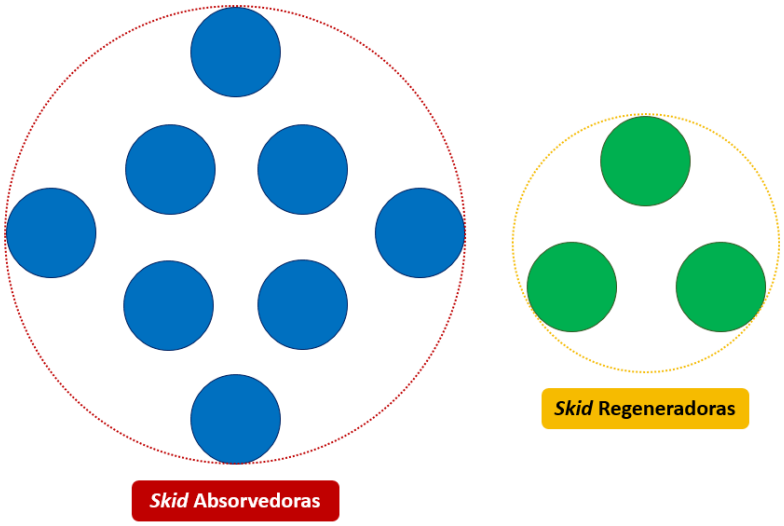

Figura 4.7: Representação do posicionamento das colunas nos *skids* das absorvedoras e das regeneradoras para sistema de ciclo combinado com CCS

Tabela 4.13: Valores dos parâmetros de *footprint* da planta de captura por aminas no sistema de ciclo simples com CCS

Parâmetros	**Valores para Ciclo Combinado com CCS**
D_{abs} (m)	19,6
D_{reg}(m)	9,9
***Footprint skid* captura por aminas (m^2) = 7842,9**	

Conforme realizado para o ciclo combinado na Seção 4.3.2, o cálculo do o *skid* do trem de compressão foi realizado utilizando-se a premissa de somatório dos *skids* de cada compressor. A Tabela 4.14 apresenta os parâmetros de potência para cada um dos seis compressores do trem de compressão simulado na planta de ciclo simples com CCS, além de um sétimo *skid* utilizado como *spare* que é assumido ter a potência igual a de maior valor dentre os compressores em operação.

Tendo a estimativa de área dos *skids* de captura por aminas e de compressão, a área total do sistema CCS é calculada pela soma desses, assim como o *footprint* para a planta como um todo inclui também as estimativas realizadas para o ciclo simples. A Tabela 4.15 apresenta o resultado das estimativas finais de área. Assim como para o ciclo combinado na Seção 4.3.2, observa-se o aumento acentuado do índice de *footprint* total por energia produzida em relação ao obtido apenas para o ciclo simples (ver Seção 3.2.2), que ainda conta com a leve diminuição da potência produzida para intensificá-lo.

Tabela 4.14: Valores dos parâmetros de *footprint* do trem de compressão no sistema de ciclo simples com CCS

Parâmetros	**Valores para Ciclo Combinado com CCS**
***Skid* 1**	
Potência (kW)	1330
Footprint skid (m^2)	97,0
***Skid* 2**	
Potência (kW)	1161
Footprint skid (m^2)	88,6
***Skid* 3**	
Potência (kW)	1059
Footprint skid (m^2)	83,3
***Skid* 4**	
Potência (kW)	950,8
Footprint skid (m^2)	77,5
***Skid* 5**	
Potência (kW)	820,9
Footprint skid (m^2)	70,3
***Skid* 6**	
Potência (kW)	215,7
Footprint skid (m^2)	28,8
***Skid* Extra**	
Potência (kW)	1330
Footprint skid (m^2)	97,0
***Footprint skid* trem de compressão (m^2): 542,4**	

Tabela 4.15: Valores finais dos parâmetros de *footprint* estimado da planta de ciclo simples com CCS

Parâmetros	**Valores para planta de CC+CCS**
Footprint CCS (m^2)	8385
Footprint total CS+CCS (m^2)	8929
Footprint total/energia (m^2/MW)	97,2

4.5 Avaliação comparativa dos sistemas termelétricos com CCS

Com os resultados obtidos para a planta de ciclo simples e de ciclo combinado com CCS, foram construídos os gráficos a fim de se analisar os principais destaques de ambos os sistemas simulados. A partir desta análise comparativa, propõe-se o melhor processo, em termos técnicos, para aplicação em caso *offshore*.

Para os parâmetros de potência específica e a eficiência do processo (Figuras 4.8 e 4.9), conforme apresentado nas Seções 4.3.2 e 4.4.2, a potência líquida produzida por ambos os processos se encontram acima de 68 MW, potência requerida em uma máxima produção de óleo e gás em uma FPSO do pré-sal (CUCHIVAGUE, 2015). Logo, esse parâmetro não será considerado neste projeto como um fator de decisão dentre as propostas apresentadas.

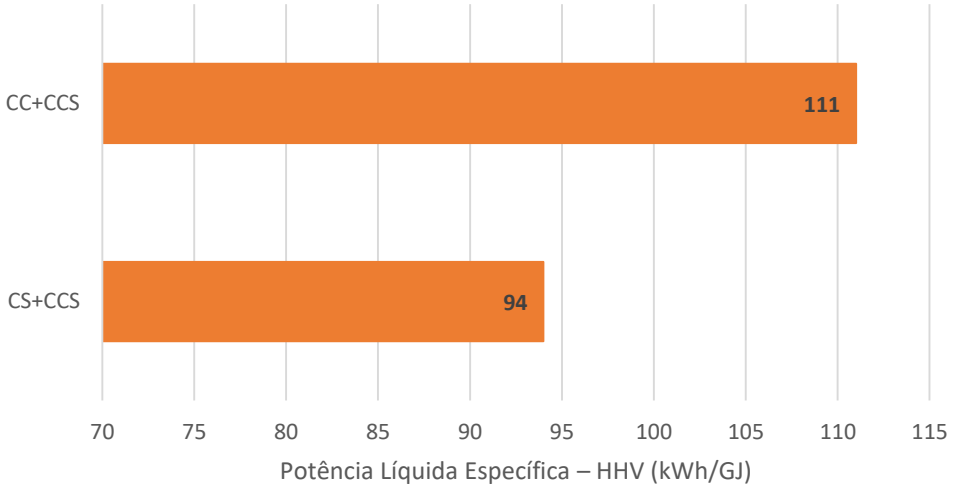

Figura 4.8: Potência Líquida Específica, em termos de HHV, para os sistemas termelétricos com CCS simulados

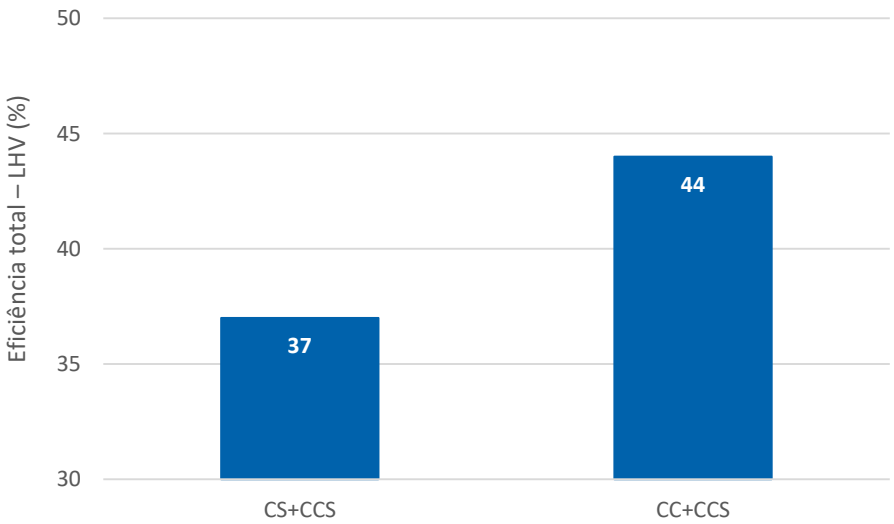

Figura 4.9: Eficiência total, em termos de LHV, para os sistemas termelétricos com CCS simulados

A partir da avaliação da potência específica e da eficiência do processo, é possível verificar que o ciclo combinado apresenta as melhores respostas, ainda que tenha sido o mais afetado pela integração energética ao sistema CCS em termos de produção de energia. Assim, mesmo com a inserção do CCS, o ciclo combinado ainda oferece a vantagem de requerer menores quantidades de gás natural como combustível, disponibilizando maior volume de gás para a exportação ou para a reinjeção em poços. De uma forma ou de outro, maior será a disponibilidade para receita em virtude do menor consumo de gás natural.

Em relação às emissões de CO_2, analisando os resultados obtidos para o ciclo combinado e o ciclo simples, é possível observar que ambos conseguem atingir valores bem aproximados para taxa de emissão e que este valor possui um nível satisfatório de redução de CO_2 emitido (Figura 4.10), indicando que ambos os ciclos possuem potencial de ser ambientalmente favoráveis quando acoplados a uma planta de CCS. Entretanto, da mesma forma que avaliado para os ciclos termelétricos, a maior potência produzida para o ciclo simples distorce o índice de taxa de emissão quando se pretende avaliar a redução de CO_2 emitido. Logo, como tal parâmetro possui maior relevância no contexto de energia como produto, no caso de planta de utilidade, como neste projeto, uma maior evidência é dada ao parâmetro de total anual de emissões de CO_2, apresentado na Figura 4.11.

Em termos de redução do total de emissões, o ciclo simples supera o ciclo combinado em cerca de 20%. Entretanto, devido a maior vazão de entrada de CO_2 no sistema CCS do ciclo simples é esperado que este tenha um maior potencial de redução de emissões devido a maior facilidade de retirar esse CO_2 excedente ao ciclo combinado. Contudo, mesmo com o sistema de CCS acoplado e uma maior redução das emissões, o sistema de ciclo simples apresenta uma emissão anual superior ao de ciclo combinado em 30 t CO_2 / ano. Dessa forma, o sistema de ciclo simples ainda apresenta maiores impactos ambientais por conta dos GEE, além de um possível maior impacto econômico no caso de haver taxações de carbono. Da mesma forma que a configuração sem CCS (ver Seção 3.4), a iminência dessas taxações juntamente com o usual longo tempo de planta, de 20 a 30 anos, torna a escolha do ciclo combinado mais atrativa no que diz respeito às emissões de CO_2, somando-se ao fato de menor consumo de gás natural (ARAÚJO et al., 2017; LA ROVERE, 2017; BILLINGHAM et al., 2011).

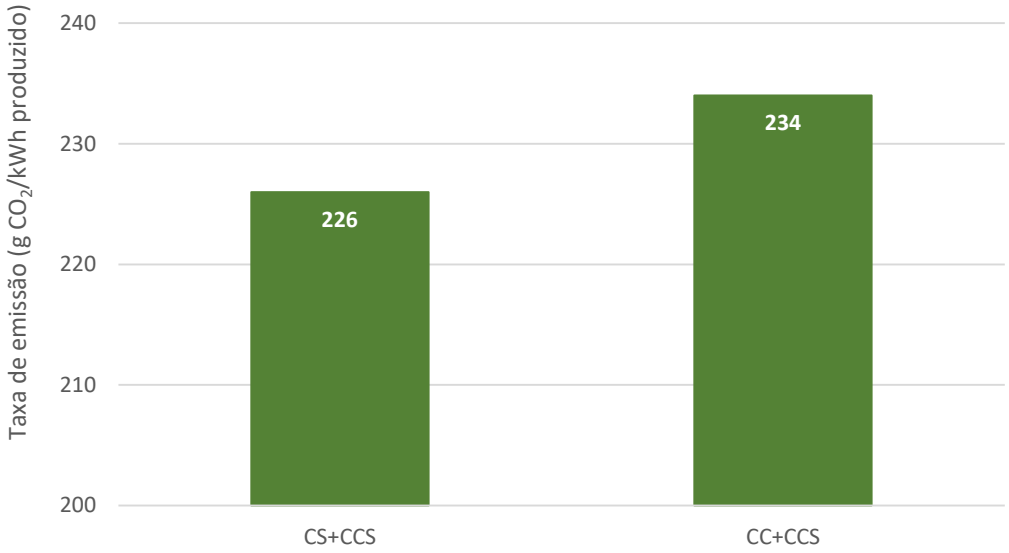

Figura 4.10: Taxa de emissão de CO_2 por potência líquida produzida para os sistemas termelétricos com CCS simulados

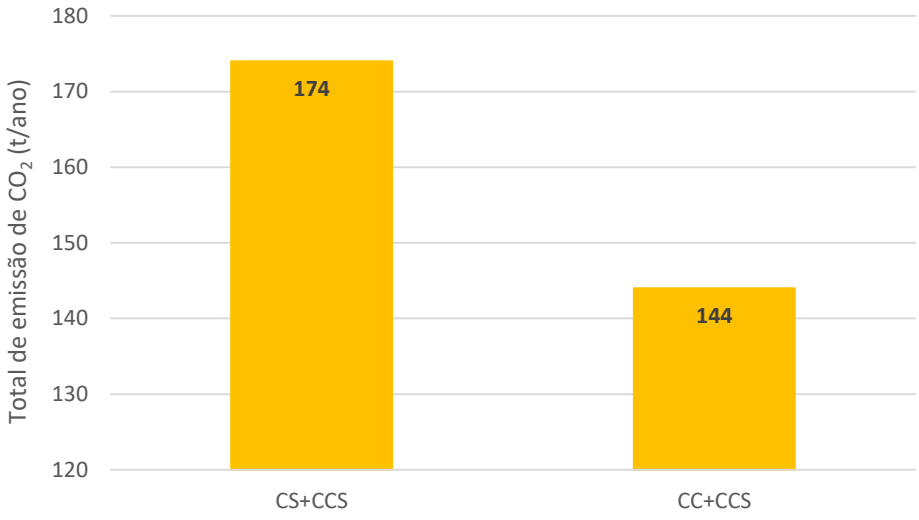

Figura 4.11: Total anual de emissão de CO_2 para os sistemas termelétricos com CCS simulados

Em relação à área estimada para as plantas de CCS, apresentada no Figura 4.12, ambas representaram um aumento expressivo para o valor de *footprint* total e específico em comparação aos valores encontrados apenas para os ciclos termelétricos (em laranja). É observada a grande contribuição do *skid* de captura para o valor de *footprint* total, devido ao alto número de colunas necessárias em ambos os processos.

A maior vazão de gás exausto do sistema de ciclo simples em cerca de 33%, assim como a maior vazão de solvente em cerca de 50%, provocou o requerimento de um maior número de colunas absorvedoras e regeneradoras. Com a maior vazão também de CO_2 capturado, o

requerimento de potência do trem de compressão também foi superior ao ciclo combinado. Isso acarretou no maior *footprint* do sistema de ciclo simples em comparação ao ciclo combinado em 40%. Esse número é expressivo quando se trata da aplicação *offshore* e da escala da área que está sendo retratada, uma vez que o sistema total de ciclo combinado com CCS já apresenta uma área cerca de sete vezes superior a do seu respectivo sistema termelétrico somente. Enquanto para área total o aumento de ciclo combinado para ciclo simples foi de aproximadamente 70%, para a área específica esse aumento foi cerca de 30%. Entretanto, isto se deve apenas pela questão de potência total produzida, que não é critério definidor uma vez que esteja acima do mínimo requerido.

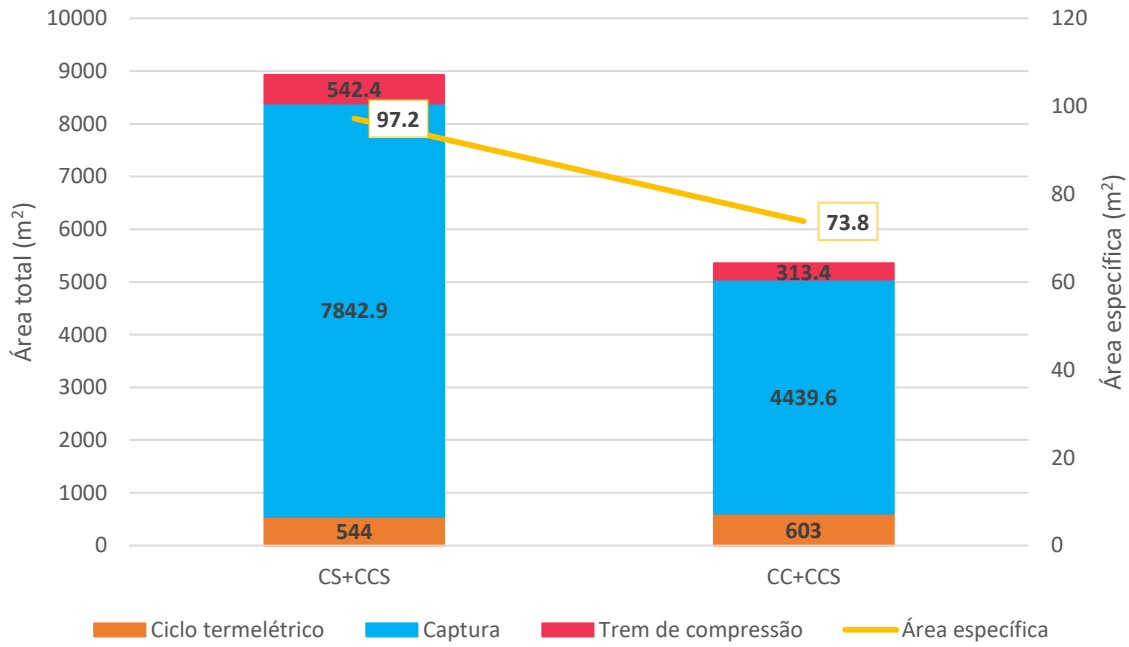

Figura 4.12: Área total por partes e área específica para os cinco sistemas termelétricos com CCS simulados

O maior número de colunas, tamanho dos trocadores de calor e de compressores e de vazões de fluido de processo acarreta também maior peso para o sistema de ciclo simples. Apesar de não ter sido realizado um cálculo direto da estimativa de peso, uma vez que o peso dos ciclos termelétricos (sem CCS) analisados na Seção 3.4 é equivalente, o ciclo combinado com CCS também apresenta a vantagem de peso sobre a do ciclo simples.

Portanto, visando a redução de emissões de CO_2 nos sistemas de geração termelétrica em plataformas FPSO, as vantagens técnicas do sistema acoplado ao ciclo combinado em termos de eficiência energética, total de emissões e área e peso demandados pela planta impulsionam o uso deste sistema para cenários futuros de taxações de carbono. Além da

vantagem econômica e ambiental em termos de emissão, também se tem o menor consumo de gás natural e, portanto, sua maior exportação. Entretanto, a avaliação do melhor projeto em termos econômicos, e não apenas técnico-ambiental, deve levar em consideração os custos da planta, em termos de Investimento de Capital Fixo (Fixed Capital Investment, FCI) e o Custo de Produção (Cost of Manufacturing, COM), além de possíveis receitas adicionais. Logo, com tais parâmetros econômicos e com os obtidos nesta seção e na Seção 3.4, é possível avaliar de forma geral os cenários de vantagem de uso de sistema CCS e, ainda, do sistema termelétrico acoplado a este.

5 ANÁLISE ECONÔMICA DE PROCESSOS

Para fins de comparação do processo usual empregado na geração elétrica em plataformas do tipo FPSO com propostas alternativas sugeridas neste trabalho – Ciclo Combinado e Captura e Sequestro de Carbono, é realizada uma análise econômica a partir dos métodos descritos neste capítulo e nos Anexos A3 e A4. São apresentadas as estimativas para o Investimento de Capital Fixo (*Fixed Capital Investment*, FCI) e o Custo de Produção (*Cost of Manufacturing*, COM) para as quatro diferentes plantas avaliadas: ciclo simples com e sem CCS, e ciclo combinado 2:1:1 com e sem CCS. Receitas adicionais provenientes das propostas alternativas ao ciclo simples aqui abordadas também são avaliadas neste capítulo. Tanto para o cálculo dos custos como para receitas extras, são analisados diferentes cenários econômicos, considerando não apenas a situação real e atual brasileira, mas também situações hipotéticas, a fim de se avaliar o impacto de duas variáveis: fator de nacionalização e custo do gás natural. Adicionalmente, com o objetivo de avaliar o custo de captura para diferentes cenários de taxas de carbono, foram definidos dois indicadores para comparação das plantas: custo do CO_2 evitado e custo do CO_2 capturado.

5.1 Avaliação de custos da planta e de receita adicional

Para cálculo de custos das plantas, foi utilizada a metodologia de Turton et al. (2012) visando a estimativa do Investimento de Capital Fixo ou FCI, relacionado ao custo para construção de uma nova planta ou para alterações ou extensões de uma planta já existente, e do Custo de Produção ou COM, relativo aos custos para operação diária da planta (TURTON et al., 2012). Para tal, deve-se efetuar o dimensionamento dos principais equipamentos da planta, assim como a seleção dos materiais a serem utilizados, apresentados no Anexo A3, com exceção dos *skids* de turbina a gás e de turbina a vapor, que já apresentam o custo determinado para o modelo utilizado (ver Anexo A4). Em seguida, prossegue-se para o cálculo do FCI e do COM com base na metodologia de Turton et al. (2012), descrita no Anexo A4.

Para tal, algumas premissas foram estabelecidas e são sumarizadas na Tabela 5.1. Para o ajuste dos valores encontrados no tempo, foi utilizado o método do CEPCI (Turton et al., 2009). Assim, o ano base do trabalho é 2016, para o qual já se apresenta um CEPCI médio anual. Como o método de Turton et al. (2012) apresenta valor de FCI em base norte-americana, a sua conversão para o cenário brasileiro é possibilitada a partir de um fator de nacionalização. A metodologia também é baseada em situação de planta *onshore*, logo, é também demandado

um fator de conversão para o caso *offshore*. Para as matérias-primas, destaca-se o gás natural, para o qual foi identificado um custo 250% maior no caso brasileiro quando comparado ao cenário internacional, que teve como base o valor do *Henry Hub Spot Price* (ver Anexo A4). Maiores detalhes sobre as premissas estabelecidas são apresentados no Anexo A4.

Tabela 5.1: Premissas para a análise econômica

Parâmetros econômicos	**Valor**
CEPCI[a]	541,7
Fator de nacionalização – FCI[b]	1,25 (Brasil/EUA)
Fator *offshore* – FCI[c]	2 ($FCI_{offshore}/FCI_{onshore}$)
Gás Natural – Brasil (US$/MMBtu)[d]	6,28
Gás Natural – Internacional (US$/MMBtu)[e]	2,52
Água de processo (US$/t)[f]	0,08
Água de resfriamento (US$/t)[f]	0,016
Custo de mão-de-obra (US$/ano operador)[g]	40.690
Ciclo da vida da planta (ano)	20[h]

[a]CHEMICAL ENGINEERING, 2017.

[b]WIESBERG et al., 2017; INTRATEC, 2016.

[c]ARAÚJO et al., 2016.

[d]Valor médio de venda de GN brasileiro para distribuidoras em 2016 (MME, 2016).

[e]Valor médio do *Henry Hub Spot Price* em 2016 (EIA, 2018).

[f]Valores de Turton et al. (2012) corrigidos com uso de inflação (US INFLATION CALCULATOR, 2018).

[g]Valor baseado no salário e benefícios mensais (PETROBRAS, 2017b), adicionais *offshore* (SINDITOB, 2017a, 2017b, 2016) e conversão para dólar americano (BANCO CENTRAL DO BRASIL, 2018).

[h]Baseado em processos semelhantes apresentados na literatura (ARAÚJO et al., 2016; REIS et al., 2017).

Visando avaliar o impacto dos maiores custos no atual caso brasileiro, relacionados ao fator de nacionalização e ao gás natural, quando comparados ao padrão internacional, quatro diferentes cenários foram investigados para cálculo do FCI e do COM:

i) Cenário A: Situação real e atual brasileira em termos de FCI e gás natural, ou seja, com fator de nacionalização igual a 1,25 e preço do gás de 6,28 US$/MMBtu;

ii) Cenário B: Situação brasileira hipotética com padrões internacionais de FCI e de custo de gás natural, ou seja, com fator de nacionalização igual a 1 e preço do gás de 2,52 US$/MMBtu;

iii) Cenário C: Situação brasileira hipotética com FCI real e custo de gás natural de padrão internacional, ou seja, com fator de nacionalização igual a 1,25 e preço do gás de 2,52 US$/MMBtu;

iv) Cenário D: Situação brasileira hipotética com FCI de padrão internacional e custo de gás natural real, ou seja, com fator de nacionalização igual a 1 e preço do gás de 6,28 US$/MMBtu.

Além de diferentes custos relacionados a FCI e COM, as plantas alternativas propostas também apresentam a capacidade de gerar receita adicional proveniente de uma melhor eficiência na geração termelétrica ou do uso de CO_2-EOR. O diagrama de Sankey da Figura 5.1 expõe essa ideia de forma representativa. Devido a maior eficiência dos ciclos combinados, menor quantidade de gás natural necessita ser queimada em comparação ao ciclo simples atualmente implementado. O excedente pode então ser contabilizado como um adicional de receita em relação ao ciclo simples. Da mesma forma, os sistemas com CCS, seja de ciclo simples ou ciclo combinado, possibilitam o aumento da produção de óleo a partir do CO_2-EOR e tais barris adicionais recuperados podem ser contabilizados também como receita extra em relação ao ciclo simples. Logo, adicionalmente ao cálculo de custos, foi analisada a receita adicional de cada uma das plantas propostas.

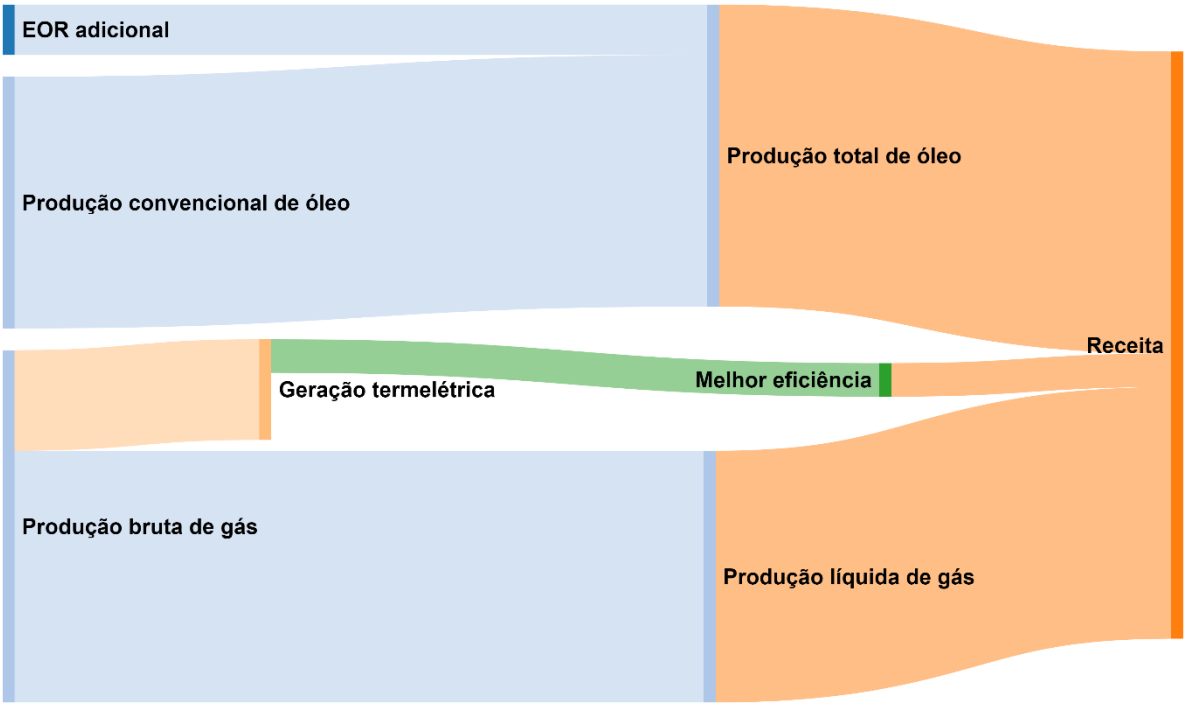

Figura 5.1: Diagrama de Sankey representativo da receita com a inserção de alternativas para geração elétrica

Para o cálculo da receita adicional proveniente do EOR, foi considerada uma relação média de 2 barris de petróleo recuperados por tonelada de CO_2 injetado (LUU et al., 2016) e um mesmo preço por barril de petróleo para o ano de 2016 de 43,14 US$/bbl, considerando ser um valor médio para o petróleo bruto comercializado internacionalmente (EIA, 2018c). Apesar de o valor utilizado ser embasado no petróleo *West Texas Intermediate*, petróleo de referência nos EUA e considerado leve, o óleo produzido em Libra é aproximadamente leve, tendo um grau API acima do usualmente produzido no pós-sal do país (PPSA, 2015).

Ainda, é possível relacionar os custos da planta à sua receita adicional. Para tal, foi utilizado o método de cálculo do Custo do Ciclo de Vida (*Life-Cycle Cost*, LCC) para avaliar o valor pago por MMBtu de gás natural adicional e por barril de óleo extra obtido, a partir das fórmulas apresentadas pelas Equações 5.1.1 e 5.1.2.

$$LCC_{gás\ extra} = \frac{(FCI+20\times COM)_{processo\ com\ CC} - (FCI+20\times COM)_{processo\ referência}}{20\times MMBtu\ adicional} \quad (5.1.1)$$

$$LCC_{óleo\ extra} = \frac{(FCI+20\times COM)_{processo\ com\ CCS} - (FCI+20\times COM)_{processo\ referência}}{20\times barris\ adicionais} \quad (5.1.2)$$

Para ambas as Equações 5.1.1 e 5.1.2, o processo referência utilizado foi o ciclo simples, uma vez que a receita adicional é comparada a este.

5.1.1 Resultados FCI e COM

A partir da metodologia apresentada no Anexo A4 e neste capítulo, foram obtidos os valores de FCI e COM, apresentados nas Tabelas 5.2, para as diferentes configurações de plantas e cenários avaliados. Conforme descrito no Capítulo 3, o sistema apenas com geração termelétrica a partir do ciclo simples foi contabilizado com quatro *skids* de turbinas a gás somente, sendo três em operação e um como *spare*. Da mesma forma, o sistema apenas com geração termelétrica a partir do ciclo combinado 2:1:1 foi contabilizado com três *skids* de turbinas a gás, sendo dois em operação e um como *spare*, um OTSG e um *skid* de turbina a vapor. Para ambos os casos, foram utilizados os valores de mercado fornecidos pela consultoria Forecast International (2010) para a estimativa do FCI juntamente com a metodologia de Turton et al. (2012), considerando os ajustes e as premissas apresentadas no Anexo A4. Para o cálculo do FCI das plantas com CCS, no entanto, foi necessária a realização do dimensionamento e da seleção de materiais da planta CCS e tais resultados são apresentados no Anexo A3. Ressalta-se que as dimensões dos equipamentos foram comparadas com dados de plantas CCS

semelhantes na literatura (REIS et al., 2017; ARAÚJO et al., 2016), apresentando coerência nos resultados. Com os dados obtidos das Tabelas A3.2 e A3.3, foi possível realizar a avaliação econômica da planta em termos de FCI, realizando os procedimentos para estimativa de custo dos módulos dos equipamentos conforme descrito no Apêndice A4. Para o COM, foi considerada a metodologia e as premissas apresentadas neste capítulo e no Anexo A4, contabilizando o FCI, a mão de obra, a utilidade (água de resfriamento) e a matéria-prima (gás natural e água de processo). Como nas simulações não houve a necessidade de *makeup* de MDEA/PZ, esta não foi considerada nos cálculos. Uma discussão comparativa desses resultados é realizada na Seção 5.1.3.

Tabela 5.2: Estimativas de FCI e COM para instalação *offshore* das diferentes configurações plantas e cenários econômicos avaliados, em US$

Plantas	**CS**	**CS+CCS**	**CC**	**CC+CCS**
FCI				
Cenário A	$142.161.828,25	$224.231.744,78	$147.964.351,85	$186.960.607,09
Cenário B	$113.729.462,60	$179.385.395,82	$118.371.481,48	$149.568.485,67
Cenário C	$142.161.828,25	$224.231.744,78	$147.964.351,85	$186.960.607,09
Cenário D	$113.729.462,60	$179.385.395,82	$118.371.481,48	$149.568.485,67
COM				
Cenário A	$87.200.404,07	$103.350.195,20	$68.461.125,61	$76.159.204,74
Cenário B	$45.992.403,51	$59.187.677,64	$39.074.292,45	$45.368.506,38
Cenário C	$51.110.229,33	$67.260.020,45	$44.401.009,12	$52.099.088,24
Cenário D	$82.082.578,25	$95.277.852,38	$63.134.408,95	$69.428.622,88

5.1.2 Resultados receita adicional

A Tabela 5.3 apresenta as estimativas de receita adicional em todo período de ciclo de vida das plantas alternativas ao ciclo simples, tanto em termos de melhoria de eficiência energética, com aumento de gás natural exportado, como em relação a utilização de CO_2-EOR, com produção extra de petróleo. Juntamente com a receita adicional, na Tabela 5.3, são exibidos os valores para o LCC em termos de gás natural e de óleo adicionalmente exportados. Para esses cálculos, foi utilizado o tempo de operação de 20 anos (ARAÚJO et al., 2016; REIS et al., 2017), logo, a receita adicional apresentada já contabiliza os ganhos extras durante todo o ciclo de vida da planta. Uma discussão comparativa dos resultados das plantas é realizada na Seção 5.1.3.

Como a planta de ciclo simples com CCS não apresenta melhoria energética, ou seja, não há redução de consumo de combustível, a avaliação de receita adicional e LCC para gás extra não é aplicável a esta configuração. De forma equivalente, o ciclo combinado sem CCS não apresenta produção extra de óleo em comparação ao sistema de referência (ciclo simples), uma vez que não possui sistema CO_2-EOR.

Nota-se, ainda, uma maior incerteza dos valores relacionados ao petróleo extra produzido, uma vez que a vazão adicional produzida é baseada em uma estimativa de barris recuperados por tonelada de CO_2 injetado. Apesar do processo de CO_2-EOR já se apresentar como uma tecnologia estabelecida, quando comparado aos resultados de gás natural adicional exportado, fica evidente a sua maior incerteza, uma vez que o segundo está relacionado ao que se deixa de consumir diretamente. Adicionalmente, destaca-se o alto *footprint* requerido para o sistema de captura e de CO_2-EOR que, apesar de possibilitar maior recuperação de petróleo, pode diminuir a capacidade de processamento da planta, o que não foi considerado neste trabalho.

Tabela 5.3: Estimativas para receita adicional e LCC relacionadas à exportação de óleo e gás extras

Cenário	**Planta**	**Receita adicional**		**LCC**	
		Gás Natural (US$)	**Petróleo (US$)**	**Gás Natural (US$/MMBtu)**	**Petróleo (US$/bbl)**
Cenário A	CS+CCS	-	$606.327.523,20	-	$28.82
	CC	$326.711.493,70	-	$(7.09)	-
	CC+CCS	$326.711.493,70	$355.128.480,00	$(3.38)	$(12.52)
Cenário B	CS+CCS	-	$606.327.523,20	-	$23.45
	CC	$131.100.790,46	-	$(2.57)	-
	CC+CCS	$131.100.790,46	$355.128.480,00	$0.45	$1.66
Cenário C	CS+CCS	-	$606.327.523,20	-	$28.82
	CC	$131.100.790,46	-	$(2.47)	-
	CC+CCS	$131.100.790,46	$355.128.480,00	$1.24	$4.59
Cenário D	CS+CCS	-	$606.327.523,20	-	$23.45
	CC	$326.711.493,70	-	$(7.20)	-
	CC+CCS	$326.711.493,70	$355.128.480,00	$(4.18)	$(15.46)

5.1.3 Análise comparativa dos estudos de caso

A Figura 5.2 apresenta os FCIs totais e as suas composições para cada um dos quatro estudos de caso analisados nos diferentes cenários econômicos. É possível observar através do gráfico que o FCI para as plantas termelétricas são bem aproximados, independente do cenário econômico, não apresentando diferença significativa (aproximadamente 4%), nesta ordem de grandeza, para que este fator se torne decisório na escolha da planta termelétrica. Destaca-se também que o custo relativo entre as tecnologias se mantém entre os dois conjuntos de cenários, tendo as plantas nos casos A e C um FCI 25% superior aos daquelas dos cenários B e D.

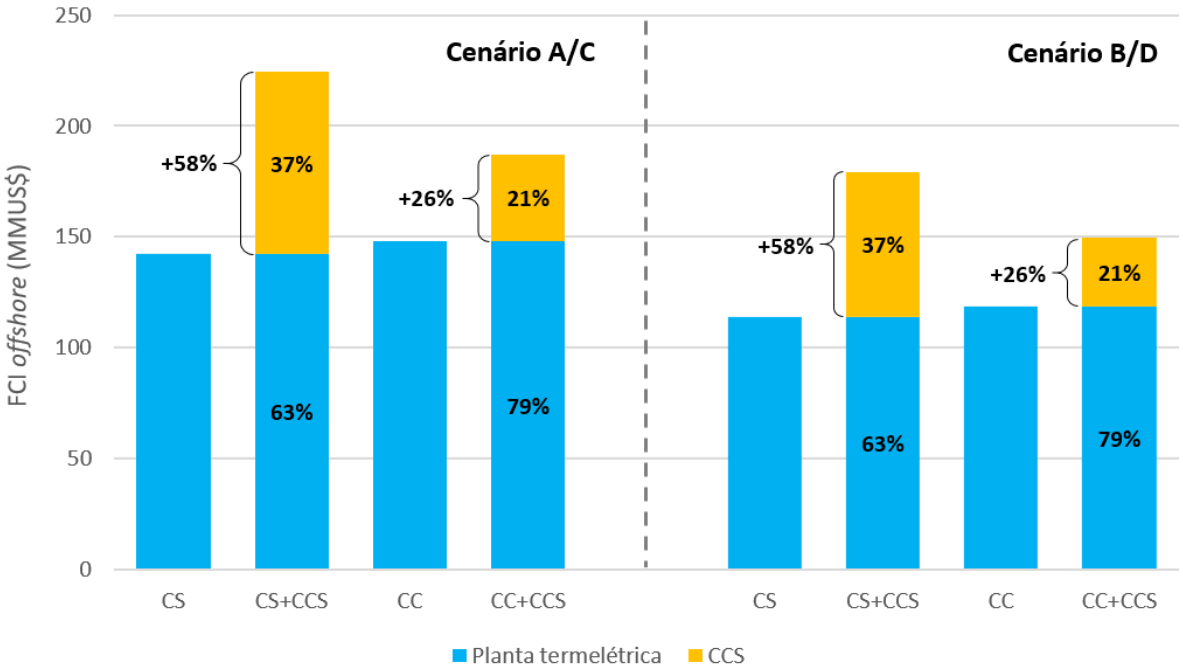

Figura 5.2: FCI *offshore* total e composição para os estudos de caso nos diferentes cenários e aumento percentual do FCI entre plantas com e sem CCS

Em relação à inserção do sistema CCS às plantas termelétricas, observa-se um aumento do FCI para todos os casos. Para o ciclo simples esse aumento é expressivo e contabiliza 58% a mais em relação ao custo somente da planta termelétrica. Já para o ciclo combinado esse aumento é cerca da metade do observado para o ciclo simples, porém ainda é bastante significativo, totalizando 26% em relação ao ciclo de geração elétrica.

Rubin et al. (2015) reportam uma faixa de valor de 76-121% no custo de capital fixo para a inserção do sistema CCS. Os valores encontrados neste trabalho se encontram abaixo desta faixa. Entretanto, a base para Rubin et al. (2015) é de uma captura com eficiência de 90%, enquanto neste trabalho são apresentadas propostas de cerca de 59% (ciclo combinado) e 67% (ciclo simples) de eficiência. O aumento desta captura levaria a maiores valores de FCI devido

ao aumento das torres, dos compressores e dos vasos, por exemplo, podendo se aproximar da faixa apresentada por Rubin et al. (2015). Custos de transporte de CO_2 que são por vezes inseridos no cálculo do custo de CCS também não contabilizados neste estudo, uma vez que o CO_2 é destinado no próprio local, e os poços de injeção já existem para EOR, o que reduz o custo do sistema.

A Figura 5.3 apresenta os custos operacionais totais e as suas composições para cada um dos quatro estudos de caso analisados nos diferentes cenários econômicos. Os custos relacionados ao FCI (custos fixos, manutenção e reparo) e ao combustível (gás natural) são predominantes em todos os casos, correspondendo de 95-98% da composição total dos COM. Para os sistemas com CCS, por haver um maior FCI em comparação a planta apenas de ciclo termelétrico, mas utilizando a mesma quantidade de gás natural, a contribuição do FCI é maior do que a observada para os casos equivalentes sem CCS. Ainda, apesar dos diferentes números de equipamentos das plantas, a participação do custo da mão de obra no COM final é semelhante para todos os casos, enquanto os custos com a água de processo e água de resfriamento são irrisórios no COM total em comparação aos demais fatores.

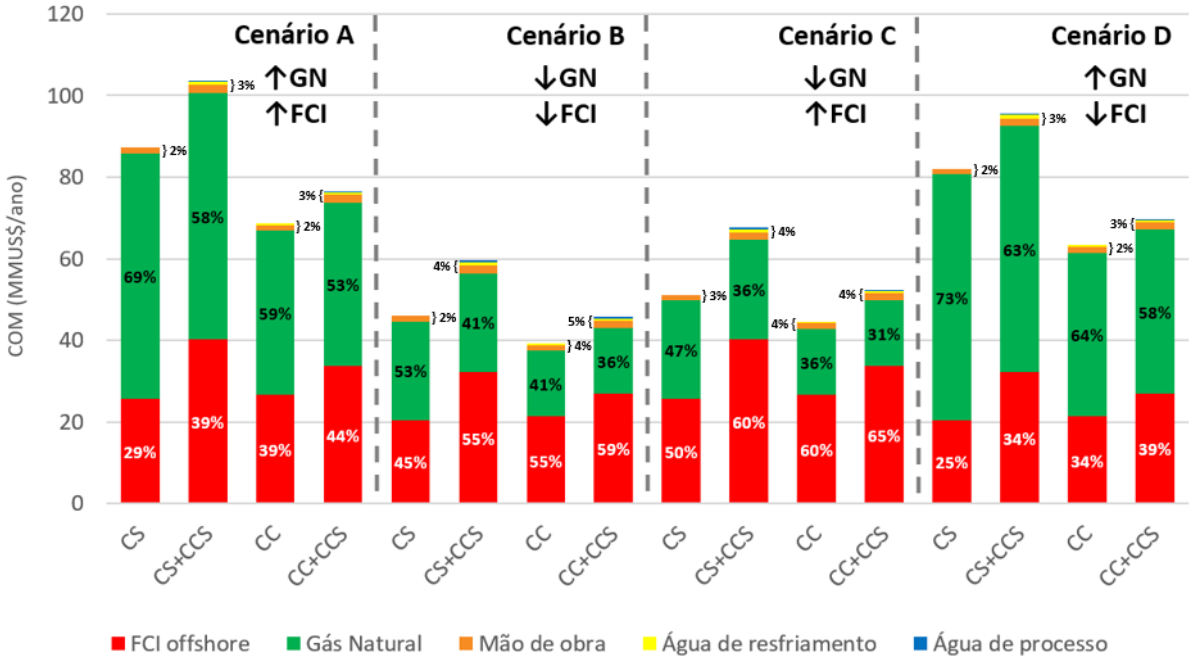

Figura 5.3: COM *offshore* total anual e composição para os estudos de caso nos diferentes cenários

É possível observar os menores valores de COM para os sistemas com ciclo combinado em comparação aos de ciclo simples equivalentes como resultado da maior eficiência energética desse ciclo termelétrico, requerendo menores quantidades de gás natural. Isso evidencia a

importância de uso de processos de maior eficiência energética que permitam um menor consumo de gás natural, pois além de possibilitar uma receita adicional pela exportação de gás natural não queimado, ainda apresentam uma redução significativa nos custos de produção da planta. Em outras palavras, deixa-se de gastar uma parcela do gás natural como combustível e ainda é gerada receita com a venda deste. Nos cenários A e D, onde o gás natural apresenta valores reais brasileiros, o maior preço do combustível gera uma disparidade ainda maior derivada da melhoria na eficiência energética. Observa-se, por exemplo, que mesmo com o acoplamento do sistema CCS, a planta de ciclo combinado apresenta menor valor para COM em comparação a planta de ciclo simples sem CCS. Já nos cenários B e C, o menor valor de gás natural provoca um menor impacto da melhoria da eficiência energética no COM, acarretando, por exemplo, em valores similares para o ciclo combinado com CCS e o ciclo simples sem CCS.

A avaliação de cenários evidenciam o impacto da diferença entre os custos no Brasil em comparação à padrões internacionais. São destacados os maiores valores para o cenário A em relação aos demais, tanto em termos de FCI como COM, apontando para menor competitividade brasileira em um cenário futuro de taxação de carbono, elevando os preços da captura e armazenamento em relação aos padrões internacionais.

Os 25% adicionais ao FCI brasileiro em relação ao valor internacional é o Custo Brasil. Esse aumento impacta não apenas o FCI (Figura 5.2), mas também o COM (Figura 5.3). No entanto, comparando-se os cenários de COM apenas em termos de variação de FCI, ou seja, entre os casos A e D e os casos B e C, observa-se a persistência do custo relativo entre as tecnologias nesses dois conjuntos de cenários, além de apenas uma pequena diferença entre os valores em caso de alto ou baixo FCI. Já no caso do gás natural, o aumento de seu valor em relação ao padrão internacional é de 250% e, diferentemente do FCI, impacta apenas os valores de COM. Agrupando-se os cenários de igual FCI para avaliar a variação do gás natural (A *versus* C, B *versus* D), observa-se um grande impacto nos valores totais de COM, reduzindo o percentual do gás natural na composição do custo em 20-25 pontos percentuais. Além disso, o custo relativo dos pares de tecnologia com e sem CCS se mantém, porém o menor preço de gás natural impacta significativamente na diferença entre os processos com ciclo simples e com ciclo combinado. Assim, é observado que a distinção do preço do gás natural no cenário econômico brasileiro em relação ao padrão internacional provoca alterações significativas na avaliação das tecnologias, enquanto tal fato não foi observado para o FCI, que não apresentou impactos de alta relevância.

Independentemente do cenário, no entanto, ressalta-se o ciclo combinado 2:1:1 como alternativa ao ciclo simples em termos de custos de planta, uma vez que a pequena diferença em seu FCI é compensada com apenas um ano de seu menor COM. No caso do Brasil real (Cenário A), essa vantagem é a mais evidenciada dentre os quatro cenários: o ciclo simples apresenta um valor de FCI inferior em 5,8 MMUS$ em relação ao ciclo combinado, enquanto o COM deste último é inferior ao primeiro em cerca de 18,7 MMUS$. Logo, a vantagem econômica em termos de custos para escolha de um ciclo combinado em relação ao ciclo simples é evidente, considerando não haver impactos na produção de óleo devido a área ocupada superior em ~10% (ver Seção 3.4), uma vez que a maior eficiência deste ciclo tem altos impactos diretos no custo operacional.

Há ainda a avaliação de receita adicional proveniente da melhoria da eficiência energética e do processo de CO_2-EOR. As Figuras 5.4 e 5.5 destacam comparativamente os valores de receita adicional e LCC. Maiores receitas adicionais são alcançadas a partir do sistema de CO_2-EOR, independente do cenário analisado, em decorrência do maior valor do petróleo quando em comparação ao gás natural. A Figura 5.4 evidencia, em especial, o alto potencial do ciclo simples com CCS em gerar receita extra, relacionado à maior vazão de CO_2 capturado nesse sistema. Entretanto, tal receita adicional é proveniente de um alto custo para inserção e operação do sistema CCS no ciclo simples, destacado pelos valores de LCC positivos e elevados em comparação às demais plantas, independente do cenário avaliado.

Por outro lado, apesar da melhoria da eficiência energética provocar receitas adicionais menores ao ciclo combinado em comparação ao CO_2-EOR, essas ainda são bastante significativas e não requerem custos extras para serem possibilitadas; pelo contrário, o menor FCI e COM para as plantas de ciclo combinado, em todos os cenários, promove a obtenção de um LCC negativo. Já no caso do ciclo combinado com CCS, por gerar receita adicional das duas diferentes fontes, possui uma alta atratividade neste quesito, principalmente no cenário de alto preço para o gás natural. Para os cenários A e D, destaca-se o elevado valor negativo do LCC para essa planta.

Novamente, portanto, destaca-se o uso de ciclo combinado. Além dos menores custos ligados a FCI e COM, este sistema proporciona maiores receitas mesmo com custo negativo para geração destas. Assim, ficam evidentes as vantagens técnicas, ambientais e econômicas deste ciclo em comparação ao ciclo simples atualmente utilizado. Da mesma forma, o uso de CCS acoplado ao ciclo combinado também apresentou destaque nos cenários de alto valor de gás natural, como o real caso brasileiro (Cenário A).

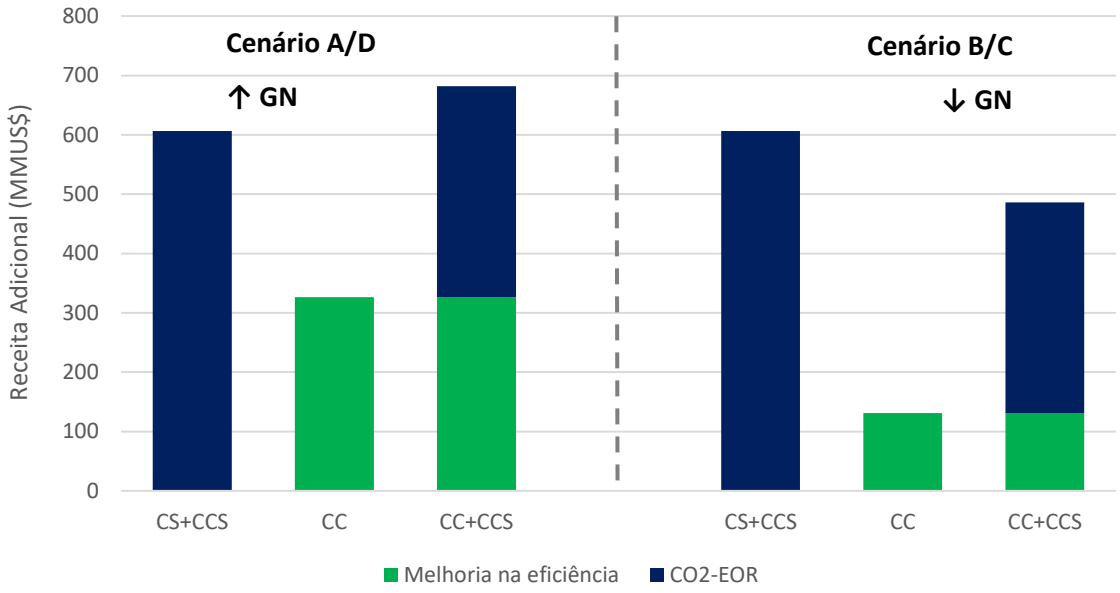

Figura 5.4: Receitas adicionais para os estudos de caso nos diferentes cenários ao longo do ciclo de vida da planta

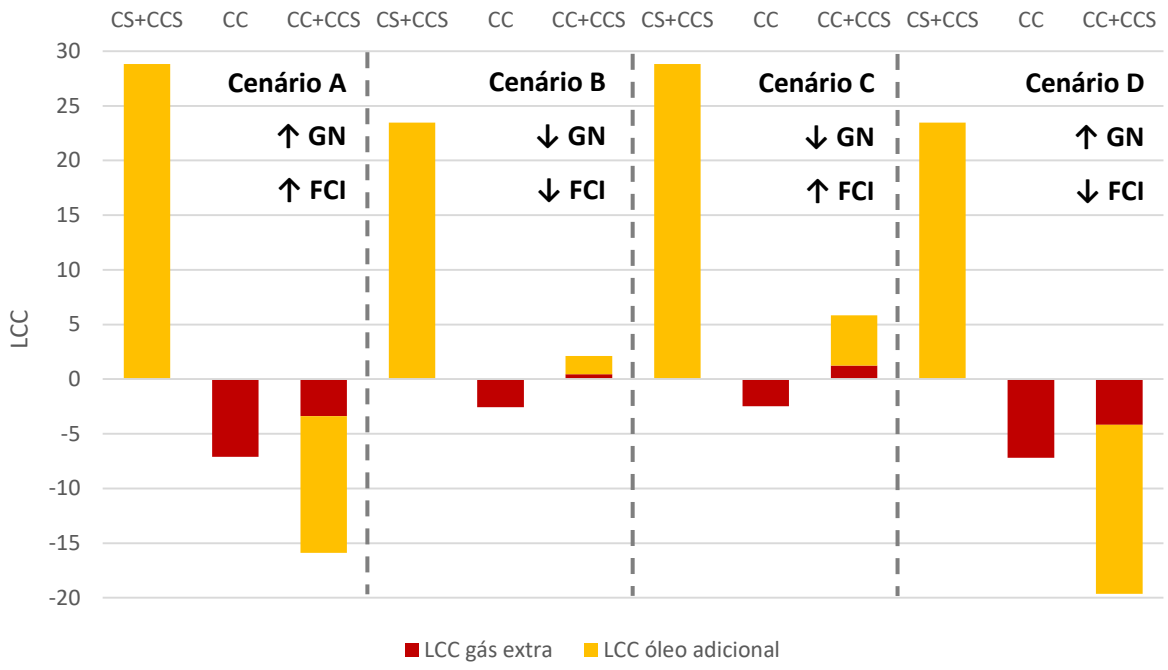

Figura 5.5: $LCC_{gás\ extra}$ (US$/MMBtu) e $LCC_{óleo\ extra}$ (US$/bbl) para os estudos de casos nos diferentes cenários

No entanto, para avaliar a vantagem econômica ou não da inserção do sistema CCS, é necessário calcular o custo para captura do carbono, contabilizando a receita adicional proveniente do CO_2-EOR juntamente com seus maiores FCI e COM. Como essa análise se relaciona a planta equivalente sem CCS, não há melhorias no consumo de combustível, logo a

receita adicional proveniente de gás natural não é contabilizada. Da mesma forma, essa análise também deve ser realizada para o ciclo simples, com e sem CCS, visando avaliar a inserção de unidade modular de captura de carbono a ciclos simples.

Para os sistemas com captura e sequestro de carbono, é possível que seus maiores custos só justifiquem seu uso em cenário de taxação de CO_2, independente do cenário econômico e de receita adicional. Soma-se aos custos ainda o alto *footprint* requerido por esses processos, conforme demonstrado no Capítulo 4, ainda que aqui seja assumido que a área demandada possui disponibilidade na plataforma, não sendo calculado seu possível impacto econômico na produção de óleo. Além disso, mesmo em cenários em que se justifique o uso de CCS, a escolha do sistema mais adequado, seja por ciclo simples ou por ciclo combinado, também poderá depender do valor dessa taxação. Tal fato deve-se à maior vazão gerada de CO_2 capturado e de CO_2 evitado no caso do ciclo simples do que para o ciclo combinado, possibilitando maior recuperação de petróleo, enquanto que este último apresenta menores custos FCI e COM, além de menores emissões totais. Esse balanceamento deve, então, ser analisado em função de diferentes cenários de taxas de carbono. O aspecto ambiental também deve ser avaliado, entretanto o que rege a escolha do projeto em cada cenário será o custo adicional para implementação da captura *versus* o custo da multa, além dos retornos possíveis com a recuperação avançada de petróleo. Tais avaliações são realizadas na Seção 5.2.

5.2 Avaliação de cenários de taxação de carbono

A taxação de carbono é uma medida monetária do custo social resultante da liberação de uma unidade de CO_2 na atmosfera, tendo como base os impactos esperados da mudança climática (GERLAGH e LISKI, 2018). Uma ampla faixa de valores para taxação de carbono é aplicada em diferentes países, conforme destacado na Seção 2.3. Dessa forma, foi utilizada a faixa de 0-100 US$/t CO_2 para avaliação de diferentes cenários de taxas para os estudos de caso avaliados, porém considerando que o cenário mais próximo da realidade brasileira consta com valores futuros de taxação de até 50 US$/t CO_2.

Os processos que terão maiores valores de multa devido à taxação de carbono ao longo da operação serão aqueles que emitirem a maior quantidade de CO_2 ao longo do ciclo de vida da planta. A Figura 5.6 apresenta a análise do ciclo de vida para cada uma das quatro plantas aqui analisadas em termos de emissões acumuladas de CO_2, para um tempo de operação da planta de 20 anos (ARAÚJO et al., 2016; REIS et al., 2017).

Como se utilizou o mesmo tempo de operação para todas as plantas, as emissões

acumuladas de CO_2 seguem a ordem equivalente às emissões por hora, conforme apresentadas nos Capítulos 3 e 4. Assim, pode-se dizer que, ao longo do seu ciclo de vida, as plantas de ciclo simples emitem 10500 kt e 3480 kt de CO_2, sem e com CCS, respectivamente. Da mesma forma, os sistemas de ciclo combinado emitem 6980 kt e 2880 kt de CO_2, sem e com CCS, respectivamente. Assim, destaca-se a quantidade de CO_2 evitado ou capturado (iguais nesta análise) ao longo do ciclo de vida da planta, considerada como o acúmulo da diferença das emissões sem CCS e com CCS, conforme também apontado na Figura 5.6. Apesar da maior emissão final de ciclo de vida, o ciclo simples apresenta um total de CO_2 evitado ou capturado maior que o ciclo combinado devido à maior eficiência de captura (ver Seção 4.5), o que possibilita um maior retorno pelo EOR.

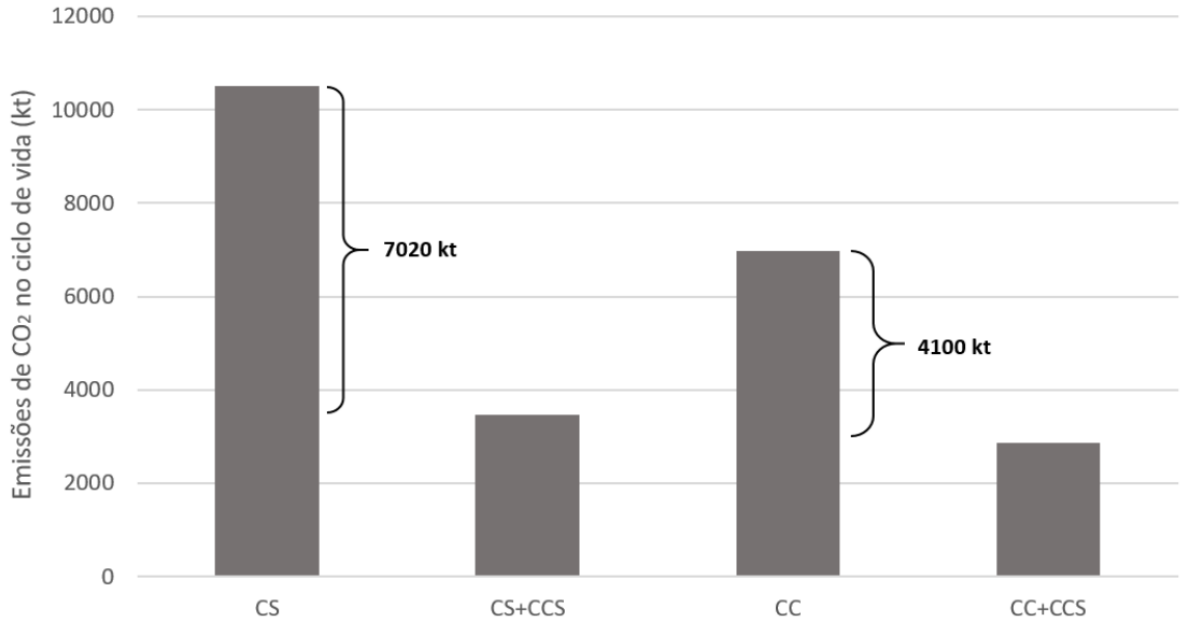

Figura 5.6: Análise do ciclo de vida das plantas simuladas em termos de emissões acumuladas de CO_2 (kt)

Portanto, visando contabilizar os custos de captura de carbono em termos de FCI, COM e multas por emissão de CO_2 para diferentes cenários de taxas de carbono, somados aos possíveis retornos devido ao processo de EOR, foram definidos dois diferentes índices para comparação das plantas: custo de CO_2 evitado e custo de CO_2 capturado. O primeiro está relacionado ao quanto se deixa de emitir de CO_2 ao se inserir uma planta CCS, logo possui um caráter mais ambiental e contabiliza apenas o FCI, o COM e a taxa de carbono devida. Já o segundo diz respeito à quantidade de CO_2 que é capturada ao se inserir uma planta CCS e, portanto, contabiliza não apenas o FCI, o COM e a taxa de carbono, mas também a receita adicional proveniente do EOR. Conforme apresentado na Seção 5.1.2, não são aqui

contabilizados possíveis custos adicionais devido ao grande uso de área da plataforma pelo sistema CCS, que poderia reduzir a produção diária de petróleo, em caso de uma FPSO já pronta, ou demandar uma maior FPSO, que significaria um custo de capital extra. É também considerado que a FPSO tem capacidade para processar o óleo adicional advindo da injeção do CO_2 capturado dos gases exaustos.

Portanto, ambos os cálculos dos índices de custo de CO_2 evitado e CO_2 capturado são realizados a partir da Equação 5.2.1, entretanto o primeiro utiliza da Equação 5.2.2 para o cálculo de custo de cada planta, enquanto o segundo utiliza a Equação 5.2.3.

$$\text{Custo de } CO_2 \left(\frac{\text{US\$}}{\text{t } CO_2}\right) = \frac{\text{Custo planta com CCS (US\$)} - \text{Custo planta sem CCS(US\$)}}{CO_2 \text{ evitado ou capturado em 20 anos (t)}} \quad (5.2.1)$$

$$\text{Custo planta, evitado (US\$)} = \text{CAPEX (US\$)} + 20 \times \text{OPEX (US\$)} + 20 \times \text{emissões}\left(\frac{\text{t } CO_2}{\text{ano}}\right) \times taxação \left(\frac{US\$}{t\ CO_2}\right) \quad (5.2.2)$$

$$\text{Custo planta, capturado (US\$)} = \text{CAPEX (US\$)} + 20 \times \text{OPEX (US\$)} + 20 \times \text{emissões}\left(\frac{\text{t } CO_2}{\text{ano}}\right) \times taxação \left(\frac{US\$}{t\ CO_2}\right) - 20 \times receita\ adicional\ por\ EOR \left(\frac{US\$}{ano}\right) \quad (5.2.3)$$

Os índices de custo de carbono foram calculados, então, considerando os diferentes cenários de taxação na faixa de 0-100 US$/t CO_2. Foi considerada a mesma relação de 2 barris de petróleo adicionais recuperados por tonelada de CO_2 injetado (LUU et al., 2016) e preço por barril de petróleo de 43,14 US$/bbl (EIA, 2018c).

Ainda, foram utilizados os mesmos cenários econômicos A, B, C e D apresentados na Seção 5.1. Contudo, para cenário com o mesmo FCI, ou seja, A/C e B/D, o proporcional de variação nos COM em virtude do gás natural é igual para as plantas com e sem CCS. Como os índices de CO_2 calculado são relativos a planta sem CCS como referência, isso resulta em índices iguais para os cenários com mesmo FCI e variação apenas no preço do gás natural. Logo, os resultados e a análise são agrupados nos cenários A/C e B/D. Os gráficos resultantes para os índices de custo de CO_2 são apresentados nas Figuras 5.7 e 5.8 para o cenário A/C e para o cenário B/D, respectivamente.

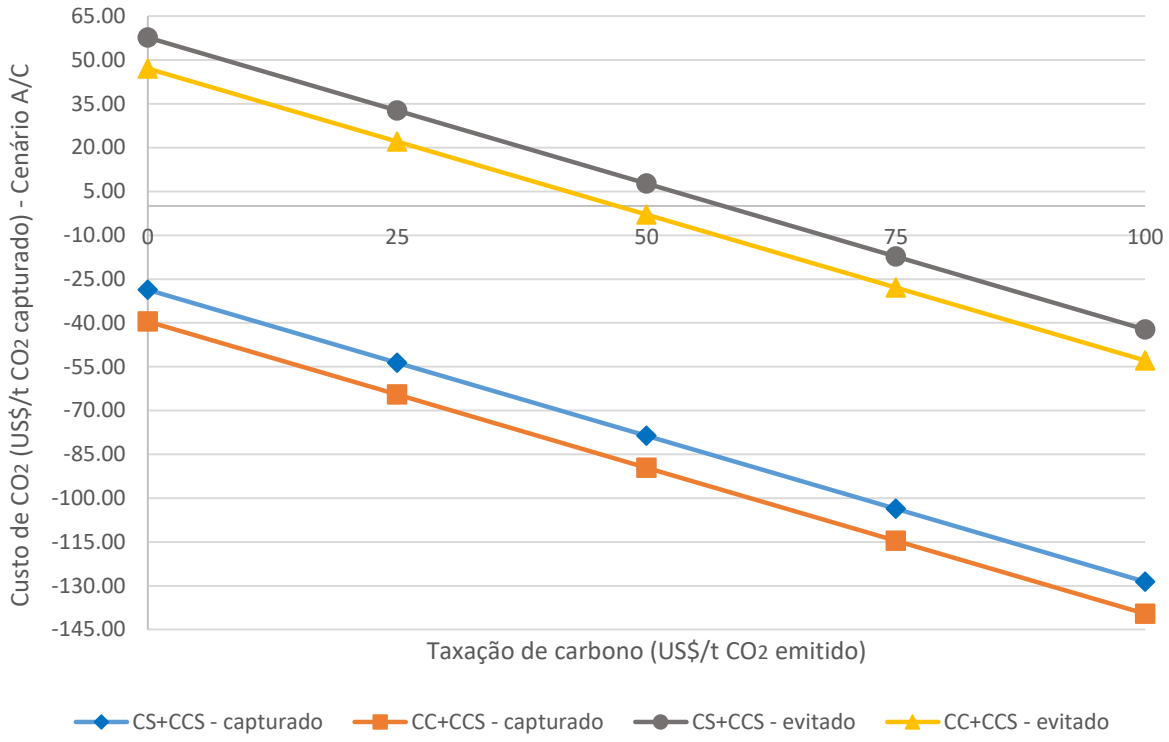

Figura 5.7: Variação do índice de custo de CO_2 evitado e capturado com a taxação de carbono – Cenário A/C

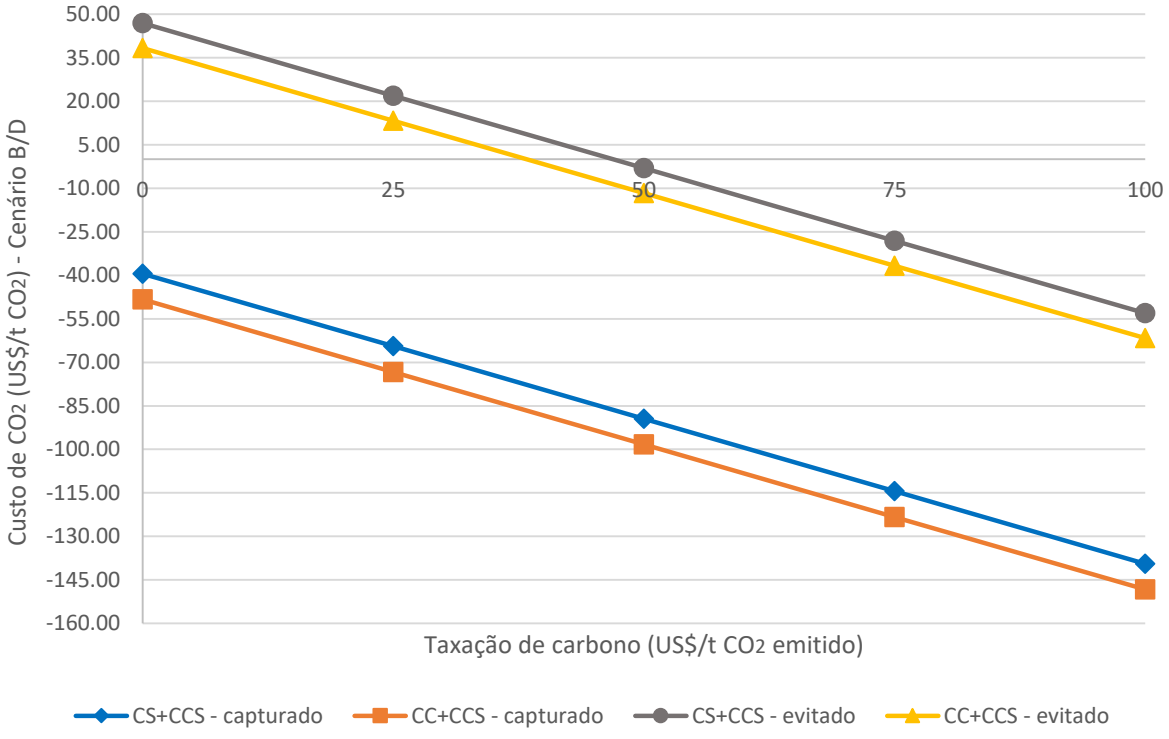

Figura 5.8: Variação do índice de custo de CO2 evitado e capturado com a taxação de carbono – Cenário B/D

Observa-se a mesma tendência dos índices para ambas os cenários. Como os custos de capital e operacional são maiores nas plantas com CCS do que sem CCS, o índice de custo de CO_2 evitado será obrigatoriamente positivo em um caso sem taxação de carbono, ou seja, quando a taxa é igual a zero. À medida que a taxação aumenta, a contribuição da taxa aumenta tanto para o custo da planta com CCS como para sem CCS. Entretanto, devido à maior emissão nas plantas sem CCS, o custo dessas plantas terá maior aumento que a com CCS. Logo, como o fator da taxa de carbono é diretamente proporcional aos índices de custo de CO_2 evitado, observa-se a tendência linear de decréscimo deste índice, até um ponto em que o custo passa a ser negativo, o que representa que capturar o carbono apresentaria vantagens econômicas, independente da finalidade deste carbono, ou seja, independente de análise de receita adicional.

A taxa que corresponde ao ponto em que o índice de custo de CO_2 evitado é nulo pode ser considerada como ponto de equilíbrio, também conhecido como *break even point*. Essa taxa pode ser interpretada como aquela que irá justificar o uso da tecnologia CCS, tornando-a viável economicamente. Na Tabela 5.4, são apresentados esses valores mais detalhadamente para ambos os processos avaliados, tanto para os cenários A/C como para o cenário B/D.

Tabela 5.4: Taxações de carbono correspondentes aos pontos de equilíbrio para os diferentes processos

Cenário A/C		**Cenário B/D**	
CS + CCS (US$/t CO_2)	**CC + CCS (US$/t CO_2)**	**CS + CCS (US$/t CO_2)**	**CC + CCS (US$/t CO_2)**
57,70	47,06	46,95	38,31

A Business Insights (2010) destaca em um de seus relatórios a faixa de preços indicada pela organização Intergovernmental Panel on Climate Change para a taxação de carbono para que torne economicamente viável a maioria das tecnologias de redução de emissões de carbono: 20-50 US$/t CO_2. Comparando-se com os resultados obtidos, apenas o processo com ciclo simples no cenário A/C estaria de fora, indicando que as estimativas de custo se encontram apropriadas. Além disso, os índices aqui calculados estariam mais próximos do limite superior da faixa, o que é considerável atentando-se à elevação do custo causada pela aplicação *offshore*. Contudo, considerando a tendência atual de 0-30 US$/t CO_2 na maioria dos países com taxação, os valores encontrados para os processos analisados ainda não tornariam essas tecnologias economicamente viáveis nestes países observando apenas o CO_2 evitado.

Por outro lado, Rubin et al. (2015) apresentam uma revisão com uma faixa mais ampla e de maior valor para os custos de captura em processos pós-combustão de gás natural, sendo de 48-111 US$/t CO_2. Estes valores ainda não contabilizam o transporte de CO_2 e seu

armazenamento. Com exceção dos custos dos compressores, o custo de captura da forma como é abordado por Rubin et al. (2015) se aproxima mais do custo apresentado neste trabalho, já que não há custos para transporte e os custos relacionados ao armazenamento são basicamente atribuídos a uma parte do FCI. Observa-se que a maioria dos processos se encontra também próximo da faixa citada, com exceção do caso do ciclo combinado dos cenários B/D. Entretanto, tal faixa é estimada para processos com eficiência de captura de 90%, assim a proximidade dos valores encontrados com o limite superior da faixa pode estar relacionada com este fator. Além disso, a faixa de valor calculada neste trabalho não contabiliza a queda de eficiência da planta pela integração energética, uma vez que ainda se mantém acima da potência máxima estimada requerida. No caso de uma usina termelétrica, como é estudado por Rubin et al. (2015), essa demanda energética do refervedor também entra nos cálculos, o que encarece os custos, principalmente no caso de não haver integração energética, mas sim queima extra de gás natural para geração de calor.

Diferentemente do caso de CO_2 evitado, o índice de custos de CO_2 capturado se apresenta com valores negativos para todos os casos avaliados, inclusive para cenários sem taxação. Isso demonstra o alto impacto positivo causado pela receita adicional possibilitada pela recuperação avançada de petróleo. Esse cálculo de custo considerando receita adicional foi contabilizado também por Sweatman et al. (2011). Em uma situação sem custo de transporte por haver captura e reinjeção para EOR no local, o custo de CO_2 foi calculado contabilizando a receita extra proveniente no óleo adicional. Entretanto, atenta-se novamente que, da mesma forma que há a possibilidade de uma maior produção de petróleo pela reinjeção de CO_2, há também a possibilidade de redução dessa mesma produção devido ao maior espaço ocupado na planta ou, em caso de planta previamente projetada, há um maior custo simplesmente pela maior área ocupada. Jariwala (2015), por exemplo, apresenta o valor de 10000-15000 US$/ft^2 de área de *deck* em uma FPSO. Portanto, é destacado o potencial do uso de CO_2 para EOR como forma de mitigação dos custos de captura, porém nota-se que tal índice deve ser tratado com a ressalva aqui destacada, assim como apresentado na Seção 5.1.3.

Assim, esse índice foi predominantemente aqui analisado em termos relativos entre os processos, com destaque para o desempenho do ciclo combinado. Apesar do potencial do ciclo simples com CCS gerar mais receita adicional proveniente do CO_2-EOR, a menor diferença de custos com a inserção de captura no ciclo combinado em comparação ao caso do ciclo simples resulta em valores de índices de custo de CO_2 sempre menores para as plantas com ciclo combinado. Novamente, então, evidencia-se o uso do ciclo combinado, apresentando maior vantagem econômica em comparação ao ciclo simples.

Portanto, tendo-se menores valores para o índice de custo de CO_2 capturado somado aos menores custos de CO_2 evitado e considerando ainda o menor *footprint* ocupado em relação ao ciclo simples com CCS, é destacado o uso de ciclo combinado com CCS para sistemas de geração termelétrica *offshore* com gás natural com alto teor de CO_2 como alternativa ao ciclo simples. Ressalta-se, no entanto, que o uso do ciclo combinado com CCS se torna mais atrativo do que o mesmo sem CCS, em caso sem taxação, apenas quando é considerado o retorno adicional proveniente do CO_2-EOR. No entanto, conforme destacado na Seção 5.1.2, essa receita extra apresenta maiores incertezas de valor, principalmente no que tange a área e peso adicionais exigidos pelo sistema CCS. Por outro lado, a receita adicional proveniente de uma melhor eficiência energética com uso de ciclo combinado, independente se sem ou com CCS, corresponde a um valor mais fidedigno e que não causa impacto significativo nas dimensões requeridas.

Também se destaca que, através dos gráficos das Figuras 5.7 a 5.8, foi possível observar os maiores valores para os índices de custo no cenário A, correspondente ao caso atual brasileiro, considerando as mesmas taxações de carbono, que se deve inteiramente aos maiores FCI e COM em comparação com o uso de fator de nacionalização e/ou de gás natural em padrão internacional. Isso aponta que uma futura taxação de carbono apresentaria maior impacto aos projetos brasileiros em comparação ao cenário internacional, necessitando de maiores valores para essas taxas para que se tenha o sistema CCS economicamente viável no país, o que diminui a competitividade do país. Por outro lado, conforme concluído na Seção 5.1, o alto valor de gás natural para o caso brasileiro real colabora ainda mais para a vantagem econômica do uso de ciclo combinado em comparação ao ciclo simples, tanto em termos de menor COM relativo como maiores receitas extras provenientes do gás natural adicional exportado.

5.3 Avaliação conclusiva para proposição de sistema alternativo

A Tabela 5.5 sumariza os indicadores técnicos, ambientais e econômicos encontrados neste trabalho para as principais plantas estudadas. Para avaliação comparativa, os indicadores foram normalizados linearmente de 0 a 1 a partir dos valores máximo e mínimo de cada (ver Apêndice A5), onde próximos a 1 (verde) apresentam maiores benefícios em detrimento aos próximos a zero (vermelho). São apresentados os cenários mais discrepantes entre si, o Brasil real e o Brasil hipotético com padrões internacionais de fator de nacionalização e de preço de gás natural, ambos considerando o caso atual sem taxação de carbono.

Tabela 5.5: Resultados resumidos para os indicadores técnicos e econômicos normalizados dos estudos de caso relativo aos cenários de maior discrepância: Brasil atual (A) e Brasil hipotético com padrões internacionais (B)

	Cenário Brasil real: alto fator de nacionalização e alto preço de gás natural				Cenário Brasil hipotético: padrões internacionais de fator de nacionalização e de gás natural			
	CS	CS+CCS	CC	CC+CCS	CS	CS+CCS	CC	CC+CCS
Consumo de Gás Natural (MMBtu/ano)	0.00	0.00	1.00	1.00	0.00	0.00	1.00	1.00
Emissões de CO_2 (kt)	0.00	0.92	0.46	1.00	0.00	0.92	0.46	1.00
Footprint (m^2)	1.00	0.00	0.99	0.34	1.00	0.00	0.99	0.34
FCI (US$)	1.00	0.00	0.93	0.45	1.00	0.00	0.93	0.45
COM (US$/ano)	0.46	0.00	1.00	0.78	0.66	0.00	1.00	0.69
Receita Extra: gás natural (US$)	0.00	0.00	1.00	1.00	0.00	0.00	1.00	1.00
Receita extra: petróleo (US$)	0.00	1.00	0.00	0.59	0.00	1.00	0.00	0.59
$LCC_{gás\ extra}$ (US$/MMBtu)	0.00	0.00	1.00	0.48	0.15	0.15	1.00	0.00
$LCC_{óleo\ extra}$ (US$/bbl)	0.70	0.00	0.70	1.00	1.00	0.00	1.00	0.93
Índice de custo de CO_2 evitado (US$/t CO_2) *	1.00	0.00	1.00	0.18	1.00	0.00	1.00	0.18
Índice de custo de CO_2 capturado (US$/t CO_2) *	0.00	0.72	0.00	1.00	0.00	0.82	0.00	1.00
Média	**0.38**	**0.24**	**0.73**	**0.71**	**0.44**	**0.26**	**0.76**	**0.65**

*Considerando cenário atual sem taxação de carbono

Independente do cenário, destaca-se o alto potencial de vantagens técnicas, ambientais e econômicas do uso de ciclos combinados ao invés de ciclos simples para a planta termelétrica, relacionado a maior densidade de cores verdes na Tabela 5.5. O ciclo combinado sem CCS apresentou os resultados mais favoráveis independente da taxação de carbono e de receita por óleo adicional, e é atrativo, através dos resultados dessa pesquisa, o uso deste sistema para o cenário atual, sem taxação, devido aos menores custos necessários de investimento e menores impactos no *footprint* da planta.

Entretanto, principalmente no cenário Brasil real, o ciclo combinado com CCS apresenta também um alto potencial de aplicabilidade, mesmo sem taxação de carbono. Seu alto *footprint* é ressaltado, mas, da mesma forma, sua possibilidade de receita adicional pelo CO_2-EOR merece destaque. Em um futuro cenário com taxação de carbono, seu uso pode ser

tornar ainda mais atrativo em decorrência da melhoria do indicador de custo de CO_2 evitado.

Conclui-se que o ciclo combinado 2:1:1 apresentou os resultados mais favoráveis no cenário atual brasileiro e é altamente recomendada a sua utilização em detrimento do ciclo simples utilizado atualmente para geração termelétrica em FPSOs com processamento de gás natural rico em CO_2. Incidindo a taxação de carbono no país, principalmente acima daquelas indicadas pelo índice de custo de CO_2 evitado, como a planta de CCS pode ser inserida de forma modular, indica-se a adição de módulos para CCS, conforme calculado neste trabalho. Entretanto, é destacada a necessidade de estudos mais aprofundados acerca do impacto da área da planta de CCS.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

O estudo teve por objetivo avaliar a geração termelétrica e a redução de emissões por CCS em FPSOs com o processamento de um gás natural associado rico em CO_2, com condições similares às encontradas nos poços do campo de pré-sal de Libra. O pré-condicionamento com separadores supersônicos foi considerado a partir dos resultados de Arinelli et al. (2017) e foi confirmado o efetivo uso do gás tratado para queima em turbinas a gás, conforme sugerido pelos autores.

As turbinas a gás escolhidas, GE LM2500+G4, foram devidamente simuladas em Aspen HYSYS como uma combinação de equipamentos, obtendo-se sucesso em termos de similaridade dos resultados encontrados frente às especificações do equipamento e à simulações que apresentam o equipamento exato. Da mesma forma, as simulações em Aspen HYSYS para os equipamentos de recuperação de calor e geração de vapor, seja HRSG ou OTSG, também realizadas a partir de adaptação de uma combinação de equipamentos, demonstraram-se eficientes e similares àquelas encontradas em literatura utilizando o equipamento exato.

Todas as cinco configurações estudadas de ciclos termelétricos resultaram no mínimo de energia considerado para FPSOs, mesmo em regime de máxima produção (REIS & GALLO, 2018; CUCHIVAGUE, 2015). O estudo de diferentes configurações de ciclos apresentou o ciclo combinado como uma alternativa vantajosa em relação ao ciclo simples em termos de eficiência energética, passando de 39% para 53-57%, e de total de emissões de CO_2, com uma redução de 33%, equivalente ao mesmo percentual de diminuição do consumo de gás natural. Para aplicação em FPSOs, considerando *footprint* e peso estimados, o ciclo combinado 2:1:1, correspondendo a duas turbinas a gás acopladas a um OTSG e uma turbina a vapor, apresentou alto potencial de aplicação, não tendo impactos significativos nas dimensões da planta (10% de aumento na área e peso equivalente). Destaca-se ainda que o uso de HRSG com pressão dupla é inviável em aplicações de instalações de óleo e gás *offshore*, uma vez que representa um elevado aumento de área e peso, sendo evidenciado o potencial do uso de pressão única, em especial da tecnologia OTSG, para o ciclo a vapor.

O uso de CCS foi então considerado para redução de emissões dos ciclos com a aplicação mais promissora, ciclo simples e ciclo combinado 2:1:1. Em ambos os casos, foi evidenciada a redução significativa do total de emissões de CO_2, sendo de 67% para o ciclo simples e 59% para o ciclo combinado. Devido à integração energética do sistema CCS à planta de geração termelétrica, os processos tiveram redução da eficiência energética, tendo uma penalidade de 2% e 9% para o ciclo simples e combinado, respectivamente. Ainda assim, ambos

os processos obtiveram a potência líquida produzida acima dos 68 MW estimados para a máxima produção em FPSO do pré-sal (CUCHIVAGUE, 2015). Logo, foram evidenciadas as vantagens da integração dos ciclos termelétricos *offshore* com sistema CCS, especialmente em processamento de gás natural com alto teor de CO_2, propiciando redução das emissões e fluido para EOR sem impactos significativos na eficiência energética do ciclo de potência.

Entretanto, destacaram-se dois pontos técnicos negativos à aplicação de CCS em FPSOs do pré-sal. O primeiro está relacionado a não obtenção de eficiência de captura da ordem de 85-90% nos dois processos analisados, diferentemente do que se observa na literatura (NORD et al., 2017; CUCHIVAGUE, 2015; ROCHELLE., 2009). Entretanto, considerando as limitações da aplicação *offshore* e do uso de um gás natural rico em CO_2, a captura ainda foi considerada eficiente neste estudo. Outro ponto é a alta área requerida pelo sistema CCS, em especial, pela planta de captura por aminas, sendo cerca de 7 vezes superior ao sistema de geração elétrica no caso de ciclo combinado e de cerca de 15 vezes, no caso do ciclo simples. Dessa forma, o uso de ciclo combinado se destaca no caso de necessidade de uso do sistema CCS. No entanto, ainda assim, devido às limitações de área em aplicações *offshore*, o alto *footprint* requerido deve ser balanceado entre vantagens ambientais e o impacto à produtividade da plataforma.

Para melhor avaliação do uso de ciclo combinado e da redução de emissões a partir de CCS foi realizada uma análise econômica das plantas, considerando não apenas o cenário atual brasileiro, mas também casos hipotéticos de igualação do fator de nacionalização e do preço do gás natural a padrão internacional. Destacou-se que, em todas as plantas, o FCI e o COM foram maiores no cenário atual brasileiro, devido ao maior fator de nacionalização e ao custo 250% maior de gás natural no Brasil.

Em relação aos ciclos termelétricos, todos os cenários apresentaram a vantagem econômica do ciclo combinado 2:1:1 em comparação ao ciclo simples, exibindo um COM reduzido devido ao menor consumo de combustível, o que compensa o pequeno aumento do FCI com esse ciclo. Já a respeito da inserção do sistema CCS às plantas termelétricas, foi apontado um aumento do FCI para ambos os ciclos, independente do cenário, sendo este aumento de 58% para o ciclo simples e 26% para o ciclo combinado. O mesmo foi observado no COM, com aumentos de 10 a 32%, devido principalmente ao aumento do fator do FCI neste. É interessante também notar o potencial de redução de custo devido ao aumento da eficiência e consequente diminuição do consumo de combustível ao se constatar menores valores de COM para o ciclo combinado mesmo com CCS em comparação ao ciclo simples sem CCS, para cenário com alto preço de gás natural.

Ressalta-se, ainda, a geração de receita adicional a partir da exportação de gás natural extra frente ao ciclo simples, em função melhoria da eficiência energética com uso de os ciclos combinados, com e sem CCS, apresentando um LCC negativo ou baixo para cada MMBtu adicional. Ainda, foi observado o alto potencial de receita extra em decorrência do volume de óleo possível de ser recuperado pelo processo CO_2-EOR. Entretanto, apesar desta ser maior do que aquela obtida pela melhoria da eficiência, ela apresenta um caráter dúbio devido a incerteza do volume de óleo adicional e do impacto da alta área requerida na plataforma.

Uma segunda parte da análise econômica foi a avaliação de índices de custo de CO_2 evitado e CO_2 capturado, que avaliam a inserção do sistema CCS a uma planta específica, na qual a diferença é que o segundo contabiliza os retornos adicionais provenientes do EOR. O índice de CO_2 evitado se apresentou como positivo em todos os casos avaliados para cenários sem taxação de carbono, o que é evidente uma vez que o FCI e o COM são maiores nas plantas com CCS do que sem CCS. Entretanto, com o incremento de taxações, a contribuição do fator taxação de carbono aumenta tanto para o custo da planta com CCS como para sem CCS, porém em maior proporção para a segunda, até um ponto em que o custo passa a ser negativo, o que representa que capturar o carbono apresentaria vantagens econômicas, independente da finalidade deste carbono. Neste estudo, o índice contabilizado foi de 57,70 US$/t CO_2 e de 47,06 US$/t CO_2 para os ciclos simples e combinado nos cenários de FCI padrão Brasil, respectivamente, e de 46,95 US$/t CO_2 e de 38,31 US$/t CO_2 para os ciclos simples e combinado nos cenários de FCI padrão internacional, respectivamente.

Diferentemente do índice de CO_2 evitado, o índice de CO_2 capturado apresentou apenas valores negativos, inclusive para cenários sem taxação, indicando o alto impacto positivo causado pela receita adicional possibilitada pelo EOR. Entretanto, devido aos também possíveis impactos na produtividade de óleo, esse índice foi avaliado predominantemente em termos relativos entre os processos. O que se destaca é que, apesar da maior quantidade capturada de CO_2 pelo ciclo simples, que possibilita um maior retorno a partir de EOR, o uso do ciclo combinado apresentou maior vantagem, independente do cenário, atingindo valores mais negativos para o índice de custo de CO_2 capturado, o que significa maiores receitas.

Portanto, como proposta de sistema alternativo ao atualmente utilizado foi indicado o uso de ciclo combinado sem CCS para geração termelétrica com processamento de gás natural rico em CO_2 em FPSOs, apresentando os resultados mais favoráveis em termos de indicadores técnicos, ambientais e econômicos para o cenário atual sem taxação de carbono. Para um cenário futuro com taxação de carbono, sugere-se a integração modular da planta CCS, considerando que estudos mais aprofundados acerca do impacto da área são necessários.

Assim, como sugestões para trabalho futuro, indicam-se os seguintes temas:

- Avaliação do impacto na produtividade da FPSO com uso de sistema CCS com ciclo combinado, considerando não apenas o *footprint* adicional do CCS e do separador supersônico, mas também o que poderia ser reduzido em termos de membranas, compressores para membranas e unidade de reinjeção de água;
- Análise da integração dos processos de redução do teor de CO_2 no gás e de captura dos gases exaustos do sistema de geração termelétrica;
- Avaliação da viabilidade de uma unidade flutuante adicional para a planta de geração elétrica com sistema CCS, ou para apenas este último, acoplada a uma única FPSO ou servindo a um conjunto de FPSOs, visando a não ocupação de espaço da plataforma, aumentando a produção de óleo e gás, e a maior flexibilidade e mobilidade destes sistemas;
- Avaliação da viabilidade de uma unidade de termelétrica flutuante com uso de ciclo combinado com ou sem CCS a partir recebimento de gás natural de diferentes FPSOs para redirecionamento de energia para a costa, compondo a proposta *Gas-to-wire*;
- Análise do processo mais flexível em um horizonte de cenário dinâmico em decorrência do decaimento da curva de produção e da elevação do teor de CO_2 do gás produzido decorrente de sua injeção para recuperação avançada de petróleo (CO_2-EOR);
- Avaliação técnica, ambiental e econômica da reinjeção de CO_2 em aquíferos submarinos ao invés de CO_2-EOR, visando a não alteração do teor de CO_2 no gás produzido e maior armazenamento deste gás de efeito estufa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA BRASIL. Produção de petróleo do pré-sal supera pela primeira vez a do pós-sal, diz ANP. Julho, 2017. Disponível em: <http://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2017-07/producao-de-petroleo-do-pre-sal-supera-pela-primeira-vez-do-pos-sal-diz-anp>. Acessado em 09 de outubro de 2017.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). Atlas de energia elétrica do Brasil. Brasília, 2002.

AL-MAMOORI, A., KRISHNAMURTHY, A., ROWNAGHI, A.A., REZAEI, F. Carbon capture and utilization update. *Energy Technology: generation, conversion, storage, distribution*, v.5, p.834-849, 2017.

ANGAYS, P., GUILHEM, J.C., ARJONA, J. Monetization of associated gases from offshore oil fields by electrical power generation. PCIC Europe, 2013 Conference Record.

API – AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Understanding natural gas markets. Junho, 2014. Disponível em: http://www.api.org/~/media/Files/Oil-and-Natural-Gas/Natural-Gas-primer/Understanding-Natural-Gas-Markets-Primer-High.pdf. Acessado em 18 de fevereiro de 2018.

ARACHCHIGE, U.S.P.R., MALAAEN, M.C. Selection of Packing Material for Gas Absorption. *European Journal of Scientific Research*, v.87, n.1, p.117-126, 2012.

ARAÚJO, O.d.Q.F., DE MEDEIROS, J.L. Carbon capture and storage technologies: present scenario and drivers of innovation. *Current Opinion in Chemical Engineering*, v.17, p.22-34, 2017.

ARAÚJO, O.d.Q.F., REIS, A.d.C., DE MEDEIROS, J.L., DO NASCIMENTO, J.F., GRAVA, W.M., MUSSE, A.P.S. Comparative analysis of separation technologies for processing carbon dioxide rich natural gas in ultra-deepwater oil fields. *Journal of Cleaner Production*, v. 155, parte 1, p. 12-22, 2016.

ARAÚJO, O.d.Q.F., DE MEDEIROS, J.L., ALVES, R.B.M. CO_2 Utilization: A Process Systems Engineering Vision. Em: MORGADO, C.d.R.V., ESTEVES, V.P.E. (eds.). CO_2 Sequestration and Valorization. InTech, 2014.

ARINELLI, L.O., TROTTA, T.A.F., TEIXEIRA, A.M., DE MEDEIROS, J.L., ARAÚJO, O.d.Q.F. Offshore processing of CO_2 rich natural gas with supersonic separator versus conventional routes. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 46, p. 199-221, 2017.

ARINELLI, L.O. Dinâmica de Processamento Offshore de Gás Natural Rico em CO_2: Desidratação TEG, Expansão Joule-Thomson e Permeação em Membranas *versus* Separador Supersônico. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Ciências no Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2015.

ASPENTECH Inc. Aspen HYSYS. Disponível em: http://home.aspentech.com/en/products/engineering/aspen-hysys. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

BANCO CENTRAL DO BRASIL. Cotações e boletins. Disponível em: http://www4.bcb.gov.br/pec/taxas/port/ptaxnpesq.asp?id=txcotacao. Acessado em 01 de maio de 2018.

BILIYOK, C., CANEPA, R., HANAK, D.P. Investigation of Alternative Strategies for Integrating Postcombustion CO2 Capture to a Natural Gas Combined Cycle Power Plant. *Energy & Fuels*, v. 29, p. 4624-4633, 2015.

BILLINGHAM, M.A., LEE, C-H., SMITH, L., HAINES, M., JAMES, S.R., GOH, B.K.W., DVORAK, K., ROBINSON, L., DAVIS, C.J., PERALTA-SOLORIO, D. Corrosion and materials selection issues in carbon capture plants. *Energy Procedia*, v. 4, p. 2020-2027, 2011.

BILLINGHAM, M.A., LEE, C-H., BARRACLOUGH, C., MILANOVIC, D., SMITH, L. Corrosion and selection of materials for carbon capture and storage. INTETECH report for IEA Greenhouse Gas Research and Development Programme. United Kingdom, 2010. Disponível em: http://www.ieaghg.org/docs/General_Docs/Reports/2010-03.pdf. Acessado em 18 de fevereiro de 2018.

BIMÜLLER, J.D., NORD, L.O. Process Simulation and Plant Layout of a Combined Cycle Gas Turbine for Offshore Oil and Gas Installations. *Journal of Power Technologies*, v. 95, p.40-47, 2015.

BISHNOI, S., ROCHELLE, G.T. Absorption of Carbon Dioxide in Aqueous Piperazine/Methyldiethanolamine. AlChE Journal, 2002, vol. 48, págs. 2788–2799.

BOLLAND, O. Thermal power generation. Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, 2010.

BOOT-HANDFORD, M.E., ABANADES, J.C., ANTHONY, E.J., BLUNT, M.J., BRANDANI, S., MAC DOWELL, N., FERNÁNDEZ, J.R., FERRARI, M.C., GROSS, R., HALLETT, J.P., HASZELDINE, R.S., HEPTONSTALL, P., LYNGFELT, A., MAKUCH, Z., MANGANO, E., PORTER, R.T.J., POURKASHANIAN, M., ROCHELLE, G.T., SHAH, N.,

YAO, J.G., FENNELL, P.S. Carbon Capture and Storage update. *Energy & Environmental Science*, v. 7, p. 130-189, 2014.

BRANAN, C. Rules of Thumb for Chemical Engineers: A manual of quick, accurate solutions to everyday process engineering problems. 4 ed. Elsevier, 2005.

BRASIL, MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME), EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Plano decenal de expansão de energia 2026. Brasília, 2017. Disponível em:

<http://epe.gov.br/PDE/Documents/Arquivos/PDE2026/PDE2026_versao_para_ConsultaPublica.pdf >. Acessado em 10 de outubro de 2017.

BRET-ROUZAUT, N., FAVENNEC, J.P. Petróleo & Gás Natural: como produzir e a que custo. Editado por Center for Economics and Management (IFP School). Coordenador de edição brasileira de Edmilson Moutinho dos Santos. 2ª ed. rev. e ampl. Rio de Janeiro, Synergia, 2011.

BUREAU OF LABOR STATISTICS. National Industry-Specific Occupational Employment and Wage Estimates: NAICS 211000 - Oil and Gas Extraction. Maio, 2016. Disponível em: https://www.bls.gov/oes/current/naics3_211000.htm#00-0000. Acessado em 10 de março de 2018.

BUSINESS INSIGHTS. The cost of power generation: the current and future competitiveness of renewable and traditional technologies. 2010.

CAMPBELL, J. M. Gas Conditioning and Processing: The Equipment Modules. 8. ed. Norman: John M Campbell & Company, 2004. 2 v.

CAMPBELL, J. M. Gas Conditioning and Processing: The Equipment Modules. 8. ed. Norman: Campbell Petroleum Series, 1992. 2 v.

CHIYODA CORPORATION. LNG Plant. Disponível em: <https://www.chiyodacorp.com/en/service/lng/floating-lng-power-plant/>. Acessado em 12 de dezembro de 2017.

CLOSMANN, F., NGUYEN, T., ROCHELLE, G.T. MDEA/Piperazine as a solvent for CO_2 capture. *Energy Procedia*, v.1, p.1351-1357, 2009.

COAN, C. R., KING, A. D. Solubility of Water in Compressed Carbon Dioxide, Nitrous Oxide, and Ethane: Evidence for Hydration of Carbon Dioxide and Nitrous Oxide in the Gas Phase. *Journal of the American Chemical Society*, v.93, p.1857-1862, 1971.

COMISSÃO DE MINAS E ENERGIA. Projeto Libra. Audiência Pública – Regime de partilha da Petrobrás. Junho, 2015.

CRUZ, M.D.A. Efeitos da captação profunda de água do mar na eficiência energética, emissões

de CO2, CAPEX e OPEX de um FPSO do pré-sal. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Engenharia Ambiental pelo Programa de Engenharia Ambiental da Escola Politécnica & Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2016.

CUCHIVAGUE, H.Y.O. Análise exergética de um sistema de injeção de CO_2 para uma plataforma FPSO e sua integração com Ciclo Combinado e Captura de Carbono. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica, na área de Térmica e Fluidos, pela Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2015.

DA SILVA, J.A.M., DE OLIVEIRA JUNIOR, S. Unit exergy cost and CO_2 emissions of offshore petroleum production. *Energy*, v. 147, p. 757-766, 2018.

DE ALMEIDA, E.F., FERRARO, M.C. Indústria do Gás Natural: fundamentos técnicos e econômicos. Rio de Janeiro, Synergia. FABERJ IE/UFRJ, UFF, 2013.

DE MEDEIROS, J.L., NAKAO, A., GRAVA, W.M, NASCIMENTO, J.F., ARAÚJO, O.Q.F. Simulation of an offshore natural gas purification process for CO removal with gas liquid contactors employing aqueous solutions of ethanolamines. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 52, p. 7074-7089, 2013a.

DE MEDEIROS, J.L., BARBOSA, L.C., ARAÚJO, O.Q.F. Equilibrium approach for CO_2 and H2S absorption with aqueous solutions of alkanolamines: theory and parameter estimation. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 52, p. 9203-9226, 2013b.

DE MIRANDA, M.M. Fator de Emissão de Gases de Efeito Estufa da Geração de Energia Elétrica no Brasil: implicações da aplicação da Avaliação do Ciclo de Vida. Universidade de São Paulo, Programa de Pós-Graduação em Ciências da Engenharia Ambiental, São Carlos, 2012.

DE VISSER, E., HENDRIKS, C. Towards hydrogen and electricity production with carbon dioxide capture and storage, D. 3.1.3. DYNAMICS CO_2 Quality Recommendations. Ecofys, 2007. Disponível em: https://www.sintef.no/globalassets/project/dynamis-hypogen/publications/d3-1-3-dynamis-co2-quality-recommendations1.pdf. Acessado em 01 de março de 2018.

EIA: U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. Henry Hub Natural Gas Spot Prices. 2018a. Disponível em: https://www.eia.gov/dnav/ng/hist/rngwhhdm.htm. Acessado em 10 de fevereiro de 2018.

EIA: U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. Glossary – High Heating Value. 2018b. Disponível em: https://www.eia.gov/tools/glossary/index.php?id=H. Acessado em 10 de fevereiro de 2018.

EIA: U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. Petroleum and other liquids: Cushing, OK WTI Spot Price FOB. 2018c. Disponível em: https://www.eia.gov/dnav/pet/hist/LeafHandler.ashx?n=PET&s=rwtc&f=M. Acessado em 10 de março de 2018.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Balanço Energético Nacional 2015: Ano base 2014. Rio de Janeiro, 2015.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Balanço Energético Nacional 2016: Ano base 2015. Rio de Janeiro, 2016.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Plano Decenal de Expansão de Energia: 2026. Rio de Janeiro, 2017.

ÉPOCA NEGÓCIOS. GE vende maquinário à Petrobras de US$ 500 milhões. Janeiro, 2013. Disponível em: https://epocanegocios.globo.com/Informacao/Acao/noticia/2013/01/ge-vende-maquinario-petrobras-de-us-500-milhoes.html. Acessado em 15 de novembro de 2017.

EQUINOR. Sleipner area. Disponível em: https://www.equinor.com/en/what-we-do/norwegian-continental-shelf-platforms/sleipner.html. Acessado em 25 de maio de 2018.

EXXONMOBIL. 2017 Outlook for Energy: A View of 2040. Disponível em:

<http://cdn.exxonmobil.com/~/media/global/files/outlook-for-energy/2017/2017-outlook-for-energy.pdf>. Acessado em 11 de outubro de 2017.

FLATEBØ, Ø. Off-design Simulation of Offshore Combined Cycles. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em *Science in Mechanical Engineering* pela *Norwegian University of Science and Technology*. 2012.

FØLGESVOLD, E., SKJEFSTAD, H. S., RIBOLDI, L., NORD, L.O. Combined heat and power plant on offshore oil and gas installations. *Journal of Power Tecnologies*, v.97, n.2, p.117-126, 2017.

FORECAST INTERNATIONAL. The market of gas turbines marine engines – sample. Novembro, 2010. Disponível em: http://www.forecastinternational.com/samples/F649_CompleteSample.pdf. Acessado em 25 de fevereiro de 2018.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J. Introduction to Fluid Mechanics. 6th Edition. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.

FRAGA, C.T.C., PINTO, A.C.C., BRANCO, C.C.M., PIZARRO, J.O.S., PAULO, C.A.S. Brazilian Pre-Salt: An Impressive Journey from Plans and Challenges to Concrete Results. Offshore Technology Conference, Houston, 2015.

FREEMAN, S.A., DUGAS, R.D., WANGENER, H.V. and ROCHELLE, G.T. Carbon Dioxide Capture with Concentrated, Aqueous Piperazine. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, v.4, p.119–124, 2010.

GENERAL ELECTRIC (GE). Gas Turbine Emission and Control. PAVRI, R., MOORE, G. D. GE Energy Services. Atlanta, Georgia. Disponível em: https://www.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/technical/ger/ger-4211-gas-turbine-emissions-and-control.pdf Acessado em 05 de janeiro de 2018.

GENERAL ELECTRIC (GE). GE Aeroderivative Gas Turbines to Power New Floating Production Platform Offshore Brazil. GE News, 19 jun. 2013. Disponível em: <http://www.genewsroom.com/press-releases/ge-aeroderivative-gas-turbines-to-power-new-floating-production-platform-offshore-brazil-217099>. Acessado em 5 de outubro de 2017.

GE POWER. Aeroderivate LM2500 Gas Turbine (50 Hz) – Fact Sheet, 2016.

GERLAGH, R., LISKI, M. Carbon prices for the next hundred years. *The Economic Journal*, v.128, p.728-757, 2018.

GLOBAL CCS INSTITUTE. Technical aspects of CO_2 enhanced oil recovery and associated carbon storage. Outubro, 2013. Disponível em: http://hub.globalccsinstitute.com/sites/default/files/publications/118946/technical-aspects-co2-enhanced-oil-recovery-and-associated-carbon-sto.pdf

GOZALPOUR, F., REN, S.R., TOHIDI, B. CO_2 EOR and storage in oil reservoirs. *Oil Gas Science and Technology - Rev. IFP*, v.60, n.3, p.537-546, 2005.

GULE, M. Dynamic process simulation of heat recovery steam generator designed for offshore oil and gas installations. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em *Energy and Environmental Engineering* pela *Norwegian University of Science and Technology*, 2016.

HAMMER, M., WAHL, P.E., ANANTHARAMAN, R., BERSTAD, D., LERVAG, K.Y. CO_2 capture from off-shore gas turbines using supersonic gas separation. *Energy Procedia*, v.63, p.243-252, 2014.

HETLAND, J., KVAMSDAL, H.M., HAUGEN, G., MAJOR, F. Integrating a full carbon capture scheme onto a 450 MWe NGCC electric power generation hub for offshore operations: Presenting the Sevan GTW concept. *Applied Energy*, v.86, p.2298–2307, 2009.

HIKITA, H., ASAI, S., KATSU, Y. and IKUNO, S. Absorption of Carbon Dioxide into Aqueous Monoethanolamine Solutions. *AlChE Journal*, v.25, p.793–800, 1979.

IEA – INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO_2 Emissions from Fuel Combustion: Overview. 2017. Disponível em: http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/CO2EmissionsFromFuelCombustion2017Overview.pdf. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

IEA – INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Carbon Capture and Storage: The solution for deep emissions reductions. 2015a. Disponível em: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/CarbonCaptureandStorageThesolutionfordeepemissionsreductions.pdf

IEA – INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Energy Technology Perspectives 2015. 2015b. Disponível em: http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/ETP2015.pdf

IEA – INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO_2 Emissions from Fuel Combustion. 2015c. Disponível em: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/CO2EmissionsFromFuelCombustionHighlights2015.pdf. Acessado em 03 de novembro de 2017.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (IBP). Evolução da reinjeção de gás natural no Brasil, entre 2010 e 2016. Março, 2017. Disponível em: <https://www.ibp.org.br/observatorio-do-setor/evolucao-da-reinjecao-de-gas-natural-no-brasil-entre-2010-e-2016/>. Acessado em 09 de outubro de 2017.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (IBP). Plataformas no Brasil: Janeiro/2017. Disponível em: https://www.ibp.org.br/observatorio-do-setor/numero-de-plataformas-no-brasil/. Acessado em 10 de dezembro de 2017.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (IBP) & UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO (UFRJ). Gás do Pré-Sal: Oportunidades, desafios e perspectivas. Ciclo de Debates sobre Petróleo e Economia. Março, 2017.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS (IBAMA). Licensa de Operação N° 1397/2017.

INTEGER. US natural gas prices fall below Russian benchmarks. Janeiro, 2013. Disponível em: https://www.integer-research.com/integer-alert/us-natural-gas-prices-fall-below-russian-benchmarks-2/. Acessado em 19 de fevereiro de 2018.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). Carbon dioxide

capture and storage. Cambridge University Press, Reino Unido, 2005. Disponível em: https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/srccs/srccs_wholereport.pdf

INTRATEC. Useful indexes for the chemical industry. 2016.

INTRATEC. Useful indexes for the chemical industry. 2015.

JARIWALA, A. Wanted: Efficient Gas Treatment System to Fit Tight FPSO Footprint. 2015. Disponível em: https://www.epmag.com/wanted-efficient-gas-treatment-system-fit-tight-fpso-footprint-816471. Acessado em 25 de março de 2018.

KANNICHE, M., GROS-BONNIVARD, R., JAUD, P., VALLE-MARCOS, J., AMANN, J-M., BOUALLOU, C. Pre-combustion, post-combustion and oxy-combustion in thermal power plant for CO_2 capture. *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.53-62, 2010.

KEHLHOFER, R. Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants. PennWell Publishing Company, 1997.

KISHINAMI, R., APPY, B., WATANABE Jr.K. The Economic and Social Impacts of a Carbon Tax in Brazil. Instituto Escolhas, 2015. Disponível em: http://escolhas.org/wp-content/uploads/2016/09/impactos-economicos-e-sociais-da-tributacao-de-carbono-no-brasil.pdf. Acessado em 28 de março de 2018.

KOCH-GLITSCH. KG-TOWER Software. 2018a. Disponível em: www.koch-glitsch.com/software. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

KOCH-GLITSCH. Acid gas removal and gas sweetening. 2018b. Disponível em: http://www.koch-glitsch.com/masstransfer/pages/acid-gas-removal-sweetening.aspx. Acessado em 07 de fevereiro de 2018.

KOCH-GLITSCH. Intalox packed towers systems: structured packing. 2018c. Disponível em: http://folk.ntnu.no/skoge/prost/proceedings/distillation10/DA2010%20Sponsor%20Information/Koch%20Glitsch/Packed_Tower/Structured_Packing/Structured_Packing.pdf. Acessado em 07 de fevereiro de 2018.

KLOSTER, P. Reduction of Emissions to Air Through Energy Optimization on Offshore Installations. SPE International Conference on Health, Safety, and Environment in Oil and Gas Exploration and Production, Stavanger, 2000.

KVAMSDAL, H.M., HETLAND, J., HAUGEN, G., SVENDSEN, H.F., MAJOR, F., KARSTAD, V., TJELLANDER, G. Maintaining a neutral water balance in a 450 MWe NGCC–

CCS power system with post-combustion carbon dioxide capture aimed at offshore operation. International *Journal of Greenhouse Gas Control*, v.4, p.613–622, 2010.

KVAMSDAL, H.M.; JORDAL, K.; BOLLAND, O. A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO_2 capture. *Energy*, v.32, p.10–24, 2007.

KURZ, R., SHEYA, C. Gas turbines or electric drives in offshore applications. ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, 2005. Disponível em: https://www.researchgate.net/profile/Rainer_Kurz/publication/298585909_Electric_drive_vs_gas_turbines/links/5783c07708ae3f355b4a2a86/Electric-drive-vs-gas-turbines.pdf

LA ROVERE, E.L. Revisiting the role of carbon pricing in the low carbon transition. Triggering the Low Carbon Transition: Articulating Carbon Pricing and Climate Finance. Paris, 2017.

LEUNG, D.Y.C., CARAMANNA, G.C., MAROTO-VAALER, M.M. An overview of current status of carbon dioxide capture and storage technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.39, p.426-443, 2014.

LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

LUO, X. Process Modelling, Simulation and Optimization of Natural Gas Combined Cycle Power Plant integrated with Carbon Capture, Compression and Transport. Tese submetida para obtenção de título de PhD pela Escola de Engenharia da Faculdade de Ciências e Engenharia da *University of Hull*. 2016.

LUU, M.T., MILANI, D., ABBAS, A. Analysis of CO_2 utilization for methanol synthesis integrated with enhanced gas recovery. *Journal of Cleaner Production*, v.112, parte 4, p.3540-3554, 2016.

MACHADO, P.B. Análise Comparativa de Tecnologia de Separação Supersônica para o Condicionamento de Gás Natural. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Ciências no Programa de Pós-graduação em Processos Químicos e Bioquímicos pela Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2012.

MACKENZIE, D.H., PRAMBIL, F.C., DANIELS, C.A., BULLIN, J.A. Design & Operation of a selective sweetening plant using MDEA. *Energy Progress*, p.31-36, 1987.

MALONE, T., KUUSKRAA, V., DIPIETRO, P. CO_2-EOR Resource Assessment. DOE/NETL-2014/1631. DOE Contract Number DE-FE0004001. 2014. Disponível em: https://www.netl.doe.gov/energy-analyses/temp/FY14_CO2-EOROffshoreResourceAssessment_060114.pdf

MANNINEN J. & ZHU X.X. Optimal Gas Turbine Integration to the Process Industries. Ind. Eng. Chem. Res. 38, 4317-4329. 1999.

MANNING, F.S., THOMPSON, R.E. Oilfield processing of petroleum: natural gas. PennWell Books, 1991.

MATHWORKS. MATLAB. 2018. Disponível em: https://www.mathworks.com/products/matlab.html. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

MAZZETTI, M. J., LADAM, Y., WALNUM, H. T., HAGEN, B. L., SKAUGEN, G., NEKSÅ, P. Flexible combined heat and power systems for offshore oil and gas facilities with CO_2 bottoming cycles. *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference*, Baltimore, 2014a.

MAZZETTI, M. J., NEKSÅ, P., WALNUM, H. T., HEMMINGSEN, A. K. T. Energy-Efficient Technologies for Reduction of Offshore CO_2 Emmissions. *Society of Petroleum Engineers, Oil and Gas Facilities*, v.3, p.89-96, 2014b.

MEDEIROS, A.M. Bases metodológicas para a incorporação da variável ambiental no planejamento da expansão termelétrica no Brasil. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Ciências em Planejamento Energético pela Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE. Rio de Janeiro, 2003.

MILANEZ, A.Y., MACUSO, R.V., GODINHO, R.D., POPPE, M.K. O acordo de Paris e a transição para o setor de transportes de baixo carbono: o papel da plataforma para o biofuturo. *Biofuels, BNDES Setorial*, v.45, p.285-340, 2017.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). Boletim mensal de acompanhamento da indústria de gás natural: destaques do mês de dezembro/2016. Edição n° 118. 2016. Disponível em:http://www.mme.gov.br/documents/1138769/1732803/Boletim_Gas_Natural_nr_118_DEZ_16.pdf/bc508598-e8dd-4bfb-abda-400d0fd10e02. Acessado em 25 de março de 2018.

MOKHATAB, S., POE, W.A. Processamento e transmissão de gás natural. 1 ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2014.

NAG, P.K. Power plant engineering. 3 ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 2008, 994 p.

NETO, J.B.O., SHIMA, W. T. Trajetórias tecnológicas no segmento *offshore*: ambiente e oportunidades. *Revista de Economia Contemporânea*, v.12, n.2, p.301-332, 2008.

NIKKEI. Japan's Modec to offer floating LNG power plant. Novembro, 2016. Disponível em: <https://asia.nikkei.com/Business/Companies/Japan-s-Modec-to-offer-floating-LNG-power-

plant>. Acessado em 12 de dezembro de 2017.

NORD, L.O., ANANTHARAMAN, R., CHIKUKWA, A., MEJDELL, T. CCS on Offshore Oil and Gas Installation – Design of Post-combustion capture system and steam cycle. *Energy Procedia*, v.114, p.6650-6659, 2017.

NORD, L.O. & BOLLAND, O. Design and off-design simulations of combined cycles for offshore oil and gas installations. *Applied Thermal Engineering*, v.5, p.85-91, 2013.

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

ODEBRECHT. FPSO Pioneiro de Libra inicia produção de óleo em águas brasileiras. Odebrecht Notícias, 27 nov. 2017. Disponível em: <https://www.odebrecht.com/pt-br/comunicacao/noticias/fpso-pioneiro-de-libra-inicia-producao-de-oleo-em-aguas-brasileiras>. Acessado em 04 de abril de 2018.

OFFSHORE ENERGY TODAY. GE Provides Gas Turbine Package for FPSO in Brazil. Junho, 2013. Disponível em: https://www.offshoreenergytoday.com/ge-provides-gas-turbine-package-for-fpso-in-brazil/. Acessado em 15 de novembro de 2017.

OFFSHORE MAGAZINE. 2017 Worldwide survey of floating production, storage and offloading (FPSO) units. Agosto, 2017. Disponível em: https://www.offshore-mag.com/content/dam/offshore/print-articles/volume-77/08/2017FPSO-072017-Ads.pdf. Acessado em 01 de maio de 2018.

OFFSHORE TECHNOLOGY. Eldfisk Oil and Gas Field, North Sea. Disponível em: https://www.offshore-technology.com/projects/eldfisk-oil-gas-field-north-sea/. Acessado em 25 de maio de 2018.

OFFSHORE TECHNOLOGY. Oseberg Sør Oil and Gas Field Project. Disponível em: https://www.offshore-technology.com/projects/oseberg/. Acessado em 25 de maio de 2018.

OFFSHORE TECHNOLOGY. Snorre Oil and Gas Field Project. Disponível em: https://www.offshore-technology.com/projects/snorre/. Acessado em 25 de maio de 2018.

OIL AND GAS CLIMATE INICIATIVE (OGCI). Catalyst for Change: Collaborating to realize the energy transition. Outubro, 2017. Disponível em:

http://oilandgasclimateinitiative.com/wp-content/uploads/2017/10/OGCI-2017-Report.pdf. Acessado em 01 de maio de 2018.

OLAJIRE, A.A. CO_2 capture and separation technologies for end-of-pipe applications: A review. *Energy*, v.35, p.2610-2628, 2010.

ORGANIZAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO (ONIP). Platec FPSO – 1° Workshop Tecnológico. Campinas, 2012.

PATHIRATHNA, K.A.B. Gas turbine thermodynamic and performance analysis methods using available catalog data. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em *Energy Systems* pela *University of Gävle.* 2013.

PAVLIČIĆ, D. M. Normalization of Attribute Values in MADM violates the conditions of consistent choice IV, DI and α. *Yugoslav Journal of Operations Research*, v.10, n.1, p.109-122, 2000.

PENN ENERGY. GE turbines to power oil production platform offshore Brazil. Junho, 2013. Disponível em: http://www.pennenergy.com/articles/pennenergy/2013/06/ge-turbines-to-power-oil-production-platform-offshore-brazil.html. Acessado em 15 de novembro de 2017.

PEREIRA, J.A.M., DE JESUS, J.D., DE CARVALHO, E.A. Caracterização dos sistemas de geração elétrica dos FPSOs em operação no Brasil. *ENGEVISTA*, v.17, n.3, p.433-443, 2015.

PERRY, R.H., GREEN, D.W., MALONEY, J.O. Perry's chemical engineers' handbook. 7 ed. McGraw-Hill: 1997.

PETROBRAS. Plano de negócios e gestão 2018-2022. Dezembro, 2017. Disponível em: <http://www.firjan.com.br/lumis/portal/file/fileDownload.jsp?fileId=2C908A8F62545145016268EDFA7F399B>. Acessado em 01 de maio de 2018.

PETROBRAS. Processo seletivo público para preenchimento de vagas e formação de cadastro em cargos de níveis médio e superior. Edital Nº 1 - PETROBRAS/PSP RH 2017.1. Agosto, 2017. Disponível em: http://www.cesgranrio.org.br/concursos/evento.aspx?id=petrobras0117. Acessado em 02 de maio de 2018.

PETROBRAS. Alcançamos novos recordes de produção no pré-sal em junho. Julho, 2015. Disponível em: http://www.petrobras.com.br/fatos-e-dados/alcancamos-novos-recordes-de-producao-no-pre-sal-em-junho.htm

PETROBRAS. Construção e montagem – FPSO Cidade de Itaguaí. Janeiro, 2015. Disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=uEKTzmbf5eY. Acessado em 25 de abril de 2018.

PETROBRAS. Concluída entrega dos módulos da P-66 construídos em Maceió. Janeiro, 2015. Disponível em: http://www.petrobras.com.br/fatos-e-dados/concluida-a-entrega-de-modulos-para-a-p-66.htm. Acessado em 24 de abril de 2018.

PHAM, D.A., LIM, Y., JEE, H., AHN, E., JUNG, Y. Effect of ship tilting and motion on amine absorber with structured-packing for CO_2 removal from natural gas. *AIChE Journal*, v.61, n.12, p.4412-4425, 2015.

PIEROBON, L., IYENGAR, K., BREUHAUS, P., KANDEPU, R., HAGLIND, F., HANA, M. Dynamic performance of power generation systems for off-shore oil and gas platforms. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, 2014a.

PIEROBON, L., BENATO, A., SCOLARI, E., HAGLIND, F., STOPPATO, A. Waste heat recovery technologies for offshore platforms. *Applied Energy*, v.136, p.228-241, 2014b.

PINTO, A.C.C., VAZ, C.E.M., BRANCO, C.C. M., RIBEIRO, J. An evaluation of large capacity processing units for ultra deep water and high GOR oil fields. *Offshore Technology Conference (OTC)*, Houston, 2014.

PRÉ-SAL PETRÓLEO S.A. (PPSA). PPSA's roles and activities in the Brazilian pre-salt. Agosto, 2015.

PRÉ-SAL PETRÓLEO S.A. (PPSA). A PPSA e os Desafios do Pré-sal: Riscos e Oportunidades para o País. Junho, 2014.

PUC-RIO. Sistema de produção *offshore*. Disponível em: <https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/24617/24617_3.PDF>. Acessado em 10 de dezembro de 2017.

REIS, M.M.L., GALLO, W.L.R. Study of waste heat recovery potential and optimization of the power production by an organic Rankine cycle in an FPSO unit. *Energy Conversion and Management*, v.157, p.409-422, 2018.

REIS, A.d.C., DE MEDEIROS, J.L., NUNES, G.C., ARAÚJO O.d.Q.F. Upgrading of natural gas ultra-rich in carbon dioxide: Optimal arrangement of membrane skids and polishing with chemical absorption. *Journal of Cleaner Production*, v.165, p.1013-1024, 2017.

RIBOLDI, L., NORD, L.O. Lifetime Assessment of Combined Cycles for Cogeneration of Power and Heat in Offshore Oil and Gas Installations. *Energies*, v.10, p.744-766, 2017.

ROCHELLE, G.T. Amine scrubbing for CO_2 capture. *Science*, v.325, p.1652-1654, 2009.

RUÁ, J., RIBOLDI, L., MONTAÑÉS, R.M., NORD, L.O. Dynamic Modeling and Simulation of an Offshore Combined Heat and Power (CHP) Plant. *58th Conference on Simulation and Modelling*, Islândia, 2017.

RUBIN, E.S., DAVISON, J.E., HERZOG, H.J. The cost of CO_2 capture and storage. International *Journal of Greenhouse Gas Control*, v.40, p.378-400, 2015.

SADDIQ, H.A., PERRY, S., NDAGANA, S.F., MOHAMMED, A. Modelling of gas turbine and gas turbine exhaust and its utilization as combined cycle in utility system. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, v.6, p.925-933, 2015.

SALIM, M., HARLEY, J., FAIZAL, Z. Process Design Aspects for Taking CO_2 Enhanced Oil Recovery Offshore. *SPE EOR Conference Oil and Gas West Asia*, Oman, 2012.

SARKAR, D.K. Thermal Power Plant: Design and Operation. Editora Elsevier, 2015.

SIEMENS. Steam turbines in different industries. Disponível em: https://www.energy.siemens.com/ru/en/fossil-power-generation/steam-turbines/steam-turbines-in-different-industries.htm#content=Oil%20and%20Gas. Acessado em 06 de janeiro de 2018.

SIEMENS. Sustainable Power Generation: A New Concept for Japan's Power Needs. 2015. Disponível em: <https://www.siemens.com/innovation/en/home/pictures-of-the-future/energy-and-efficiency/sustainable-power-generation-power-ship-japan.html>. Acessado em 12 de dezembro de 2017.

SIEMENS. SST-600 Industrial Steam Turbines – Up to 100 MW. 2008.

SILVA, P.P.R.D. Análise exergética de processos de separação para captura de CO_2 de gás exausto. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Ciências no Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2014.

SIMÕES-MOREIRA, J.R. Fundamentals of Thermodynamics Applied to Thermal Power Plants. Em: Gilberto F. Martha de Souza (ed.). Thermal Power Plant Performance Analysis. 1 ed. Londres: Springer-Verlag London Limited, 2012, p. 7-39.

SINDICATO DOS TRABALHADORES OFFSHORE DO BRASIL (SINDITOB). Acordo Coletivo de Trabalho 2016/2018. Agosto, 2017. Disponível em: http://sinditob.org/arqs/acordo_coletivo/original/20180111013753000003722.pdf. Acessado em 02 de maio de 2018.

SINDICATO DOS TRABALHADORES OFFSHORE DO BRASIL (SINDITOB). Acordo Coletivo de Trabalho 2016/2018. Agosto, 2017. Disponível em: http://sinditob.org/arqs/acordo_coletivo/original/20180111115119000000 2710.pdf. Acessado em 02 de maio de 2018.

SINDICATO DOS TRABALHADORES OFFSHORE DO BRASIL (SINDITOB). Acordo Coletivo de Trabalho 2015/2016. Março, 2016. Disponível em: http://sinditob.org/arqs/acordo_coletivo/original/20160614042755000000 9071.pdf. Acessado em 02 de maio de 2018.

SOARES, C.M. Gas Turbines: A book of Air, Land and Sea Applications. Butterworth-Heinemann, 2008.

SOARES, C.M. The Gas Turbine Handbook. Simple and Combined Cycles. U.S Department of Energy & National Energy Technology Laboratory, 2006.

SPE. Pioneer Libra FPSO. Journal of Petroleum Technology, 02 de maio de 2017. Disponível em: https://www.spe.org/en/jpt/jpt-article-detail/?art=2946. Acessado em 05 de abril de 2018.

STEAG Energy Services GmbH – Systems Technologies. EBSILON Professional: EBSILON Professional for engineering and designing energy and power plant systems. 2018. Disponível em: https://www.steag-systemtechnologies.com/ebsilon_professional+M52087573ab0.html. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

SWEATMAN, R., CROOKSHANK, S., EDMAN, S. Outlook and technologies for offshore CO_2 EOR/CCS projects. *Offshore Technology Conference (OTC)*, Houston, 2011.

TEEKAY. Conversion of Navion Norvegia for operations at the Libra Field. 27 de fevereiro de 2015. Disponível em: http://teekay.com/blog/2015/02/27/conversion-navion-norvegia-operations-libra-field/. Acessado em 05 de abril de 2018.

THE ECONOMIC TIMES. China develops its version of floating LNG power plant. Janeiro, 2017. Disponível em: <https://energy.economictimes.indiatimes.com/news/oil-and-gas/china-develops-its-version-of-floating-lng-power-plant/56358678>. Acessado em 12 de dezembro de 2017.

THERMOFLOW. GT PRO: Gas turbine combined cycle design program to create cycle heat balance and physical equipment needed to realize it. 2018a. Disponível em: https://www.thermoflow.com/combinedcycle_GTP.html. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

THERMOFLOW. PEACE: Preliminary plant engineering and cost estimation module for use with GT PRO, GT MASTER, and THERMOFLEX. 2018b. Disponível em:

https://www.thermoflow.com/combinedcycle_PCE.html. Acessado em 05 de janeiro de 2018.

THERMOFLOW. GT MASTER: Gas turbine combined cycle simulation program to predict expected plant performance using proven hardware based models. 2018c. Disponível em: https://www.thermoflow.com/combinedcycle_GTM.html. Acessado em 05 de janeiro de 2018

THERMOFLOW. THERMOFLEX: Fully-flexible design and simulation of combined cycles, cogeneration systems, and other thermal power systems. Disponível em: https://www.thermoflow.com/combinedcycle_TFX.html. Acessado em 05 de janeiro de 2018

TOLMASQUIM, M.T. Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear. EPE, Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/Documents/Energia%20Termel%C3%A9trica%20-%20Online%2013maio2016.pdf>. Acessado em 11 de outubro de 2017.

TROTTA, T.A.F. Modelagem e Avaliação Técnica de Separador Supersônico para Condicionamento de Gás Natural. Tese submetida para obtenção de título de Mestre em Ciências no Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2014.

TURDERA, E.M.V. Disponibilidade de Energia Termelétrica a Gás Natural na região Centro-Oeste. Dourados: Editora UFGD, 2009.

TURTON, R., BAILIE, R.C., WHITING, W.B., SHAEIWITZ, J. A. Analysis, synthesis and design of chemical processes. 4. ed. New Jersey: Prentice Hall, 2012.

TURTON, R., BAILIE, R. C., WHITING, W.B., SHAEIWITZ, J. A. Analysis, synthesis and design of chemical processes. 3. ed. New Jersey: Prentice Hall, 2009.

US INFLATION CALCULATOR. 2018. Disponível em: http://www.usinflationcalculator.com/. Acessado em 22 de fevereiro de 2018.

VANNER, R. Energy Use in Offshore Oil and Gas Production: Trends and Drivers from 1975 to 2025. *Policy Studies Institute (PSI)*, Londres, 2005.

VOICE, A.K., ROCHELLE, G.T. Oxidation of amines at absorber conditions for CO_2 capture from flue gas. *Energy Procedia*, v.4, p.171–178, 2011.

WALNUM, H.T., NEKSÅ, P., NORD, L.O., ANDRESEN, T. Modelling and simulation of CO_2 (carbon dioxide) bottoming cycles for offshore oil and gas installations at design and off-design conditions. *Energy*, v.59, p.513-520, 2013.

WÄRTSILÄ. Floating Power Plants. Disponível em: <https://www.wartsila.com/energy/solutions/applications/floating-power-plants>. Acessado em 12 de dezembro de 2017.

WETTSTEIN, H.E. CompEdu Chapter. KTH, 2006.

WIESBERG, I.L., BRIGAGÃO, G.V., DE MEDEIROS, J.L., ARAÚJO, O.d.Q.F. Carbon dioxide utilization in a microalga-based biorefinery: Efficiency of carbon removal and economic performance under carbon taxation. Journal of Environmental Management, 2017, vol. 203, pág 988-998.

WIESBERG, I.L., DE MEDEIROS, J.L. ALVES, R.M.B., COUTINHO, P.L.A., ARAÚJO, O.d.Q.F. Carbon dioxide management by chemical conversion to methanol: HYDROGENATION and BI-REFORMING. *Energy Conversion and Management*, v.125, p.320-335, 2016.

WINDÉN, B., CHEN, M., OKAMOTO, N., KIM, D. K., MCCAIG, E. Offshore thermal power with CCS: An alternative to CO_2 transportation. *University of Southampton*, 2011.

WINDÉN, B., CHEN, M., OKAMOTO, N., KIM, D. K., MCCAIG, E., SHENOI, A., WILSON, P. Investigation of offshore thermal power plant with carbon capture as an alternative to carbon dioxide transport. *Ocean Engineering*, v.76, p.152-162, 2014.

WORLD BANK GROUP, ECOFYS, VIVIDECONOMICS. State and trends of carbon pricing 2017. Washington, DC, 2017. Disponível em: https://openknowledge.worldbank.org/bitstream/handle/10986/28510/wb_report_171027.pdf?sequence=7&isAllowed=y. Acessado em 28 de março de 2018.

YU., L.C., KING, L.S., HOON, A.T.C., YEAN, P. C. C. A Review Study of Oil and Gas Facilities for Fixed and Floating Offshore Platforms. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, v.10, n.6, p.672-679, 2015.

YU, C., HUANG, C., TAN, C.A Review of CO_2 Capture by Absorption and Adsorption. *Aerosol and Air Quality Research*, v.12, p.745-769, 2012.

Apêndice A1 – Máquinas térmicas

A1.1 Ciclo de Carnot

O Ciclo de Carnot é representado por quatro processos reversíveis, como pode ser observado na Figura A1.1, onde, de A a B tem-se a adição de calor liberado pela queima do combustível através de um processo reversível isotérmico, elevando a entropia do sistema. De B para C, o fluido de trabalho tem sua temperatura reduzida em um processo adiabático reversível (isentrópico). De C para D, tem-se a retirada de calor do fluido de trabalho em um processo reversível isotérmico. Fechando o ciclo, o processo de D para A é adiabático reversível, com aumento da temperatura do fluido de trabalho (MEDEIROS, 2003; SIMÕES-MOREIRA, 2012).

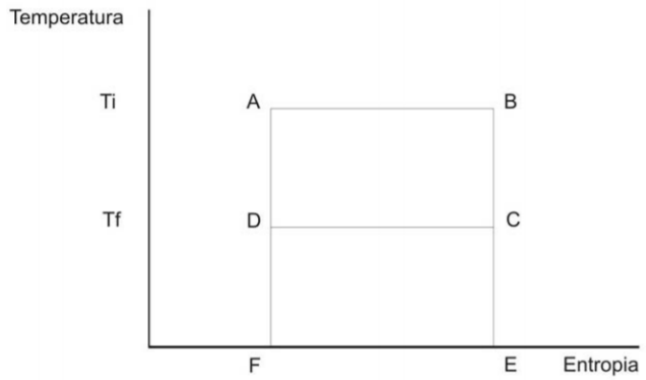

Figura A1.1: Diagrama de Temperatura vs Entropia para o Ciclo de Carnot
Fonte: Medeiros, 2003

Na Figura A1.1, a área ABEF representa o calor fornecido pela queima do combustível, enquanto a área ABCD representa o trabalho mecânico efetivamente realizado. Logo, a área CDEF está relacionada com o calor perdido no processo. De forma análoga, e de acordo com a definição de eficiência energética, esta pode ser calculada pela Equação A1.1, que fornece o seu valor para qualquer ciclo de potência:

$$\eta = \frac{W}{Q_{fornecido}} = \frac{Q_{fornecido} - Q_{perdido}}{Q_{fornecido}} = 1 - \frac{Q_{perdido}}{Q_{fornecido}} \qquad \text{(A1.1.1)}$$

Para o Ciclo de Carnot, portanto, tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{Área\ (DCEF)}{Área\ (ABEF)} = 1 - \frac{T_i \Delta S}{T_f \Delta S} = 1 - \frac{T_i}{T_f} \qquad \text{(A1.1.2)}$$

Nota-se que não é possível atingir 100% de eficiência já que para isso seria necessário

que a fonte de menor temperatura estivesse a 0 K e/ou que a fonte de maior temperatura estivesse a uma temperatura matematicamente infinita, o que não é fisicamente possível (SIMÕES-MOREIRA, 2012). A Equação A1.2 representa a eficiência energética máxima possível de ser atingida por uma operação em máquina térmica.

A1.2 Ciclo Rankine

Em um ciclo Rankine, o vapor é gerado através de uma grande diferença de temperatura, em que os gases exaustos oriundos da combustão externa apresentam altas temperaturas e transferem calor à corrente de fluido de trabalho, gerando um vapor com temperatura, geralmente, entre 500 e 550 °C (TOLMASQUIM, 2016). Assim, diferentemente do Ciclo de Carnot, gera-se vapor superaquecido, pois para turbinas reais evita-se alimentá-las com vapor saturado, uma vez que geraria uma corrente de saída rica de fração de líquida, o que poderia causar significativos problemas de erosão.

A Figura A1.2 apresenta um diagrama básico da geração elétrica a partir de turbina a vapor. No ciclo termelétrico, tem-se o bombeamento do fluido de trabalho, em geral água, até a caldeira. Nesta há a queima de combustível, liberando o calor que será transferido para a corrente de fluido de trabalho, obtendo-se vapor a altas pressões. Este vapor aciona a turbina, resultando em energia mecânica, que, por sua vez, aciona um gerador, transformando em energia elétrica. O vapor exausto da turbina, a baixas pressões, é então direcionado a um condensador para retornar ao seu estado líquido, fechando o ciclo. Mesmo sendo um ciclo fechado, por vezes, faz-se necessário a adição de fluido de trabalho devido a pequenas perdas no processo (MEDEIROS, 2003; SANKAR, 2015).

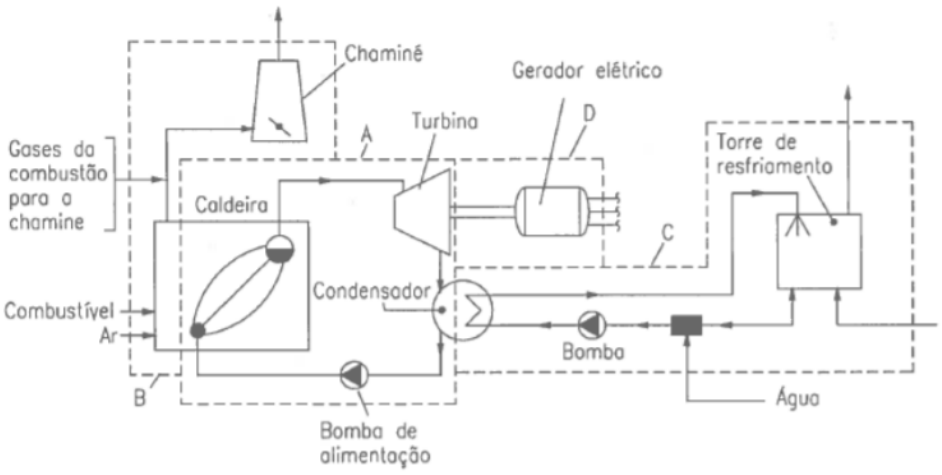

Figura A1.2: Esquema típico de termelétrica a vapor
Fonte: LORA & NASCIMENTO, 2004

As termelétricas a vapor são, portanto, aquelas que se utilizam somente de turbina a vapor para a geração de energia elétrica a partir da combustão externa. Além da turbina a vapor, caldeira, bomba, gerador elétrico e condensador, uma termelétrica a vapor necessita de equipamentos para manuseio do combustível e do ar, de sistema de exaustão do gás gerado para a atmosfera, de sistema para resfriar o fluido refrigerante utilizado no condensador e de sistema para reposição de fluido de trabalho no sistema, conforme demonstrado na Figura A1.2. Já o diagrama em função da temperatura e da entropia para o ciclo termodinâmico da turbina a vapor, o Ciclo Rankine, pode ser observado na Figura A1.3.

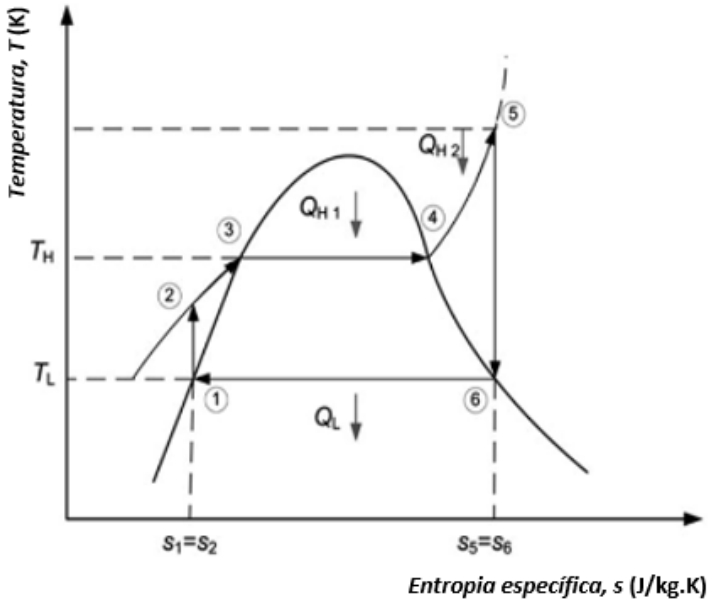

Figura A1.3: Diagrama em função de Temperatura e Entropia do Ciclo Rankine
Fonte: Adaptado de SIMÕES-MOREIRA, 2012

As equações de balanço de energia deste processo, em função do calor (q), entalpia (h) e trabalho (w) em diferentes pontos do ciclo são descritas nas Equações A1.2.1 a A1.2.5.

$$q_H = h_4 - h_2 \quad \text{(A1.2.1)}$$

$$q_L = h_6 - h_1 \quad \text{(A1.2.2)}$$

$$w_p = h_2 - h_1 \quad \text{(A1.2.3)}$$

$$w_t = h_5 - h_6 \quad \text{(A1.2.4)}$$

$$w = w_t - w_p = q_H - q_L \quad \text{(A1.2.5)}$$

onde q_H é o calor adicionado pela caldeira, q_L é o calor eliminado pelo condensador, w_p é o trabalho de compressão da bomba, w_t é o trabalho de expansão da turbina e w é o trabalho líquido do ciclo (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015). Considerando as perdas no

processo, como atrito, além do fato da turbina real não ser de fato isentrópica, a eficiência de uma turbina a vapor pode ser calcular pela razão entre o trabalho real e o trabalho ideal da turbina, conforme descrito na Equação A1.8 (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$\eta_t = \frac{w_{t-a}}{w_{t-s}} = \frac{w_{t-a}}{h_i - h_{o-s}} \therefore w_{t-a} = \eta_t(h_i - h_{o-s}) \quad \text{(A1.8)}$$

onde η_t é a eficiência da turbina, w_{t-a} é o trabalho real da turbina, w_{t-s} é o trabalho ideal da turbina, h_i é a entalpia específica do vapor de entrada da turbina e h_{o-s} é a entalpia específica na corrente de saída da turbina a partir de um processo isentrópico (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

Configurações alternativas para o Ciclo de Rankine também podem ser utilizadas. Primeiramente, é necessário um superaquecimento, requerendo um super-aquecedor a jusante da caldeira. Alternativamente, pode-se adotar expansão do vapor até uma pressão intermediária, seguida de reaquecimento da corrente que é então enviada a um segundo estágio da turbina a vapor, podendo-se ter vários estágios em série. Como consequência, o vapor seria expandido em múltiplos estágios de forma que o processo de expansão avance ao redor da curva de saturação (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015).

Uma segunda alternativa de processos consistiria no Ciclo de Rankine Regenerativo. Com o intuito de aumentar a eficiência térmica do processo, mitigando a perda ocorrida ao se adicionar calor da caldeira para um fluido de trabalho a baixa temperatura, utiliza-se líquido pré-aquecido saturado na entrada da caldeira. Para isso, o vapor troca calor com o líquido comprimido em contracorrente ao invés de se expandir isentropicamente na turbina (LORA & NASCIMENTO, 2004; SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015). Entretanto, o ciclo regenerativo não é prático, pois não é viável construir uma turbina a vapor que seja tanto uma máquina de expansão quanto um trocador de calor, além de poder causar problemas de erosão nas pás pela pior qualidade do vapor de saída (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

A1.3 Ciclo Brayton

O diagrama representativo da Figura A1.3 representa a operação de grande parte das turbinas a gás, que se caracterizam pelo Ciclo Brayton aberto, isto é, não há recirculação do fluido de trabalho. Porém, há também turbinas que operam através do Ciclo Brayton fechado, no qual o processo de funcionamento das turbinas a gás com circuito fechado é o mesmo das turbinas com circuito aberto. A diferença é que nas turbinas com circuito fechado o fluido de trabalho permanece dentro do sistema e o combustível é queimado fora do sistema, em um trocador de calor externo. Como vantagem, esse sistema fechado apresenta a possibilidade de

utilizar alta pressão no ciclo, sendo possível a redução do tamanho do equipamento, além de se poder variar a potência gerada pela variação do nível de pressão. Já a desvantagem consiste na necessidade de um sistema externo para aquecimento (MEDEIROS, 2003).

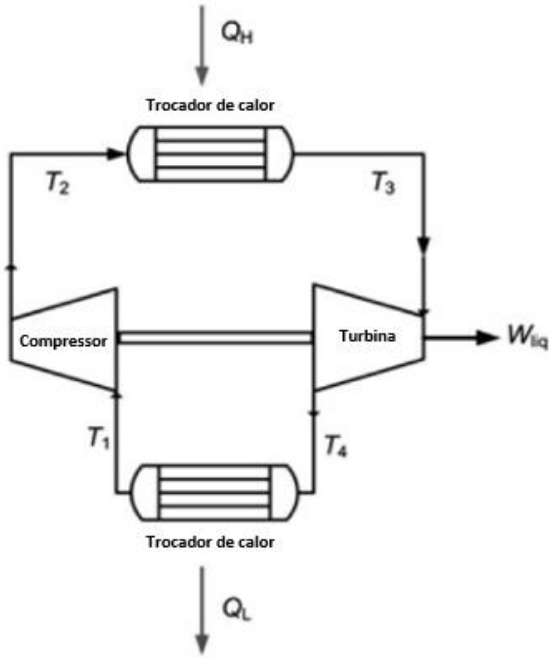

Figura A1.4: Ciclo de Brayton fechado com fluxo de ar
Fonte: Adaptado de SIMÕES-MOREIRA, 2012

O Ciclo Brayton, também conhecido como Ciclo Joule, pode ser representado graficamente nos diagramas em função de temperatura e entropia ou de volume e pressão como apresentados a seguir. A Figura A1.5 representa o caso de ciclo fechado. O trabalho líquido gerado é dado pela área dos gráficos apresentados. Primeiramente, do ponto 1 ao 2, o ar é comprimido isentropicamente, aumentando sua temperatura e pressão em decorrência do trabalho realizado pelo compressor. Então, o calor é fornecido a pressão constante levando do ponto 2 ao ponto 3. Do ponto 3 ao 4, tem-se ar, a alta pressão e temperatura, é expandido isentropicamente, gerando trabalho. Finalmente, calor é eliminado para o ambiente a pressão constante, fechando o ciclo (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015).

Desconsiderando as energias cinética e potencial e assumindo gás ideal, pode-se escrever os balanços de massa para o Ciclo Brayton através das equações a seguir, em que as variáveis se encontram em base molar (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$q_H = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad \text{(A1.3.1)}$$

$$q_L = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad \text{(A1.3.2)}$$

$$w_{comp} = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad \text{(A1.3.3)}$$

$$w_{turb} = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \quad \text{(A1.3.4)}$$

$$w = w_{turb} - w_{comp} \quad \text{(A1.3.5)}$$

onde q_H é o calor adicionado pela queima de combustível, q_L é o calor eliminado pelo ciclo, w_{comp} é o trabalho realizado pelo compressor, w_{turb} é o trabalho de expansão da turbina e w é o trabalho líquido do ciclo (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015). Os pontos de 1 a 4 correspondem aos mesmos pontos representados nas Figuras A1.4 e A1.5 (SIMÕES-MOREIRA, 2012). A eficiência térmica de um ciclo de potência pode ser definida por:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{perdido}}{Q_{fornecido}} \quad \text{(A1.3.6)}$$

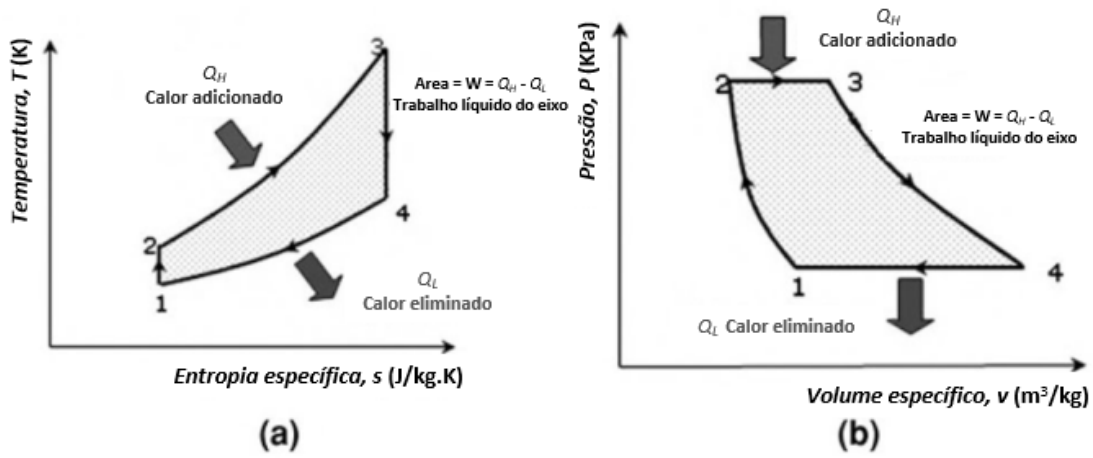

Figura A1.5: Diagramas do Ciclo Brayton, em função de Temperatura e Entropia (a) e de Volume e Pressão (b)
Fonte: Adaptado de SIMÕES-MOREIRA, 2012

De acordo com os balanços de energia descritos nas Equações A1.3.1 a A1.3.5, para o Ciclo Brayton, tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = \frac{T_1(T_4/(T_1 - 1))}{T_2(T_3/(T_2 - 1))} \quad \text{(A1.3.7)}$$

A variação isentrópica de temperatura e pressão para gás ideal é dada pela Equação A1.3.8, onde γ é o expoente isentrópico, que possui valor típico de 1,4 para o ar (FLATEBØ, 2012; SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015).

$$P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} T_1 = P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} T_2 \quad \text{(A1.3.8)}$$

Substituindo-se a Equação A1.3.8 para os pontos do ciclo em questão, tem-se:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{(A1.3.9)}$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{(A1.3.10)}$$

Pelos diagramas da Figura A1.5 tem-se:

$$r = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad \text{(A1.3.11)}$$

onde *r* representa a razão entre as pressões máxima e mínima do ciclo (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Logo, pelas Equações A1.3.9 a A1.3.11, obtém-se a seguinte relação entre as temperaturas:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad \text{(A1.3.12)}$$

Portanto, a eficiência energética do ciclo pode ser calculada a partir da pressão e da temperatura a partir da Equação A1.3.13 (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015), onde se observa que uma maior razão de pressão é vantajosa e independente de outros parâmetros.

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \text{(A1.3.13)}$$

No entanto, a produção de trabalho específica não é apenas uma função da relação de pressão, mas também da temperatura máxima do ciclo, T_3 (FLATEBØ, 2012; SANKAR, 2015), conforme observa-se na Equação A1.3.14, que expressa o trabalho líquido gerado pelo ciclo em função de *r* (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$w = C_p T_1 \left(\left(\frac{T_3}{T_1}\right) \times \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad \text{(A1.3.14)}$$

A Equação A1.3.14 permite determinar o *r* que maximiza o trabalho líquido (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015), dado pela Equação A1.3.15.

$$r_{\max, trab} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad \text{(A1.3.15)}$$

Um ciclo real é diferente de um ciclo ideal em termos de desempenho, mas tanto a alta taxa de pressão quanto a alta temperatura de entrada da turbina, T_3, permanecem parâmetros

importantes. Na prática, o processo de compressão e o de expansão sempre aumentam sua entropia ao longo do caminho do fluxo devido às várias perdas nas máquinas, assim como o processo do ponto 2 ao ponto 3 também experimenta queda de pressão ao longo do caminho devido a perdas. Logo, o desempenho geral da turbina a gás se desvia do ciclo ideal apresentado (FLATEBØ, 2012). Como exemplo, tem-se que, devido ao fato da expansão e compressão serem processos isentrópicos em uma turbina real, a eficiência energética também é dependente da temperatura do ciclo T_3/T_1 (FLATEBØ, 2012).

No caso de uma turbina real, como parte do trabalho produzido é utilizado para acionar o compressor, que também possui perdas, deve-se analisar o trabalho líquido real produzido considerando-se as perdas geradas pela ineficiência das máquinas (SIMÕES-MOREIRA, 2012). As Equações A1.3.16 e A1.3.17 apresentam as eficiências do compressor (η_c) e da turbina (η_t) e $w_{comp\text{-}s}$, $w_{comp\text{-}a}$, $W_{turb\text{-}s}$ e $W_{turb\text{-}a}$ são o trabalho ideal e real do compressor, e trabalho ideal e real da turbina, respectivamente (SIMÕES-MOREIRA, 2012; SANKAR, 2015).

$$\eta_c = \frac{w_{comp-s}}{w_{comp-a}} = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} = \frac{T_{2s}-T_1}{T_2-T_1} \quad \text{(A1.3.16)}$$

$$\eta_t = \frac{w_{turb-s}}{w_{turb-a}} = \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4s}} = \frac{T_3-T_4}{T_3-T_{4s}} \quad \text{(A1.3.17)}$$

Assim, o trabalho líquido gerado pelo sistema real, assim como a razão $r_{max,trab}$ podem ser descritas pelas Equações A1.3.18 e A1.3.19 (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$w_a = w_{turb-a} - w_{comp-a} = C_p T_1 \left(\left(\eta_t \frac{T_3}{T_1} \right) \times \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\eta_c} \left(r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad \text{(A1.3.18)}$$

$$r_{\max, trab-a} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \left(\eta_t \eta_c \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad \text{(A1.3.19)}$$

Os gráficos da Figura A1.6 ilustram as diferenças devido às perdas do sistema entre um sistema de turbina a gás ideal e um sistema real em termos de eficiência energética e trabalho líquido, T_1= 300 K, T_3 =1200 K, η_t = 85% e η_c = 80%.

A1.4 Ciclos Combinados

Os Ciclos Combinados podem apresentar diferentes configurações, sendo a mais recorrente a em série. Na configuração em série, isto é, da turbina a vapor em sequência à turbina a gás, o calor disponível no gás exausto do ciclo a gás é recuperado para aquecimento e vaporização de uma corrente de água que alimenta o ciclo a vapor. Entretanto, há ainda a

configuração em paralelo em que o combustível é utilizado para gerar calor para os dois ciclos e a configuração em série/paralelo, que são iguais às em série, mas empregam, juntamente, a queima de combustível para prover calor extra ao ciclo a vapor (LORA & NASCIMENTO, 2004). Essas três configurações podem ser observadas na Figura A1.7.

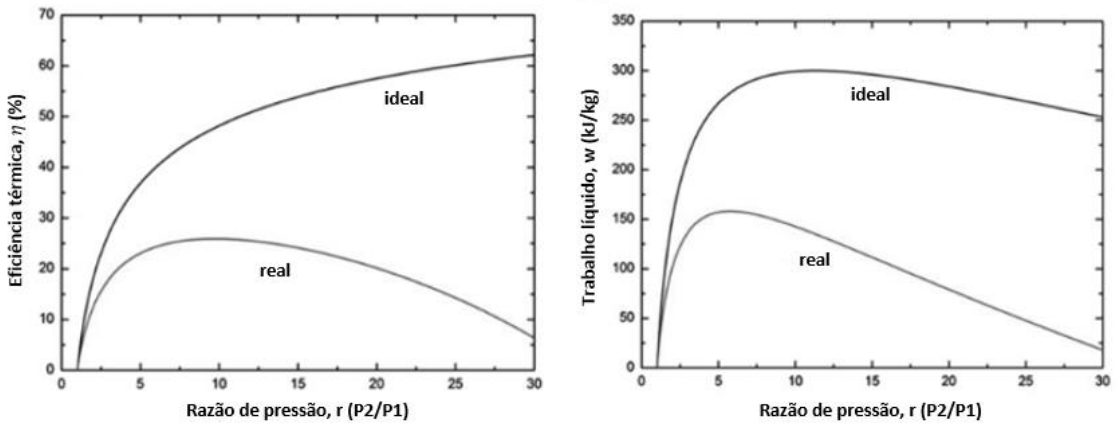

Figura A1.6: Curva para eficiência térmica e trabalho líquido produzido em função da razão de pressão para turbina real e turbina ideal. Fonte: Adaptado de SIMÕES-MOREIRA, 2012

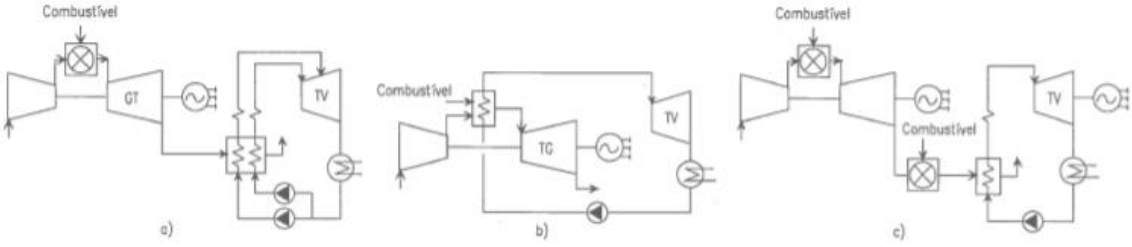

Figura A1.7: Tipos de termelétrica de ciclo combinado: (a) em série, (b) em paralelo e (c) em série/paralelo Fonte: LORA & NASCIMENTO, 2004

Desta forma, as três primeiras seções de um ciclo combinado consistem no ciclo a gás, sendo basicamente o sistema de turbina a gás, no sistema de recuperação de calor do gás exausto e no ciclo a vapor, sendo primordialmente o sistema da turbina a vapor (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Neste trabalho, um maior enfoque é dado à configuração de ciclo combinado em série, pois, além de ser a mais disseminada, apresenta melhoria da eficiência, já que não há consumo extra de combustível para o ciclo a vapor, além de possuir uma melhoria na questão ambiental, uma vez que gera mais potência para a mesma quantidade de CO_2 emitida pela combustão (TOLMASQUIM, 2016).

Termodinamicamente, a eficiência do ciclo Combinado é dada pela Equação A1.4.1.

$$\eta_c = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{W_B + W_R}{Q_H} \qquad \text{(A1.4.1)}$$

onde W_B é a potência líquida produzida pela turbina a gás (Ciclo Brayton), W_R é a potência líquida produzida pela turbina a vapor (Ciclo Rankine) e Q_H é a potência térmica devido à combustão do combustível (SIMÕES-MOREIRA, 2012). Considerando que o trabalho líquido produzido pelo ciclo a vapor é o produto de sua eficiência com o calor disponível pelo sistema de recuperação de calor (Q_C) e que este calor pode ser representado, em condições ideais, pela diferença entre o calor proveniente da queima do combustível e o trabalho líquido gerado pela turbina a gás, tem-se, a Equação A1.4.2 para a eficiência energética (SIMÕES-MOREIRA, 2012).

$$\eta_c = \frac{W_B + \eta_R (Q_H - W_B)}{Q_H} = \eta_B + \eta_R - (\eta_B \times \eta_R) \qquad \text{(A1.4.2)}$$

Pela Equação A1.4.2, fica destacada a melhoria que a eficiência térmica do Ciclo Combinado tem em relação àquelas dos Ciclos Brayton e Rankine separadamente.

Apêndice A2 – Tecnologia de separação supersônica

O processo de separação de CO_2 com uso de separador supersônico tem sido amplamente estudado como sistemas compactos para remoção de água de correntes de gás natural em alta pressão, mas este método proposto vem sendo investigado também para a captura de CO_2 de gases exaustos (HAMMER et al., 2014). O separador supersônico, também chamado de 3S, é um equipamento compacto, modular, de estrutura simples, sem partes móveis, dispensando supervisão humana e robusto (TROTTA, 2014). O equipamento em questão é capaz de criar temperaturas extremamente baixas através de uma Tubeira Convergente-Divergente (TCD), resultante da expansão e aceleração de um fluido compressível até que sejam atingidas velocidades supersônicas, promovendo separação de impurezas que possam ser condensáveis e solifidificáveis a tais temperaturas (ARINELLI, 2015).

O processo com separador supersônico (3S) é baseado no resfriamento do gás ao longo de um escoamento compressível com posterior expansão até atingir condições de escoamento supersônico rotativo. O separador supersônico combina, então, etapas de expansão com resfriamento, separação gás/líquido ou sólido e recompressão em um mesmo dispositivo compacto (ARINELLI, 2015).

A tubeira Convergente-Divergente (TCD), capaz de promover temperaturas extremamente baixas, inclui a seção inicial convergente, a garganta (*throat*) e a seção seguinte divergente. Excluindo a questão rotacional aplicada, a teoria envolvida para o separador supersônico pode ser descrita por um escoamento compressível axial unidirecional. Isso pode ser assumido uma vez que o campo rotacional assume importância para viabilizar a separação centrífuga de material denso, mas não interfere nos efeitos termodinâmicos e cinéticos de resfriamento, expansão e aceleração (ARINELLI, 2015).

Para um escoamento compressível axial unidirecional, portanto, é utilizado o Número de Mach (Ma) para classificá-lo quanto à sua velocidade em relação à velocidade do som. Um escoamento com Ma menor que 1 é classificado como subsônico, e isto é observado na seção convergente do separador. Um escoamento com Ma igual a 1 representa que o fluido atingiu a velocidade do som nas condições impostas no escoamento, e isto é observado na garganta (*throat*) do separador. Já um escoamento com Ma maior que 1 consiste de um escoamento supersônico, que é encontrado na seção divergente do separador (FOX et al., 2006).

No momento que se tem escoamento supersônico na TCD, onde o Ma costuma chegar próxima a 2, ocorre a transformação de parte da entalpia do fluido em altos valores de energia cinética ao longo de poucos metros de percurso em milisegundos, ocasionando uma redução

instantânea e profunda da temperatura no gás. Neste momento, os componentes mais densos, como CO_2, e a água são condensados ou, até mesmo, congelados sob a forma de partículas sólidas. O movimento rotacional gerado, então, separa esses condensados ou sólidos do gás. Já a pressão decresce até um valor mínimo após a garganta da TCD. Como há uma pressão superior na descarga da TCD, o escoamento supersônico torna-se cada vez mais instável quanto maior estiver Ma acima de 1, fazendo com que este escoamento entre em colapso provando o fenômeno conhecido como Frontal de Choque Normal, ou apenas Choque Normal (FOX et al., 2006).

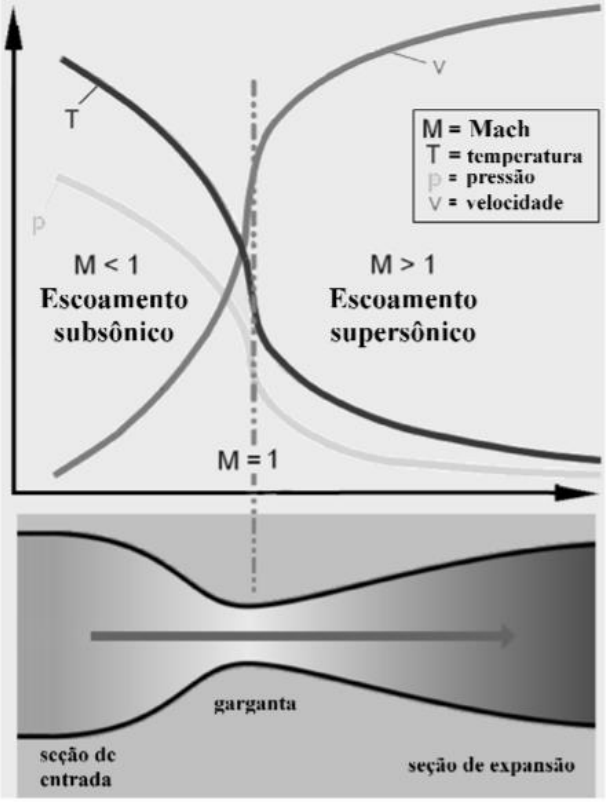

Figura A2.1: Diagrama representativo para perfis de T, v e P ao longo de um separador supersônico
Fonte: MACHADO, 2012

O Choque Normal promove a redução drástica da velocidade, sendo grande parte da energia cinética transformada em entalpia, retornando-se ao escoamento subsônico e recuperando parte da pressão e temperatura iniciais. Tipicamente o Choque Normal ocorre de Ma próximo a 2. Assim, deve-se projetar um separador supersônico de forma que os sólidos e condensados sejam retirados centrifugamente da corrente antes que ocorra o Choque Normal, pois, caso isso não ocorra, os sólidos e condensados vaporizariam novamente, não promovendo a separação e nem o ajuste de ponto de orvalho de hidrocarbonetos (FOX et al., 2006 &

ARINELLI, 2015).

Como já citado anteriormente, o separador supersônico apresenta como vantagens o seu tamanho compacto, sua estrutura modular e simples, sem partes móveis, dispensando supervisão humana e robusto (TROTTA, 2014). O reduzido *footprint* requerido e baixo peso do 3S são fatores importantes para plataformas *offshore*, onde o espaço e o peso têm limitações críticas. Desde 1970, várias patentes acerca de separadores supersônicos foram desenvolvidas, assim como observa-se um crescente número de publicações internacionais. Duas empresas fornecem a tecnologia do separador supersônico: Twister BV, que comercializa o *Twister® Supersonic Separator*, e a Melewar Gas Technologies Sdn Bhd, cuja tecnologia é conhecida como *3S – Super Sonic Separation Technology* (MACHADO, 2012).

Entretanto, há alguns pontos limitantes em relação ao uso desta tecnologia. Primeiramente, até mesmo por ainda ser uma tecnologia em desenvolvimento, há uma limitada quantidade de dados de desempenho disponíveis na literatura. Além disso, principalmente para o caso da separação de CO_2, a separação é limitada pelo baixo tempo de residência no separador e pela aglomeração de particulado (*clogging*) (ARINELLI, 2015).

Arinelli et al. (2017) destacam que para remoção de CO_2 em correntes concentradas, isto é, acima de 40% molar de CO_2, a formação de dióxido de carbono sólido é problemática, uma vez que a grande quantidade de precipitado formada por obstruir o separador supersônico. Logo, nestas situações, é recomendado projetar o separador de forma a produzir preferencialmente CO_2 líquido e, para tal, deve-se utilizar temperatura não tão baixas para evitar atingir o ponto triplo da substância (ARINELLI et al., 2017). Por outro lado, para baixas concentrações de CO_2, como é observado no gás exausto de turbinas a gás, Hammer et al. (2013) demonstraram que o separador supersônico pode ser aplicado com sucesso mesmo que atingida as condições de precipitação de CO_2 e este seja removido do seio da solução gasosa como forma de partículas sólidas (HAMMER et al., 2013).

Apêndice A3 – Dimensionamento de processos e seleção de materiais

Cada equipamento a ser dimensionado segue uma metodologia específica embasada em seus princípios de funcionamento e as equações e premissas utilizadas para tal são apresentadas neste tópico.

A3.1 Dimensionamento de colunas

Para o dimensionamento das colunas absorvedoras e regeneradoras são necessários os cálculos do diâmetro e da altura total da torre, assim como a altura de recheio ou de pratos utilizados.

Para o cálculo do diâmetro das colunas, foi utilizado o *software* de simulação hidráulica KG-Tower, desenvolvido pela empresa Koch-Glitsch (KOCH-GLITSCH, 2018a). Esta ferramenta de projeto auxilia na especificação de equipamentos de transferência de massa, incluindo pratos de válvula convencionais e de alto desempenho, e recheio de torres convencionais e de alto desempenho. Para isso, foi verificado o estágio de maior vazão mássica de líquido e de vapor nas simulações de cada coluna. Os parâmetros necessários de ambos os estágios foram, então, utilizados como valores de entrada para o simulador KG-TOWER. Em um primeiro momento, para cálculo do diâmetro, foram considerados pratos perfurados com espaçamento de 20 polegadas, que consiste na faixa média de utilização (MANNING & THOMPSON, 1991; BRANAN, 2005). Para a estimação do diâmetro, foi então considerado um limite de inundação padrão do *software* de 85% e um *downcomer* do tipo reto. É indicado que o diâmetro máximo das colunas seja de 4 metros (TURTON et al., 2012), especialmente para uso *offshore*. Logo, nos casos simulados que apresentarem diâmetro superior a 4 metros, a vazão é dividida pelo número de colunas e o sistema é então ressimulado, em KG-TOWER, considerando colunas iguais até que se tenha, para cada coluna, um diâmetro inferior a 4 metros.

Para o cálculo da altura da torre é necessário definir o uso de pratos ou de recheios. Para a aplicação aqui analisada de captura de carbono em ambiente *offshore* é indicado o uso de torres com recheios estruturados, visando uma menor altura de torre que as colunas de pratos, uma vez que um limite é aplicado às FPSOs por questões de altura máxima dos *decks*, além de maior estabilidade por condições de movimentação marítima quando comparado com recheios aleatórios (KOCH-GLITSCH, 2018b; PHAM et al., 2015). Em uma FPSO, em média são utilizados *pancakes* com 5,5 m de altura (PETROBRAS, 2015b), mas para os decks das FPSOs, considerar 10 m de limite de altura é razoável (PETROBRAS, 2015c). Em especial, recheios estruturados de metal, como aço inoxidável, são preferíveis também em casos sujeitos à

movimentação, além de promoverem maior proteção anti-corrosiva (PHAM et al., 2015). Para maior compatibilidade de resultado com o *software* de dimensionamento de colunas utilizado, foi escolhida a aplicação do recheio estruturado manufaturado pela própria Koch-Glitsch. Os modelos FLEXIPAC e FLEXIPAC HC são recomendados pela própria fornecedora para remoção de gases ácidos, como o CO_2 (KOCH-GLITSCH, 2018b). Devido à aplicabilidade indicada para maiores vazões e ambientes aquosos, conforme esperado para casos de captura pós-combustão, além de ocorrência de uso na literatura para absorção química por aminas, o recheio FLEXIPAC HC 250Y foi escolhido para este trabalho, tanto para aplicação nas absorvedoras como nas regeneradoras, apresentando uma altura equivalente de prato teórico (*Height Equivalent to a Theoretical Plate* – HETP) de 356 mm (KOCH-GLITSCH, 2018c, ARACHCHIGE & MALAAEN, 2012). A Figura A3.1 apresenta a estrutura de um recheio genérico do tipo FLEXIPAC HC fabricado pela Koch-Glitsch.

Tendo-se o recheio definido, com seu respectivo valor de HETP, é prosseguido o cálculo da altura do recheio e da torre. O método HETP é empregado para determinar a altura do recheio das colunas a partir da Equação A3.1.1, apresentada a seguir.

$$H_{recheio} = N° \, pratos \, teóricos \times \, HETP \tag{A3.1.1}$$

onde $H_{recheio}$ representa a altura do recheio na coluna e $N° \, pratos \, teóricos$ representa o número de estágios teóricos utilizados na simulação.

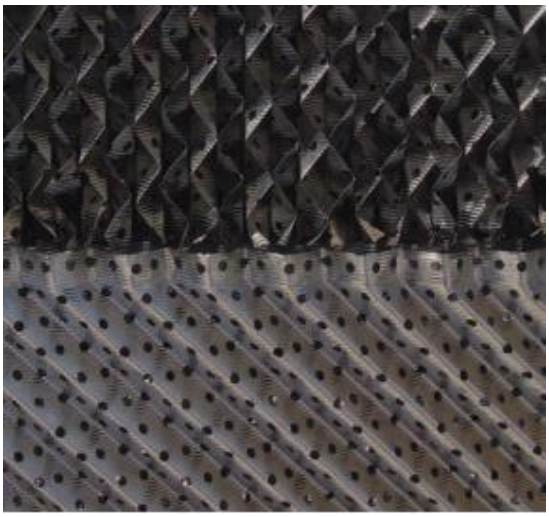

Figura A3.1: Recheio estruturado FLEXIPAC HC com superfície perfurada e texturizada apresentando configuração de ondulação na interface das camadas. Fonte: KOCH-GLITSCH, 2018c

Tendo-se o valor da altura do recheio, sugere-se adicionar 3 metros a esse valor para

obtenção da altura da coluna, de forma a possibilitar a distribuição do gás e do solvente nas partes superior e inferior da torre (CAMPBELL, 2004), conforme expresso na Equação A3.1.2.

$$H_{torre} = H_{recheio} + 3{,}0 \quad \text{(A3.1.2)}$$

onde H_{torre} representa a altura da coluna em metros e $H_{recheio}$ também é apresentada em metros.

A3.2 Dimensionamento de trocadores de calor

A área de troca térmica de um trocador de calor pode ser definida a partir da Equação A3.2.1, apresentada a seguir, que se baseia no método da diferença da temperatura média logarítmica (*Log Mean Temperature Difference* – LMTD) (CAMPBELL, 1992).

$$Q = U \times A \times \Delta T_{ln} \quad \text{(A3.2.1)}$$

onde Q representa a carga térmica trocada no equipamento, U representa o coeficiente global de transferência de calor, A representa a área de troca térmica no equipamento e ΔT_{ln} representa a diferença da temperatura média logarítmica.

A diferença da temperatura média logarítmica é função das temperaturas de entrada e de saída dos fluidos quente e frio do sistema. A Equação A3.2.2 apresenta o cálculo para ΔT_{ln} em um sistema de configuração contracorrente (CAMPBELL, 1992).

$$\Delta T_{ln} = \frac{[(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})]}{ln\left[\frac{(T_{qe} - T_{fs})}{(T_{qs} - T_{fe})}\right]} \quad \text{(A3.2.2)}$$

A carga térmica de cada operação e as temperaturas do sistema são obtidas a partir do *software* de simulação de processos utilizado. Para trocadores do tipo casco e tubos, o coeficiente global de transferência de calor possui valores típicos em função dos fluidos utilizados e de parâmetros do sistema, conforme apresentado na Tabela A3.1. Os valores médios foram utilizados para os cálculos e o coeficiente global de transferência de calor para os trocadores com uso de MEA foram aproximados para os de MDEA.

Tabela A3.1: Valores típicos para o coeficiente global de transferência de calor para diferentes tipos de trocadores de calor casco e tubos (CAMPBELL, 1992)

Tipo de trocador de calor	**U (W/m²K)**		
	Mínimo	**Máximo**	**Média**
Resfriadores a água			
Gás (< 3,5 MPa)	200	285	242,5
Gás (3,5-7,0 MPa)	285	455	370,0
Gás (> 7,0 MPa)	455	570	512,5
MEA	740	850	795,0
Condensadores a água			
Regenerador de amina	570	625	597,5
Refervedores			
Vapor	795	910	852,5
Outros			
MEA-MEA	680	740	710,0

A seleção dos fluidos a serem utilizados no casco e nos tubos teve como base o método apresentados por Campbell (1992). Fluidos que apresentam maior potencial corrosivo e que, portanto, requerem materiais de maior proteção – e, logo, de maior custo –, são preferíveis de serem utilizados nos tubos. O fluido de maior vazão também deve ser preferencialmente posicionado nos tubos, enquanto fluidos que condensam devem ser utilizados nos cascos. Se não houver diferenciações em relação aos fatores destacados, o fluido de maior pressão deve ser preferencialmente posicionado nos tubos, visando menor custo (CAMPBELL, 1992).

A3.3 Dimensionamento de bombas

Para o dimensionamento de bombas, a potência requerida e a pressão de descarga são parâmetros obtidos a partir do *software* de simulação de processos. Já a definição do tipo de bomba a ser utilizado se apresenta em função da vazão de fluido através do equipamento, também obtido pelo *software* de simulação, e da altura manométrica total, calculada a partir da Equação A3.3.1, conforme pode ser observado na Figura A3.2.

$$H_{bomba} = \frac{\Delta P}{9{,}81 \times \gamma} \qquad \text{(A3.3.1)}$$

Na qual, H_{bomba} representa a altura manométrica da bomba em metros, ΔP representa a diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba em kilopascal e γ representa a gravidade específica do fluido utilizado.

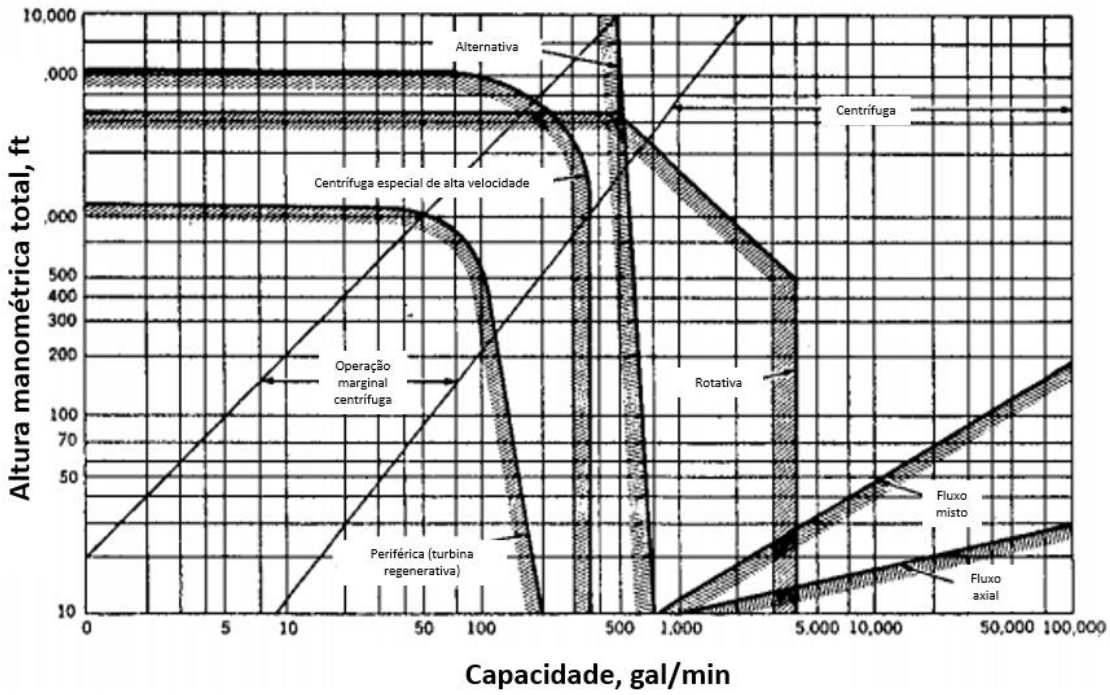

Figura A3.2: Típica faixa de aplicação para bombas
Fonte: Adaptado de CAMPBELL, 1992

A3.4 Dimensionamento de compressores e *drivers*

Para o dimensionamento de compressor, a variável necessária é a potência requerida pelo equipamento, obtida a partir do *software* de simulação de processos. Já a definição do tipo de compressor a ser utilizado se apresenta em função da pressão de descarga e da vazão de fluido através do equipamento, ambos também obtidos pelo *software* de simulação, conforme pode ser observado na Figura A3.3.

Da mesma forma que o compressor aos quais serão acoplados, os *drivers* são dimensionados a partir da potência requerida, neste caso pelo próprio compressor. No caso de integração dos *drivers* com a energia elétrica produzida pelos ciclos de potência, o tipo utilizado será o elétrico. Especificamente, foi determinado o uso de *driver* elétrico à prova de explosão, visando à aplicação em ambiente de processamento de óleo e gás *offshore*, local de alto potencial inflamável.

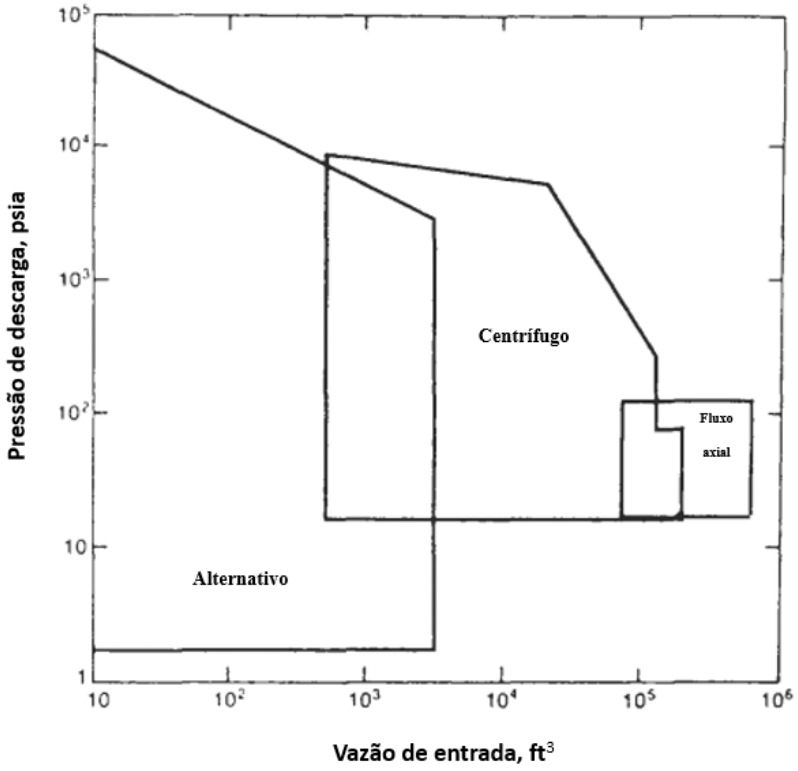

Figura A3.3: Típica faixa de aplicação para compressores
Fonte: Adaptado de BRANAN, 2005.

A3.5 Dimensionamento de vasos

O cálculo para dimensionamento dos vasos de separação gás/líquido é usualmente embasado na velocidade máxima do gás ao longo deste, relacionada à diferença de densidade do líquido e do gás, conforme apresentado pela Equação A3.5.1.

$$v_{gás,máx} = K \times \sqrt{\frac{(\rho_L - \rho_V)}{\rho_V}} \quad \text{(A3.5.1)}$$

onde $v_{gás,máx}$ representa a velocidade máxima do gás, ρ_L e ρ_V são as densidades mássicas do líquido e do vapor, respectivamente, e K representa um parâmetro constante empírico que represente a perda de carga do sistema.

As densidades de líquido e de vapor podem ser obtidas no *software* de simulação de processos utilizado. O valor de K pode apresentar embasamentos diferentes de acordo com a literatura, porém ainda com faixas de valores similares. Enquanto para Campbell (1992), os valores de K são relacionados com a altura do vaso e o tipo de separador (vertical, horizontal ou esférico), para Branan (2005), K é função das vazões mássicas e das densidades mássicas tanto de líquido quanto de vapor do sistema (BRANAN, 2005; CAMPBELL, 1992). Uma vez

que a altura do vaso ainda é desconhecida, o método de Branan (2005), apresentado pelas Equações A3.5.2 a A3.5.4. As vazões mássicas de líquido e de vapor podem ser obtidas a partir do *software* de simulação de processos utilizado.

$$X = ln\left(\frac{W_L}{W_V} \times \sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L}}\right) \quad \text{(A3.5.2)}$$

$$K = exp(-1{,}942936 - 0{,}814894 \times X - 0{,}179390 \times X^2 - 0{,}0123790 \times X^3 + 0{,}000386235 \times X^4 + 0{,}000259550 \times X^5 \quad \text{(A3.5.3)}$$

$$0{,}006 < \frac{W_L}{W_V} \times \sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L}} < 6 \quad \text{(A3.5.4)}$$

onde W_L e W_V representam as vazões mássicas de líquido e de vapor em libras por segundo, respectivamente, e ρ_L e ρ_V representam as densidades mássicas do líquido e do vapor em libras por pé cúbico, respectivamente.

Como as Equações A3.5.2 a A3.5.4 apresentam uma faixa de aplicação dependendo dos parâmetros do processo (Equação A3.5.4), para valores de X encontrados fora desta faixa, definiu-se o uso do mesmo valor de K de um vaso que tivesse dentro desses valores. Os valores foram posteriormente comparados com aqueles de Campbell (1992) de acordo com a altura do vaso encontrada.

Com a velocidade máxima de gás definida, é possível calcular o diâmetro mínimo do vaso a partir da Equação A3.5.5.

$$D_{mínimo} = \sqrt{4 \times \frac{q_V}{\pi \times v_{gás,máx}}} \quad \text{(A3.5.5)}$$

Para o cálculo do diâmetro do vaso são consideradas seis polegadas de incremento ao diâmetro mínimo (BRANAN, 2005). A altura do vaso é relacionada ao diâmetro a partir da relação H/D igual a quatro, média da faixa indicada de três a cinco por Branan (2005) e também valor reportado da literatura (ARAÚJO et al., 2017; MACHADO, 2012).

$$D_{vaso} = D_{mínimo} + 6 \quad \text{(A3.5.6)}$$

$$H_{vaso} = 4 \times D_{vaso} \quad \text{(A3.5.7)}$$

onde D_{vaso} e $D_{mínimo}$ são os diâmetros total e mínimo do vaso e H_{vaso} é a altura do vaso.

A3.6 Seleção de materiais

A etapa de seleção de materiais tem por objetivo proporcionar maior integridade à planta ao selecionar materiais que apresentem baixa degradação ao ambiente aos quais serão expostos. Visando atingir o tempo de vida útil esperado da planta, em geral adotado como entre 20 e 30 anos, os materiais devem ser selecionados de forma a garantir a performance e a segurança dos equipamentos a longo prazo (ARAÚJO et al., 2017; BILLINGHAM et al., 2011). Entretanto, ao mesmo em tempo que possibilita menores gastos por troca de equipamentos e peças e menos intervenções e reparos na planta, a seleção de materiais de maior proteção corrosiva também impactam no custo de forma negativa devido ao seu valor. O material escolhido entrará no cálculo dos custos, uma vez que, tendo-se o aço carbono como material base pelo método de Turton et al. (2012), o uso de um material de maior valor agregado, como aço inoxidável, implicará em aumento de custo do equipamento. Logo, a escolha do material deve levar em consideração este balanceamento.

Uma vez que as turbinas a gás e a vapor apresentam materiais já apropriados de acordo com o modelo considerado, a seleção de materiais envolverá apenas os equipamentos da planta de captura por aminas e do trem de compressão do CO_2. Billingham et al. (2010, 2011) realizaram um extenso relatório sobre seleção de materiais e corrosão em sistemas CCS, apresentado à *International Energy Agency*, além da publicação de um artigo sobre o trabalho realizado, e seus resultados foram considerados neste trabalho.

As Figuras A3.4 e A3.5 apresentam a seleção de materiais realizada por Billingham et al. (2010) para uma planta de captura pós-combustão por MEA e para um trem de compressão de CO_2, respectivamente, sendo a geração elétrica realizada por meio de gás natural, conforme utilizado neste trabalho. O gás exausto da combustão nas turbinas contém apenas CO_2, N_2, O_2, e água, e, logo, para este sistema, Billingham et al. (2010) indicaram o uso do aço carbono, o que vai de acordo com o apresentado por Perry (1997).

Para o sistema de absorção, tem-se como fluidos de entrada o gás exausto e a mistura de aminas diluída. Apesar das aminas serem consideradas levemente corrosivas, principalmente primária e secundárias como MEA e DEA (ARAÚJO et al., 2014), é apropriado o uso de aço carbono quando em contato com estas (PERRY, 1997). Logo, separadamente, ambos os fluidos de entrada são apropriados para uso com aço carbono. Entretanto, a presença de alta concentração de oxigênio em conjunto com aminas possibilita a oxidação destas, levando a formação de ácidos orgânicos ou sais altamente estáveis, que tornariam o ambiente corrosivo ao aço carbono sem proteção (BILLINGHAM et al., 2010).

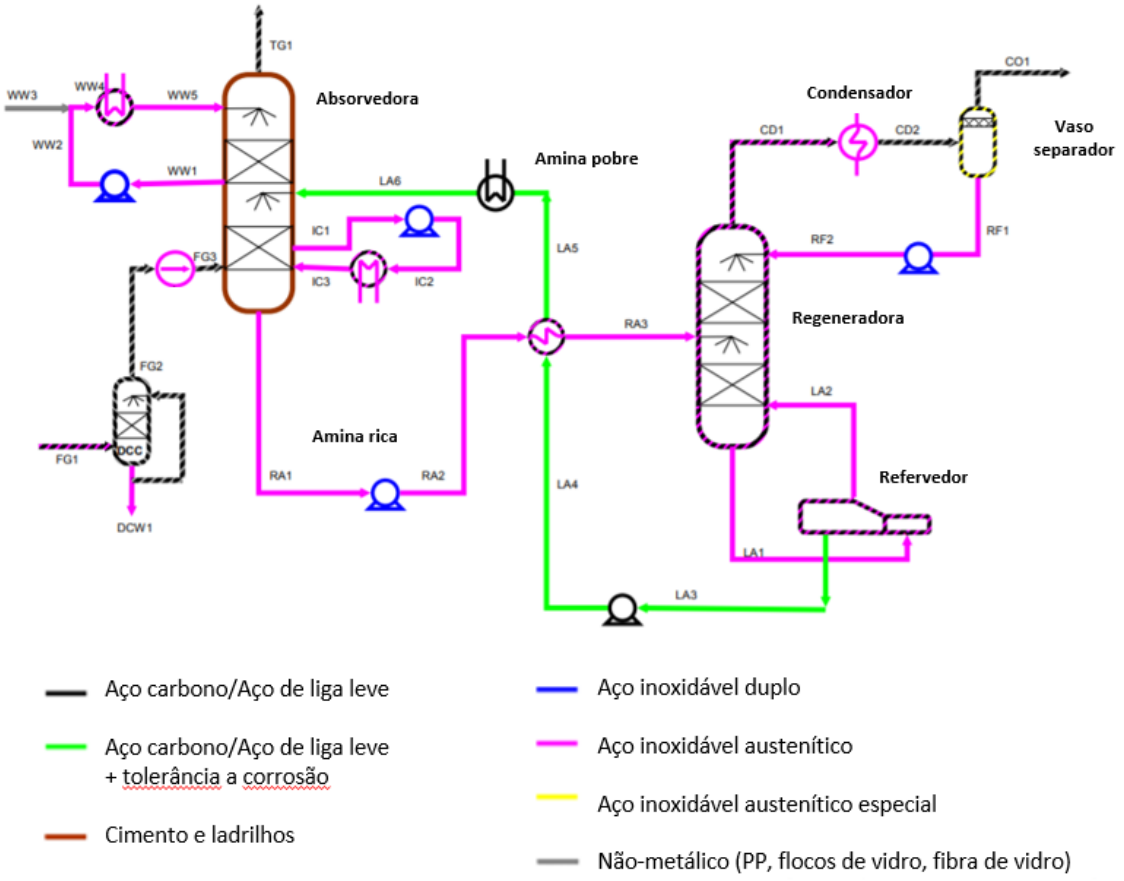

Figura A3.4: Diagrama de seleção de materiais para planta de captura pós-combustão com uso de gás natural
Fonte: Adaptado de BILLINGHAM et al., 2010

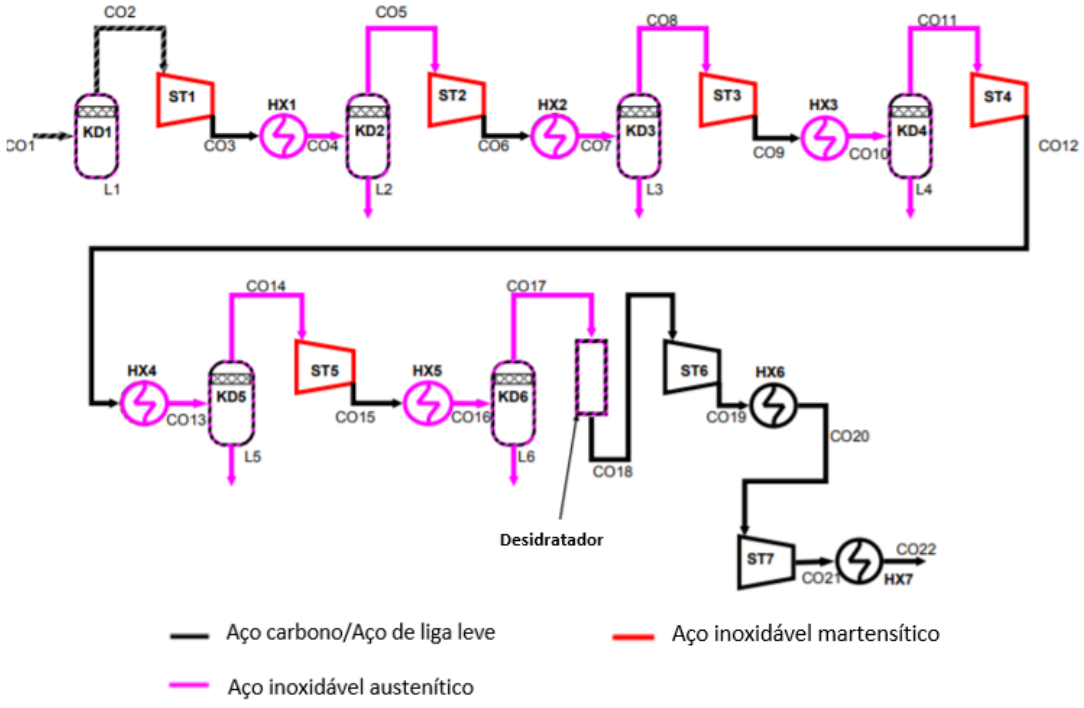

Figura A3.5: Diagrama de seleção de materiais para trem de compressão de sistema CCS pós-combustão com uso de gás natural. Fonte: Adaptado de BILLINGHAM et al., 2010

Para casos com aplicação de aminas primárias, como a MEA no estudo de Billingham et al. (2010), tal fato possui alta influência na seleção do material devido a alta taxa de oxidação destas aminas (VOICE & ROCHELLE, 2011). Entretanto, no caso de uso de MDEA/PZ, conforme abordado neste trabalho, a oxidação pode ser negligenciada quando comparada com a MEA, conforme apresentado nos estudos de Voice e Rochelle (2011) e também concluído na revisão de Boot-Handford et al. (2014). A formação de sais de ácido fórmico e de sais de ácido oxálico, utilizados como indicadores do potencial de degradação das aminas por oxidação, foi superior a 100 vezes e a 20 vezes, respectivamente, no caso de uso da MEA quando comparado com MDEA/PZ, sendo os valores encontrados para a blenda negligenciáveis (VOICE & ROCHELLE, 2011). Closmann (2009) também ressalta o potencial de resistência a oxidação apresentada pela blenda de MDEA/PZ. Além disso, Perry (1997) classifica como uma solução razoável o uso de aço carbono para soluções alcalinas, como aminas, mesmo em ambientes oxidativos, desde que uma alternativa superior tenha significativos impactos econômicos. Portanto, a degradação por oxidação não foi considerada neste trabalho com MDEA/PZ como um fator de potencial a corrosão a ponto de requerir materiais mais resistentes que aço carbono.

Adicionalmente ao fator da oxidação, Billingham et al. (2010) estabelecem a necessidade do uso de um material para a absorvedora de alta resistência mecânica, uma vez que estima o uso de uma coluna de 15-20 metros de diâmetro e 40-50 metros de altura, empregando, assim, o uso de concreto e ladrilhos. Entretanto, essa situação não corresponde ao caso aqui estudado, uma vez que se limita o diâmetro e a altura das colunas em 4 m e 10 m, respectivamente (TURTON et al., 2012; PETROBRAS, 2015c). Portanto, uma vez que os fatores críticos destacados por Billingham et al. (2010) para seleção de um material de maior custo que o aço carbono para a absorvedora não se aplicam para o caso estudado, o uso de aço carbono é aqui considerado apropriado.

Para o sistema de amina pobre e amina rica, as mesmas considerações de oxidação são pontuadas. Billingham et al. (2010) apontam como crítico o estado da amina rica, da mesma forma como observado na absorvedora, uma vez que há alta concentração de oxigênio, enquanto para amina pobre o uso de aço carbono é considerado apropriado. Entretanto, diferentemente da absorvedora, Billingham et al. (2010) indicam o uso de aço inoxidável para os trocadores de calor de amina rica. Tal fato é compreendido como necessário, em caso de uso do MEA, pela situação mais crítica do equipamento em si, uma vez que a transferência de calor possibilita maiores temperaturas do processo e a possibilidade de erosão/corrosão dos trocadores de calor é um fator mais crítico em termos de manutenção e reparo. Contudo, devido ao baixo ou, até mesmo, negligenciável potencial de oxidação da blenda MDEA/PZ e devido a

falta de um material intermediário entre o aço carbono e o aço inoxidável para os trocadores de calor no *software* CAPCOST, foi decidido o uso de aço carbono para estes equipamentos em presença de amina rica, assim como para amina pobre.

Da mesma forma, a regeneradora também apresenta a possibilidade de corrosão devido a oxidação das aminas. Ainda, a maior temperatura e pressão neste equipamento propicia o aumento deste risco. Logo, Billingham et al. (2010), com uso de MEA, apontam o uso de aço carbono revestido de aço inoxidável para as colunas regeneradoras. Como este é o material para colunas imediatamente mais caro ao aço carbono no *software* CAPCOST e entende-se o menor potencial de degradação da MDEA/PZ por oxidação, mesmo nas condições de maior temperatura e pressão, foi também optado o uso de aço carbono nas regeneradoras.

Para o condensador da regeneradora e para a etapa de compressão, o principal fator para seleção de material é a possibilidade de corrosão em ambiente de alta concentração de CO_2 com água livre, devido a dissolução do CO_2 em água, formando ácido carbônico (DE VISSER & HENDRIKS, 2007; COAN & KING, 1971). O aumento da pressão torna o cenário ainda mais crítico. De acordo com os estudos de Billingham et al. (2010), para concentrações de água acima de 0,01% molar é indicado o uso de aço inoxidável nos equipamentos do trem de compressão, enquanto para valores menores que este limite, indica-se o uso de aço carbono, ao menos para pressões até 150 bar. Como, para CO_2 já líquido, o aumento de pressão e de temperatura tende ao aumento de solubilidade de água neste (DE VISSER & HENDRIKS, 2007) e, logo, diminui as chances de corrosão por haver menos água livre, assume-se, neste trabalho, que até 300 bar, e minimamente a 45°C, o uso de aço carbono para concentrações de água menores que 0,01% molar é apropriada.

Para os trocadores de calor que empregam utilidade fria foi considerado o material apresentado nas Figuras A3.4 e A3.5 na passagem do fluido de processo, enquanto para água do mar, fluido frio, foi considerado o uso de aço inoxidável, conforme indicado por Perry (1997). Para situações turbulentas, como o escoamento da água do mar nos trocadores, Perry (1997) relata que o uso de aço carbono deve ser apenas considerado em situações de trocas de material periódicas e uso restrito, o que não se aplica ao caso estudado. Ressalta-se ainda que os diferentes tipos de aço inoxidável propostos foram considerados apenas como aço inoxidável, uma vez que não há esta diferenciação no *software* CAPCOST disponibilizado para cálculo de FCI por Turton et al. (2012).

A3.7 Resultados planta ciclo simples com CCS

O resultado do dimensionamento e da seleção de materiais da planta de captura e

sequestro de carbono para o sistema de ciclo simples é apresentado na Tabela A3.2. As dimensões dos equipamentos foram comparadas com dados de plantas semelhantes na literatura (REIS et al., 2017; ARAÚJO et al., 2016), apresentando coerência nos resultados.

Tabela A3.2: Resultados dimensionamento e seleção de materiais para a planta de CCS com ciclo simples

Colunas absorvedoras	
Equipamento	Torre
Número de equipamentos iguais	8
Material	Aço carbono
Parte interna	Recheio estruturado de metal (FLEXIPAC HC 250 Y)
Altura do recheio	3,56
Diâmetro da coluna (m)	3,84
Altura da coluna (m)	6,56
Máxima pressão (bar)	1,02
Colunas regeneradoras	
Equipamento	Torre
Número de equipamentos iguais	3
Material	Aço carbono
Parte interna	Recheio estruturado de metal (FLEXIPAC HC 250 Y)
Altura do recheio	2,49
Diâmetro da coluna (m)	3,63
Altura da coluna (m)	5,49
Máxima pressão (bar)	2,5
Refervedores - regeneradoras	
Equipamento	Trocador de calor - Refervedor tipo Kettle
Número de equipamentos iguais	3
Área de troca térmica (m^2)	384,9
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás exausto
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	1,04
Fluido dos Tubos	Vapor regeneradora
Material dos Tubos	Aço Carbono
Máxima pressão dos Tubos (bar)	2,5
Condensadores - regeneradoras	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Número de equipamentos iguais	3
Área de troca térmica (m^2)	597,5
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	2,5
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01

Trocador de calor – pré-absorvedora	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	2343,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás exausto
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	1,02
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – amina rica/amina pobre	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	4921,1
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Amina pobre
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	2,5
Fluido dos Tubos	Amina rica
Material dos Tubos	Aço carbono
Máxima pressão dos Tubos (bar)	3,0
Trocador de calor – sequência compressão (1)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	3034,3
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido úmido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	3,15
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – sequência compressão (2)	
Equipamento	Trocador de calor – Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	75,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido úmido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	9,6
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01

Trocador de calor – sequência compressão (3)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	75,3
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido úmido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	26,0
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – sequência compressão (4)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	45,3
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido seco
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	71,0
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – sequência compressão (5)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	20,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido seco
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	224,5
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – condensador amina pobre	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	684,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Amina pobre
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	1,01
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01

Bomba – Amina rica	
Equipamento	Bomba – centrífuga
Material	Aço carbono
Potência (kW)	65,5
Pressão na descarga (bar)	3,0
Spare	1
Vaso de separação – sequência compressão (1)	
Equipamento	Vaso – vertical
Material	Revestimento de aço inoxidável
Diâmetro (m)	1,44
Altura (m)	5,76
Máxima pressão (bar)	3,2
Vaso de separação – sequência compressão (2)	
Equipamento	Vaso – vertical
Material	Revestimento de aço inoxidável
Diâmetro (m)	1,54
Altura (m)	6,16
Máxima pressão (bar)	9,1
Vaso de separação – sequência compressão (3)	
Equipamento	Vaso – vertical
Material	Revestimento de aço inoxidável
Diâmetro (m)	1,21
Altura (m)	4,84
Máxima pressão (bar)	25,5
Compressor – sequência compressão (1)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	1330
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (2)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	1161
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (3)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	1059
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (4)	
Equipamento	Compressor – alternativo
Material	Aço carbono
Potência (kW)	950,8
Driver	Elétrico – à prova de explosão

Compressor – sequência compressão (5)	
Equipamento	Compressor – alternativo
Material	Aço carbono
Potência (kW)	820,9
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (6)	
Equipamento	Compressor – alternativo
Material	Aço carbono
Potência (kW)	215,7
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (*spare*)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	1330
Driver	Elétrico – à prova de explosão

A3.7 Resultados planta ciclo simples com CCS

O resultado do dimensionamento e da seleção de materiais da planta de captura e sequestro de carbono para o sistema de ciclo combinado é apresentado na Tabela A3.3. Assim como para o ciclo simples, as dimensões dos equipamentos foram comparadas com dados de plantas semelhantes na literatura (REIS et al., 2017; ARAÚJO et al., 2016), também apresentando coerência nos resultados.

Tabela A3.3: Resultados dimensionamento e seleção de materiais para a planta de CCS com ciclo combinado

Colunas absorvedoras	
Equipamento	Torre
Número de equipamentos iguais	5
Material	Aço carbono
Parte interna	Recheio estruturado de metal (FLEXIPAC HC 250 Y)
Altura do recheio	3,56
Diâmetro da coluna (m)	3,99
Altura da coluna (m)	6,56
Máxima pressão (bar)	1,02
Colunas regeneradoras	
Equipamento	Torre
Número de equipamentos iguais	2
Material	Aço carbono
Parte interna	Recheio estruturado de metal (FLEXIPAC HC 250 Y)
Altura do recheio	3,20
Diâmetro da coluna (m)	2,5
Altura da coluna (m)	6,20
Máxima pressão (bar)	2,75

Refervedores - regeneradoras	
Equipamento	Trocador de calor - Refervedor tipo Kettle
Número de equipamentos iguais	2
Área de troca térmica (m^2)	356,2
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Vapor de água
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	3,62
Fluido dos Tubos	Vapor regeneradora
Material dos Tubos	Aço Carbono
Máxima pressão dos Tubos (bar)	2,75
Condensadores - regeneradoras	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Número de equipamentos iguais	2
Área de troca térmica (m^2)	50,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	2,75
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – pré-absorvedora	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	1784,9
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás exausto
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	1,02
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – amina rica/amina pobre	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	4131,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Amina pobre
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	2,75
Fluido dos Tubos	Amina rica
Material dos Tubos	Aço carbono
Máxima pressão dos Tubos (bar)	3,25

Trocador de calor – sequência compressão (1)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	162,2
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido úmido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	5,0
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – sequência compressão (2)	
Equipamento	Trocador de calor – Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	43,0
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido úmido
Material do Casco	Aço inoxidável
Máxima pressão do Casco (bar)	15,3
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – sequência compressão (3)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	30,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido seco
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	42,0
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Trocador de calor – sequência compressão (4)	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	43,2
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Gás ácido seco
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	115
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01

Trocador de calor – condensador amina pobre	
Equipamento	Trocador de calor - Casco-tubos fixo
Área de troca térmica (m^2)	446,4
Número de cascos	1
Fluido do Casco	Amina pobre
Material do Casco	Aço carbono
Máxima pressão do Casco (bar)	1,01
Fluido dos Tubos	Água do mar
Material dos Tubos	Aço inoxidável
Máxima pressão dos Tubos (bar)	1,01
Bomba – Amina rica	
Equipamento	Bomba – centrífuga
Material	Aço carbono
Potência (kW)	49,1
Pressão na descarga (bar)	3,25
Spare	1
Vaso de separação – sequência compressão (1)	
Equipamento	Vaso – vertical
Material	Revestimento de aço inoxidável
Diâmetro (m)	1,40
Altura (m)	5,50
Máxima pressão (bar)	5,0
Vaso de separação – sequência compressão (2)	
Equipamento	Vaso – vertical
Material	Revestimento de aço inoxidável
Diâmetro (m)	1,10
Altura (m)	4,40
Máxima pressão (bar)	14,75
Vaso de separação – sequência compressão (3)	
Equipamento	Vaso – vertical
Material	Aço carbono
Diâmetro (m)	1,0
Altura (m)	4,0
Máxima pressão (bar)	41,5
Compressor – sequência compressão (1)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	499,9
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (2)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	671,1
Driver	Elétrico – à prova de explosão

Compressor – sequência compressão (3)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço carbono
Potência (kW)	597,2
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (4)	
Equipamento	Compressor – alternativo
Material	Aço carbono
Potência (kW)	504,3
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (5)	
Equipamento	Compressor – alternativo
Material	Aço carbono
Potência (kW)	256,9
Driver	Elétrico – à prova de explosão
Compressor – sequência compressão (*spare*)	
Equipamento	Compressor - centrífugo
Material	Aço inoxidável
Potência (kW)	671,1
Driver	Elétrico – à prova de explosão

Apêndice A4 - Cálculo de Custos

A4.1 Investimento de Capital Fixo

O Investimento de Capital Fixo (*Fixed Capital Investment*, FCI) está relacionado ao custo para construção de uma nova planta ou para alterações ou extensões de uma planta já existente. Turton et al. (2012) apresentam uma metodologia para cálculo de FCI tendo como base o fluxograma do processo em questão, conhecido também como *Process Flow Diagram* (PFD). Tal método é classificado como estimativa de estudo e apresenta uma precisão na faixa de +40% a -25%. Este tipo de análise está relacionado ao estudo do conceito ou da viabilidade do projeto apresentado (TURTON et al., 2012).

Tendo sido dimensionados os principais equipamentos da planta, como colunas, trocadores de calor, compressores, bombas, turbinas, reatores e vasos, são feitas as estimativas de custo de compra dos equipamentos. Na técnica apresentada por Turton et al. (2012), são utilizados gráficos que relacionam os parâmetros de capacidade de equipamentos usuais ao seus custos. O efeito da capacidade no custo de compra do equipamento é dado através da Equação A4.1.1.

$$\frac{C_a}{C_b} = \left(\frac{A_a}{A_b}\right)^n \tag{A4.1.1}$$

onde A representa o atributo de custo do equipamento, isto é, o parâmetro que se refere a capacidade do equipamento, C é a o custo de compra e n é o expoente de custo. Os subscritos a e b se referem aos equipamentos com o atributo requerido e o atributo base, respectivamente (TURTON et al., 2012).

O custo de um equipamento segue o conceito de economia de escala, logo, um equipamento de maior capacidade apresenta um menor custo por unidade de capacidade e, então, o valor do expoente de custo é menor que 1 e varia para cada classe de equipamento (TURTON et al., 2012; PERRY, 1997). Neste trabalho, o mesmo tipo de relação foi utilizado para o caso de equipamentos com capacidades superiores ou inferiores àquelas apresentadas pelos gráficos de Turton et al. (2012), utilizando como caso base o limite superior ou inferior, respectivamente.

Para o cálculo de custo de compra do equipamento é também necessário ser considerado o efeito do tempo, de forma a contabilizar as mudanças econômicas, como inflação, desde o período de referência dos custos ao ano de estudo do projeto. A Equação A4.1.2 é utilizada para

atualizar o custo para o ano atual do projeto estudado.

$$C_2 = C_1 \left(\frac{I_2}{I_1}\right) \quad \text{(A4.1.2)}$$

onde C é o custo de compra e I o índice de custo. Os subscritos 1 e 2 se referem ao ano base e ao ano requerido, respectivamente.

Há diferentes índices de custo que podem ser utilizados na indústria química para ajustar o efeito da inflação, sendo o *Marshall and Swift Equipment Cost Index* e o *Chemical Engineering Plant Cost Index* (CEPCI) os mais utilizados (TURTON et al., 2012). O CEPCI é o índice principal escolhido na metodologia de Turton et al. (2012) e será utilizado neste trabalho. O valor anual final publicado mais recentemente até o momento de desenvolvimento deste trabalho foi o do ano de 2016, com CEPCI de 541,7. Logo, o ano base para esse projeto foi escolhido como o ano de 2016 (CHEMICAL ENGINEERING, 2017).

Apesar do custo de compra dos equipamentos contabilizar uma parte significativa dos custos de uma planta, o FCI também deverá contabilizar outros custos adicionais, como tubulações, instrumentação e controle, instalação, suportes estruturais, dentre outros. Tais fatores que afetam o Custo de Capital de plantas químicas são apresentados da Tabela 5.2. Dessa forma, o valor dos equipamentos fabricados, por fim, contabilizam apenas cerca de 23% do FCI total (TURTON et al., 2012).

Para o cálculo de uma nova planta química, conforme analisado neste trabalho, Turton et al. (2012) propõem o uso da técnica do custo de módulos (*module costing technique*), introduzida entre 1960 e 1970 e destacada pra estimativas preliminares de custo. Nesta técnica, os custos de compra do equipamento são considerados como estimados em um caso base em dado ano de fabricação e em termos de tipo específico de equipamento, pressão do sistema e material de fabricação do equipamento, e estes são então ajustados para o caso desejado a partir de equações que relacionam estes aspectos com os custos a partir do fator de custo do módulo nulo (*bare module cost factor*). Tal fator é então multiplicado ao custo base para tal o custo nas condições requeridas, conforme a Equação A4.1.3.

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM} \quad \text{(A4.1.3)}$$

onde C_{BM} representa o *bare module cost*, considerando custos diretos e indiretos de cada unidade, F_{BM} representa o fator do *bare module cost* e C_p^0 representa o custo de compra do

equipamento em condições bases.

Em geral, as condições base são relacionadas ao uso de aço carbono como material, tratado por Turton et al. (2012) como o material mais simples e de menor custo, e ao uso de pressões próximas a atmosférica. Quanto maior a pressão de operação do equipamento, maior é a espessura da parede necessária, por exemplo, o que aumentará os custos e é contabilizado com um maior valor para F_{BM}. Da mesma forma, no caso de fluidos que requerem materiais de maior proteção à corrosão e, portanto, mais caros, como aço inoxidável, maior será o valor para F_{BM}. Além do ajuste para as condições requeridas de tipo de equipamento, de pressão e de material, o fator do *bare module cost* também contabiliza os itens de custo adicionais ao valor de compra do equipamento apresentados na Tabela A4.1.

Tal procedimento para o cálculo do *bare module cost* foi automatizado por Turton et al. (2012) através do *software* CAPCOST, desenvolvido em uma planilha MS Excel e que foi utilizado neste projeto. Com este programa, o usuário insere os dados relativos a cada equipamento de tipo específico, de capacidade (como área de troca térmica de trocadores de calor, altura e diâmetro de vasos, potência de compressores e bombas), de material a ser utilizado e de pressão de operação, além do valor de CEPCI no ano que se deseja trabalhar o projeto.

Neste trabalho, o procedimento do dimensionamento dos equipamentos ao cálculo do *bare module cost* foi realizado para todos os equipamentos principais envolvidos nas plantas de captura e sequestro de carbono. Para as plantas de geração termelétrica, sejam de ciclo simples ou ciclo combinado, devido às particularidades dos equipamentos envolvidos, como a turbina a gás e o sistema de recuperação de calor e geração de vapor, foram utilizados valores de mercado para a instalação de seus *skids*. O relatório da empresa de consultoria Forecast International (2010) apresenta a faixa de preço para instalação de *skids* turbinas a gás GE LM2500+G4, utilizada nas simulações deste trabalho, assim como o valor para o *skid* de ciclo combinado para a família de modelos GE LM2500. Para os valores apresentados pela Forecast International (2010), no caso do *skid* de turbinas a gás GE LM2500+G4, foi utilizado o valor médio da faixa de custo indicada (12,25 milhões de dólares), enquanto para o *skid* do ciclo combinado dos modelos GE LM2500 foi utilizado o limite superior da faixa (26,5 milhões de dólares), uma vez que o modelo GE LM2500+G4 é o mais caro dentro da família (FORECAST INTERNATIONAL, 2010).

Tabela A4.1: Fatores que afetam o FCI de plantas químicas
Fonte: Machado, 2012, adaptado de Turton et al., 2009

Fator associado com a instalação do equipamento	**Descrição**
Custos diretos do projeto	
a. Preço f.o.b. do equipamento (f.o.b.= *free on board*)	Custo do equipamento comprado no fabricante.
b. Materiais necessários para instalação	Incluem todas as tubulações, isolamento térmico, suporte estrutural, instrumentação, e pintura associada ao equipamento.
c. Mão de obra para instalar o equipamento	Mão de obra associada com a instalação do equipamento e materiais citados nos itens (a) e (b).
Custos indiretos do projeto	
a. Frete, seguro e impostos	Inclui todos os custos com transporte dos equipamentos e materiais para o local da planta e custos com seguro e impostos.
b. Overhead de construção	Inclui todos os benefícios adicionais, tais como: férias, licença médica, aposentadoria, seguro desemprego, salários e despesas gerais com pessoal de supervisão.
c. Custo com engenharia	Inclui salários e despesas gerais para engenharia e gestão de projetos.
Contingência e taxas	
a. Contingência	Fator para cobrir circunstâncias imprevistas, tais como: perda de tempo devido a greves, pequenas mudanças no design e aumento de preços não previstos.
b. Taxa da contratante	Esta taxa varia dependendo do tipo de planta e de uma variedade de outros fatores.
Instalações auxiliares	
a. Desenvolvimento local	Inclui a compra de terras, escavação do local, instalação de água, eletricidade e sistema de esgoto.
b. Prédios auxiliares	Inclui os escritórios de administração, salas de controle, armazéns e edifícios de serviços.
c. Utilidades e Off-sites	Envolve a estocagem de matéria-prima e de produto final, instalações para carga e descarga de produtos, todos os equipamentos necessários para fornecer as facilidades requeridas para o processo (por exemplo, água de refrigeração, geração de vapor, sistema de distribuição de combustíveis, entre outros).

Para o ciclo simples deste trabalho foi considerado o valor de quatro turbinas a gás, já que são três em operação e uma *spare*. Já no caso do ciclo combinado, diferentemente do que é retratado pelo sistema CC 2:1:1, selecionado neste trabalho, os dados apresentados pela Forecast International (2010) estão relacionados a um ciclo com uso de HRSG com pressão múltipla e uma turbina a vapor, também com pressão múltipla. Entretanto, o HRSG retratado já não apresenta o sistema *by-pass*, que se assemelha ao sistema OTSG, e a turbina a vapor com

múltiplas pressões foi assumida como custo aproximado ao de uma única turbina a vapor de maior potência e sua *spare*, como é o caso do CC 2:1:1, que apresenta duas turbinas a gás em paralelo para um único sistema a vapor. Logo, para o cálculo do sistema CC 2:1:1 foi considerado o valor do ciclo combinado da família GE LM2500 somado ao valor de duas turbinas a gás GE LM2500+G4, já que possui duas turbinas a gás em paralelo em operação e uma turbina *spare* extra. Além disso, os valores foram também ajustados para o ano base do projeto com o uso de CEPCI de acordo com a Equação 5.3.2. Os custos finais encontrados foram considerados equivalentes aos custos de módulo nulo na metodologia de Turton et al. (2012).

Tendo os valores para os custos de módulo nulo para cada equipamento, incluindo os dos sistemas de geração elétrica, é calculado o custo total dos módulos. O custo total dos módulos é o termo designado para alterações ou expansões pequenas a média em um local de operação já existente. Para estimá-lo, é necessário contabilizar outros custos além dos diretos e indiretos já contabilizados em cada *bare module cost* de cada equipamento. Ele é dado pela soma de cada custo de módulo dos equipamentos multiplicada por um fator de 1,18, relacionado a custos extras de contingência e de taxas, sendo considerados apropriados, por Turton et al. (2012), uma média de 15% e 3%, respectivamente, para sistemas bem conhecidos, como os estudados neste projeto. Portanto, o custo total dos módulos pode ser calculado de acordo com a Equação A4.1.4.

$$C_{TM} = 1{,}18 \times \sum_{i=1}^{n} C_{BM,i} \qquad \text{(A4.1.4)}$$

onde C_{TM} representa o custo total dos módulos e $C_{BM,i}$ representa o custo de módulo nulo para cada um dos n equipamentos a serem inseridos na planta.

Neste trabalho, o cálculo do FCI das plantas foi relacionado ao valor de custo total dos módulos, uma vez que a facilidade, que é a própria plataforma FPSO, já é considerada existente, ou seja, as plantas propostas são anexas a FPSO já construída. Logo, custos adicionais a uma facilidade nova como desenvolvimento do local de operação e construção de prédios auxiliares não são aqui considerados.

No procedimento apresentado, os custos estimados com base na metodologia de Turton et al. (2012) estão atribuídos a casos de plantas *onshore*. Para o caso de planta *offshore* como é tratado neste trabalho, ainda são considerados custos adicionais relacionados a complexidade de instalação e manutenção nestas condições. Segundo Araújo et al. (2016), a intensificação de custo relacionada a implantação de uma planta em uma unidade FPSO de águas ultra-profundas

pode ser aproximada ao dobro da estimativa de custo para a mesma planta *onshore*, conforme apresentado na Equação A4.1.5.

$$CAPEX_{offshore} = 2 \times CAPEX_{onshore} \quad \text{(A4.1.5)}$$

A estimativa de custo de capital é baseada, portanto, em premissas norte-americanas. Um fator de nacionalização pode ser utilizado para aproximar os custos de FCI encontrados para a realidade brasileira. Wiesberg et al. (2017) utilizam o fator de 1,25 para a relação Brasil/EUA para ajuste dos custos de capital, baseados nos dados de 2016, mesmo ano base deste estudo, da Intratec (2016).

A4.2 Custo de Produção

O Custo de Produção (*Cost of Manufacturing*, COM) de uma planta está relacionado aos custos para operação diária desta, sendo expresso em dólares (ou outra unidade monetária) por unidade de tempo (Turton et al., 2009). Para o cálculo do COM é necessário conhecer o PFD da planta e suas devidas informações de correntes e processos, o FCI da planta e o número estimado de operadores necessários.

Os principais fatores que afetam o custo operacional podem ser agrupados em três grupos: custos diretos de produção, custos fixos de produção e gastos gerais. Os primeiros representam custos que variam direta e proporcionalmente com a taxa de produção, como fluxo de matéria-prima e utilidade. O segundo representam os custos operacionais que independem de variações na taxa de produção, como depreciação e seguro da planta. E o último está relacionado a custos atividade administrativas e gerenciais que não afetam diretamente o processo e raramente variam com a taxa de produção (TURTON et al., 2012). Tais custos e suas principais segmentações são apresentados na Tabela A4.2.

Pela Tabela A4.2 é possível observar que o COM será um valor relacionado aos custos de matéria-prima, de tratamento de efluentes, de utilidade, de mão-de-obra e ao FCI. Logo, Turton et al. (2009) sumarizam a relação do COM com esses fatores em uma única equação conforme apresentado na Equação A4.2.1.

$$COM = 0{,}18 \times FCI + 2{,}73 \times C_{OL} + 1{,}23 \times (C_{UT} + C_{WT} + C_{RM}) \quad \text{(A4.2.1)}$$

Tabela A4.2: Fatores que afetam o COM. Fonte: Turton et al., 2009

Fator	Faixa típica de multiplicação dos fatores
Custos diretos de produção	
a. Matérias-primas (C_{RM})	C_{RM}
b. Tratamento de efluentes	C_{WT}
c. Utilidades	C_{UT}
d. Mão de obra	C_{OL}
e. Trabalho de supervisão e de escritório	$(0{,}1 - 0{,}25) \times C_{OL}$
f. Manutenção e reparo	$(0{,}02 - 0{,}1) \times CAPEX$
g. Suprimentos operacionais	$(0{,}002 - 0{,}02) \times CAPEX$
h. Taxas de laboratório	$(0{,}1 - 0{,}2) \times C_{OL}$
i. Patentes e royalties	$(0 - 0{,}06) \times OPEX$
Custos fixos de produção	
Depreciação	$0{,}1 \times CAPEX$
Impostos locais e seguro	$(0{,}014 - 0{,}05) \times CAPEX$
Despesas gerais da planta	$(0{,}5 - 0{,}7) \times (item\ 1d + item\ 1e + item\ 1f)$
Gastos gerais	
Custos de administração	$0{,}15 \times (item\ 1d + item\ 1e + item\ 1f)$
Custos de distribuição e venda	$(0{,}02 - 0{,}2) \times OPEX$
Pesquisa e desenvolvimento	$0{,}05 \times OPEX$

Para o cálculo do custo da matéria-prima (C_{RM}), foram considerados o gás natural a ser queimados nas turbinas e a água de *makeup* para o solvente. Como nas simulações não houve a necessidade de makeup de MDEA/PZ, não foi considerada nos cálculos. Entretanto, ainda que seja necessária uma reposição do solvente de tempos em tempos por possíveis perdas no processo não consideradas nas simulações, como a decomposição das aminas, foi considerado que não haveria uma variação considerável no COM uma vez que grande parcela do custo de matéria-prima se reflete no gás natural. Araújo et al. (2016) apresentam essa proposta para uma planta de CCS com uso de MDEA/PZ mesmo considerando apenas o gás natural consumido por este planta, o que é apenas uma parcela do que é consumido nas propostas de PFD apresentadas neste trabalho. Apesar disso, foi calculado o custo para a água de processo devido a necessidade de pequenas quantidades de água do solvente perdidas durante o processo de

regeneração. Para isso, foi considerado o custo para água de processo apresentado por Turton et al. (2009). Esse valor foi estimado para o ano de 2009 em base norte-americana, logo foi ajustado para 2016 considerando a inflação dos EUA neste período de 11,9% (US INFLATION CALCULATOR, 2018), chegando ao valor aproximado de 0,08 US$/t, e foi considerado igual valor para o Brasil, uma vez que seu custo está mais atrelado à captação.

O custo do gás natural, para padrão internacional, foi baseado no valor médio do *Henry Hub Spot Price* para o ano de 2016, que contabiliza 2,52 US$/MMBTU e é utilizado como referência de valor de gás natural nos Estados Unidos (EIA, 2018a; API, 2014). O valor para o *Henry Hub Spot Price* é baseado no poder calorífico superior ou *high heating value* (HHV) do gás natural, que inclui a energia da condensação de produtos da combustão, isto é, considera o total de energia bruta de um combustível (EIA, 2018b; INTEGER, 2013). A diferença entre os preços expressados em poder calorífico inferior, que não considera a energia de condensação, e o superior é cerca de 10% (INTEGER, 2013).

Já para o cálculo do COM no cenário brasileiro, foi utilizado o valor do gás natural comercializado para as distribuidoras de gás do país, conforme apresentado pelo Ministério de Minas e Energia (2017) para o final do ano de 2016. Este valor foi assumido o mais próximo de um preço de venda do gás natural minimamente processado pelas operadoras de óleo e gás, considerado similar ao valor do *Henry Hub Spot Price*. Foi realizada uma média dos dois valores médios apresentados para o país, que representam o valor original e renegociado que passaram a valer a partir de dezembro de 2016 (MME, 2016), chegando ao valor médio final de 6,28 US$/MMBTU.

Para o custo de utilidades, foi considerado o custo para água de resfriamento apresentado por Turton et al. (2012). Apesar de o custo estar relacionado a uma planta *onshore* e a planta *offshore* usualmente requerer maior complexidade de suas instalações e, portanto, maior custo, foi considerado o uso deste valor pertinente uma vez que tal fato pode ser compensado pela alta disponibilidade e facilidade de captação de água do mar, utilizada como utilidade fria. O custo apresentado por Turton et al. (2012) para a água de resfriamento foi de 0,0148 US$/$m^3$ para o ano de 2012, em base norte americana. Logo, para ajuste deste custo, foi utilizado o valor da inflação norte-americana entre esses anos, que foi de 4,5% (US INFLATION CALCULATOR, 2018), chegando ao valor de 0,016 US$/$m^3$. Novamente, foi considerado que o custo está atrelado apenas a sua captação, que seria similar ao caso brasileiro.

Para o cálculo do custo da mão-de-obra deve-se contabilizar a quantidade de operadores necessários para a planta. Tal estimativa é realizada a partir Equações A4.2.2 e A4.2.3 apresentada por Turton et al. (2012).

$$N_{OL} = \left(6{,}29 + 31{,}7 \times P^2 + 0{,}23 \times N_{np}\right)^{0{,}5} \quad \text{(A4.2.2)}$$

$$N_{OP} = 4{,}5 \times N_{OL} \quad \text{(A4.2.3)}$$

onde N_{OL} representa o número de operador por turno, P representa o número de etapas de processo envolvendo sólido, N_{np} representa o número de equipamentos envolvendo operações de compressão, transferência de calor, mistura e reação e N_{OP} representa o número total de operadores necessários à planta.

O valor de 4,5 da Equação A4.2.3 representa o número de operadores equivalentes a uma posição de operador necessária a planta. O regime de trabalho de operadores *offshore* difere daquele *onshore*, além de serem contabilizados adicionais referentes a periculosidade, trabalho noturno, sobreaviso e repouso alimentação. Contratos de acordos coletivos são realizados para estabelecer tal percentual adicional sobre o salário base, equivalente a um regime *onshore*. Foi encontrado um valor recorrente de ~130% de adicional, principalmente vinculados a maiores empresa (SINDITOB, 2017a, 2017b, 2016). Para o salário base, foi considerada a remuneração com benefícios para técnicos de nível júnior, R$ 4.436,38 por mês (PETROBRAS, 2017b). Considerando 130% adicionais, 13 pagamentos mensais ao ano (adicionando-se o 13° salário) e uma conversão média de 3,26 real/dólar em 2016 (BANCO CENTRAL DO BRASIL, 2018), chega-se a um valor por operador aproximado de 40.690 US$/ano.

Para as plantas aqui analisadas, não foram considerados custos para tratamentos de efluentes, uma vez que não há geração de rejeitos que necessitam ser tratados. Além disso, foi considerada uma disponibilidade da planta de 8400 horas/ano, com base nos estudos de Reis et al. (2017) e Araújo et al. (2016), que apresentam plantas de captura por aminas e reinjeção de CO_2 também em plataformas FPSO.

Apêndice A5 – Normalização Linear

A normalização linear foi utilizada para convecção da Tabela 6.1, visando apresentar comparativamente os indicadores dos processos estudados em uma faixa de 0 a 1, onde quanto mais próximo a 1, melhor o processo em relação ao atributo avaliado. Para tal, os indicadores apresentados na Tabela 6.1 foram divididos em dois grupos. O primeiro corresponde aos indicadores de benefício ou positivos, que indicam que quanto maior for seu valor, melhor o seu resultado, sendo o valor máximo obtido dentre os processos avaliados o mais ideal (PAVLIČIĆ, 2000). Esses indicadores seriam as receitas adicionais. Por outro lado, o segundo grupo corresponde aos indicadores de custos ou negativos, que indicam que quanto menor for seu valor, melhor seu resultado, sendo o valor mínimo obtido dentre os processo avaliados o mais ideal (PAVLIČIĆ, 2000). Esses indicadores seriam todos aqueles de custo (consumo de gás natural, FCI, COM, $LCC_{\text{gás extra}}$, $LCC_{\text{óleo extra}}$, índice de custo de CO_2 evitado, índice de custo de CO_2 capturado), de emissões de CO_2 e de área requerida. Assim, as Equação A5.1 e A5.2 são utilizadas para normalizar linearmente em uma escala de 0 a 1 os indicadores positivos e negativos, respectivamente, dentre os processos estudados.

$$NI_j^k = \frac{I_j^k - I_{min}^k}{I_{max}^k - I_{min}^k} \quad \text{(A5.1)}$$

$$NI_j^k = \frac{I_{max}^k - I_j^k}{I_{max}^k - I_{min}^k} \quad \text{(A5.1)}$$

Onde, k se refere ao indicador a ser normalizado, j se refere ao processo que apresenta o valor I_j^k, e I_{max}^k e I_{min}^k são o maior e o menor valor do indicador k dentre os processos avaliados, respectivamente.

Apêndice A6 – Trabalho completo aprovado para congresso

Este apêndice apresenta o trabalho completo submetido e aprovado para o 4° Congresso Brasileiro de CO_2 nas Indústrias de Óleo, Gás e Biocombustíveis, a ser promovido na cidade do Rio de Janeiro, Brasil, no período de 28 a 29 de junho de 2018. Tal trabalho foi produzido a partir das pesquisas promovidas ao longo do curso desta dissertação e tem como título: "*Integration of post-combustion capture and reinjection plant to ower generation cycle using CO_2-rich natural gas on offshore oil and gas installation"*.

4° Congresso Brasileiro de CO_2 na Indústria do Petróleo, Gás e Biocombustíveis

Promoção e Organização: ibp

IBP0064_18

INTEGRATION OF POST-COMBUSTION CAPTURE AND REINJECTION PLANT TO POWER GENERATION CYCLE USING CO_2-RICH NATURAL GAS ON OFFSHORE OIL AND GAS INSTALLATION

Raquel de Pádua Fernandes Silva[1], José Luiz de Medeiros[2], Ofélia de Queiroz Fernandes de Araújo[3]

Copyright 2018, Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis - IBP
Este Trabalho Técnico foi preparado para apresentação no 4° Congresso Brasileiro de CO_2, 2018, realizado no período de 28 a 29 de junho de 2018, no Rio de Janeiro. Este Trabalho Técnico foi selecionado para apresentação pelo Comitê Técnico do evento, seguindo as informações contidas no trabalho completo submetido pelo(s) autor(es). Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões do Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis, Sócios e Representantes. É de conhecimento e aprovação do(s) autor(es) que este Trabalho Técnico seja publicado nos Anais do 4° Congresso Brasileiro de CO_2.

Resumo

A geração elétrica por turbinas a gás representa uma das principais fontes de emissões de CO_2 em instalações de óleo e gás *offshore*. Para o processamento de gás natural (GN) rico em CO_2 (44%molar) de campos de águas ultra-profundas, a elevação do teor de carbono impõe um desafio extra para mitigação das emissões. A integração de um processo pós-combustão de captura e sequestro de carbono (CCS) destinando o CO_2 para recuperação avançada de petróleo (EOR) representa uma alternativa para redução de emissões enquanto propicia o aumento da produção de óleo. A tecnologia de captura de carbono mais indicada para gases exaustos consiste na absorção química, que requer alta demanda energética. Apesar do uso predominante de ciclo simples para geração elétrica em plataformas, os ciclos combinados propiciam menores emissões de CO_2, além de possibilitarem uso do vapor produzido como fonte de calor para o refervedor da planta de captura. Para avaliar o uso do GN rico em CO_2 para geração elétrica, foi considerado um processo de pré-condicionamento do gás, conforme estudos de Arinelli et al. (2017), para ajuste de pontos de orvalho de água e de hidrocarbonetos e para redução parcial de CO_2 ($\%CO_2 \approx 20\%$). O GN pré-tratado foi investigado como combustível para diferentes configurações de ciclo de potência utilizando turbinas a gás GE LM2500+G4, apropriadas para a produção *offshore*. Dois ciclos combinados e um ciclo simples, utilizado como caso base, foram simulados no *software* Aspen HYSYS e comparados em termos de *footprint*, peso, potência, eficiência e emissões de CO_2. O ciclo combinado CC 2:1:1, contendo duas turbinas a gás, um sistema de geração de vapor por recuperação de calor em passe único (OTSG) e uma turbina a vapor, apresentou os resultados mais favoráveis, tendo 53% de eficiência, emissões

de 476,8 gCO_2/kWh e apenas ~10% de aumento no *footprint* e peso em comparação com o ciclo simples. Integrados a planta de CCS, que inclui unidade de absorção química (MDEA/piperazina) e sequência de estágios de compressão e resfriamento, ambos CC 2:1:1 e ciclo simples foram capazes de fornecer calor suficiente para o processo de captura e reduzir substancialmente as emissões, atingindo 241 gCO_2/kWh e 250,5 gCO_2/kWh, respectivamente, sem grandes impactos na eficiência total do processo. O CC 2:1:1 acoplado a planta de CCS apresentou maior eficiência total, apesar da maior perda devido a integração energética, além de potencial menores peso e *footprint* em comparação com o respectivo case base utilizando ciclo simples. Os resultados evidenciam as vantagens do uso de ciclo combinado para geração elétrica *offshore* integrado energeticamente com a planta de CCS, especialmente em processamento de GN com alto teor de CO_2, propiciando redução das emissões e EOR sem ter impactos significativos no ciclo de potência.

Abstract

The electrical generation by gas turbines represents one of the main sources of CO_2 emissions in offshore oil and gas installations. For CO_2 rich (44%mol) natural gas (NG) from ultra-deepwater fields processing, the elevated carbon content imposes an extra challenge to mitigate the emissions. The integration of a carbon capture and storage (CCS) post-combustion process which destines the CO_2 for enhanced oil recovery (EOR) represents an alternative for the emissions reduction while propitiates an increased oil production. The most indicated carbon capture technology for exhaust gases is the chemical absorption, which requires high energetic demand. Despite of the predominant use of simple cycle for electrical generation in platforms, the combined cycles propitiate lower CO_2 emissions, besides enabling the use of the produced steam as a source of heat for the reboiler of the capture plant. To evaluate the use of CO_2 rich NG for electrical generation, a gas pre-conditioning process was considered, according to Arinelli et al. (2017) studies, for water and hydrocarbon dew points adjustment and for partial CO_2 reduction ($\%CO_2 \approx 20\%$). Pretreated NG was investigated as fuel for different power cycle configurations using the GE LM2500+G4 gas turbines, appropriated for offshore production. Two combined cycles and a simple gas cycle, used as base case, were simulated using Aspen HYSYS software and compared in terms of footprint, weight, power, efficiency and CO_2 emissions. The combined cycle CC 2:1:1, including two gas turbines, an once-through heat recovery steam generator (OTSG) and a steam turbine, presented the most favorable results, having 53% efficiency, 476.8 gCO2/kWh emissions and ~10% footprint and weight increase

when comparing to the simple gas cycle. Integrated to the CCS plant, which includes a chemical absorption unit (MDEA/piperazine) and a sequence of intercooled stages of compression, both CC 2:1:1 and simple cycle were capable to provide enough heat to the capture process and to substantially reduce the emissions, reaching 241 gCO_2/kWh and 250.5 gCO_2/kWh, respectively, without great impacts on the process total efficiency. The CC 2:1:1 coupled to the CCS plant presented higher total efficiency, despite the greater loss due to the energetic integration, besides potential lower weight and footprint when comparing to respective base case using simple cycle. The results highlight the advantages of using combined cycle for offshore electrical generation energetically integrated with a CCS plant, especially for high CO_2 content NG processing, enabling emissions reduction and EOR without having significant impacts on the power cycle.

1. Introduction

The associated gas extracted from the Brazilian ultra-deepwater oil and gas fields, known as pre-salt fields, presents high gas to oil ratio (GOR) and high CO_2 content, imposing a challenge in its processing. In particular, the Libra field, discovered in 2011 and estimated with a total area of 1500 km^2, contains a GOR of 440 m^3/m^3 and a produced gas with $\%CO_2 \approx$ 44%mol (Araújo et al., 2016; Comissão de Minas e Energia, 2015; PPSA, 2015). The particularities of the Libra field instigate opportunities for research and innovation in order to surpass these challenges, imposing the need for technological development.

Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) vessels are the main type of platform used for ultra-deepwater exploration and production, especially in Brazil (Reis et al., 2017; Araújo et al., 2016). A usual destination of the produced natural gas in FPSOs is its use as fuel to supply electricity to the production plant. The oil and gas sector requires special needs when it comes to offshore electrical generation, such as availability, reliability, high power to weight ratio, restricted area requirements and easy maintenance and repair. Often, simple gas cycle are preferred for the electrical generation on platforms, due to its potential smaller footprint and weight (Bimüller and Nord, 2015; Pereira et al., 2015; Flatebø, 2012). Despite of the predominant use of simple cycle, the combined cycles (CC) propitiate higher efficiencies and lower carbon emissions and have been widely studied as an alternative path for offshore electrical generation (Følgesvold et al., 2017; Ruá et al., 2017; Song et al., 2017; Bimüller and Nord, 2015; Nord and Bolland, 2013; Flatebø, 2012). In a CC, as exhaust gases of the gas cycle are used as heat source for the steam generation, it produces a higher power for the same

quantity of fuel burned, when comparing to a simple cycle, generating less CO_2 emissions per power produced. Because of its potential higher weight and footprint, CC is usually design with a single-pressure steam cycle for offshore applications, even if it is not its most efficient configuration (Bimüller and Nord, 2015; Nord and Bolland, 2013, 2012; Flatebø, 2012). Likewise, the Once-through Heat Recovery Steam Generator (OTSG) is an alternative technology to produce the hot pressurized steam through the heat transfer between the exhaust gas and the working fluid of the steam cycle requiring ~25% less weight when comparing to the conventional technology, Heat Recovery Steam Generator (HRSG), and it has being largely studied for offshore CC applications, such as FPSOs electrical generation (Følgesvold et al., 2017; Song et al., 2017; Nord and Bolland, 2013, 2012).

A commercial NG is known as the cleanest fossil energy source for power generation (de Miranda, 2012). However, a CO_2 rich NG presents a greater polluting potential, even using a pre-conditioning process to partially reduce the CO_2 content. Anyway, using a poor or a rich CO_2 NG, the exhaust gases derived from electrical generation by gas turbine (GT) cycles represent one of the main sources of CO_2 emissions in offshore oil and gas installations (Nord et al., 2017). The intensification of environmental laws and policies, such as carbon taxation, leads to the design of processes with emission reduction (Araújo and de Medeiros, 2017; La Rovere, 2017). Despite the substantial reduction of emission by using CC power plants instead of a simple cycle one, a significant amount of CO_2 is still released on these processes (Nord and Bolland, 2013). Technological alternatives that have gained greater visibility in recent years to reduce environmental impact of stationary emitters, such as power plants, are Carbon Capture and Storage (CCS) and Carbon Capture and Utilization (CCU) (Al-Mamoori et al, 2017; Biliyok et al., 2015). CCS technologies are at a more advanced stage of maturity when compared to CCU technologies (Araújo and de Medeiros, 2017). Furthermore, regarding offshore CO_2 reduction of produced NG, the main destination of the rich CO_2 stream is the reinjection aiming the enhanced oil recovery (EOR) (Araújo et al., 2016; Gozalpour et al., 2005).

CO_2-EOR provides the reduction of oil viscosity and density, improving its flow and increasing its lift. Thus, it promotes a cash flow for the captured carbon, enhancing the oil recovery by 1-3 bbl of oil per ton of injected CO_2 (Araújo et al., 2016; Luu et al., 2016; Global CCS Institute, 2013). As carbon storage, CO_2-EOR enables about 60% of the injected CO_2 to be permanently stored in the reservoir (Gozalpour et al., 2005). It is proven the benefit of the premature CO_2-EOR application in the Brazilian pre-salt oil fields, having better CO_2 storage capacity and better economic viability (Malone et al., 2014). Thus, the integration of a CCS

post-combustion process, which destines the CO_2 as fluid for EOR, to an offshore power cycle represents an alternative for the CO_2 emissions reduction while propitiates an increased oil production.

Regarding the carbon capture system, different technologies are usually applied, but some of them stand out for their diffusion and maturity, besides presenting projects of large or commercial scale, such as chemical absorption, physical absorption, membrane permeation and cryogenic distillation (Al-Mamoori et al, 2017; Araújo and de Medeiros, 2017). Chemical and physical absorptions are the most indicated technologies for exhaust gas carbon capture, being suitable for post-combustion process conditions as low CO_2 partial pressure and high gas flow (Leung et al., 2014; Olajire, 2010; Rochelle, 2009). Both processes present themselves as mature in NG processing and more feasible for post-combustion commercial application, having great availability and experience gained through multiple previous industrial applications, as well as good capture efficiency (Araújo and de Medeiros, 2017; Windén et al., 2011; Rochelle, 2009). However, both technologies exhibits challenges regarding their application. The chemical absorption requires high capture and heat ratios, that means, great quantity of solvent is needed to capture certain amount of CO_2 as well as elevate quantity of heat is required to regenerate this solvent; while the physical absorption presents a process with low selectivity for CO_2 capture, compromising the CO_2 content on the captured stream for CO_2-EOR purposes (Olajire, 2010; Leung et al., 2014).

Several works indicates the main use of chemical absorption for capture the CO_2 from exhaust gases of offshore power cycles (Nord et al., 2017; Biliyok et al., 2015; Hetland et al., 2009). In addition, lower capture and heat ratios in the chemical absorption process can be achieved by using more complex and stable solvents such as MDEA with piperazine (Closmann et al., 2009). Also, the high heat load required can be supplied by energetically integrating the power plant to the CCS plant (Al-Mamoori et al, 2017). For a simple gas cycle, the high temperature exhaust gases could supply energy for heating the reboiler steam. As for a CC, a hot steam to heat the reboiler could be achieve by increasing the outlet steam turbine (ST) pressure, known as back-pressure ST, or by using a extraction ST, that enables a partial steam extraction at a higher temperature and pressure than turbine exit stream. Both configurations reduces the steam cycle potential of power generation, once a lower turbine outlet pressure as well as a higher steam flow through the turbine promotes a greater power generation. A back-pressure ST configuration suppresses a greater power generation potential when comparing to an extraction ST. However, the first is preferred for offshore applications, exhibiting less weight than extraction ST (Følgesvold et al., 2017; Nord et al., 2017).

In this work, it is analyzed the integration of a power plant to a CCS plant in a FPSO in order to supply energy to the exploration and production plant with reduced emissions, besides providing an extremely rich CO_2 stream to CO_2-EOR. The novelty of this work lies mainly on the CO_2 rich (44%mol) NG to be processed, as it is found on the Libra field. Considering a pre-conditioning process that reduces the CO_2 content (Arinelli et al., 2017), the pretreated natural gas was then investigated as fuel for two different power combined cycle configurations, as well as for a simple cycle as base case. The most suitable CC and the simple cycle were simulated coupled to a CCS plant, including a chemical absorption (MDEA/piperazine) unit to treat exhaust gas and a sequence of intercooled stages of compression for CO_2-EOR purposes. Heat integration was designed for both power plants coupled to the CCS system to provide the high energy required by the reboiler. Each capture system was optimized regarding the maximum supplied heat and the final plants were evaluated by total efficiency and power, footprint, weight and CO_2 emissions.

2. Methodolody

The work is focused on carbon dioxide emissions reduction considering a case study based on a FPSO electrical power generation using CO_2-rich NG. It involves the design and simulation of the power cycle and the CO_2 capture plant, as well as its conditioning system for EOR purposes. The simulations were conducted on Aspen HYSYS software. A 100 MW production limit was considered for all power cycles, as it is required by the Brazilian's environmental organization for electrical generation in FPSOs (IBAMA, 2018).

2.1. Associated natural gas pre-conditioning

To be used as a fuel for power generation, the associated NG was considered to be subject to a pre-conditioning process to adjust Water Dew Point (WDP) and Hydrocarbon Dew Point (HDP) and for partial CO_2 abatement, according to Arinelli et al. (2017) studies. The CO_2 rich (44%mol) associated gas was submitted to a WDP adjustment via TEG Absorption and a HDP Adjustment via Joule-Thomson Expansion (JTE), both conventional technologies. Supersonic separator was then used as an innovative technology for partial CO_2 removal, reaching %CO2 ≈ 20%. Arinelli et al. (2017) results for the pre-treated NG are shown on Table 1. The fuel used for the power cycle was based on these results.

Table 1. Pre-treated natural gas composition and conditions (Arinelli et al., 2017)

Temperature (°C)	25.0
Pressure (bar)	34.09
%CO_2 (%mol)	21.85
%CH_4 (%mol)	75.22
%C_2H_6 (%mol)	2.35
%C_3H_8 (%mol)	0.54
%i-C_4H_{10} (%mol)	0.03
%C_4H_{10} (%mol)	0.01

2.2. Power generation cycle design

The gas turbine GE LM2500+G4 was selected due to its widely reference for offshore application on literature, including Brazilian FPSOs (Riboldi and Nord, 2017; Araújo et al., 2016; General Electric, 2013; Flatebø, 2012). As an aeroderivative turbine, it presents high power to weight ratio, reduced footprint and easiness of maintenance and repair. As Aspen HYSYS do not present a specific system to simulate a GT, the equipment was designed as a combination of its basic components: an air compressor, a combustion chamber and an expander. The second was represented by a 100% conversion reactor with stoichiometric reactions. The system was validated by adjusting compressor and expander efficiencies and NG and air inlet flows in order to achieve the manufactures specifications, as described on the Table 2.

Table 2. Full Capacity Performance Parameters for GE LM2500+G4 (Flatebø, 2012)

Net generated power (MW)	32.6
Heat rate - LHV (kJ/kWh)	9398
Efficiency - LHV (%)	38.3
Pressure ratio	23.0
Exhaust gas flow (kg/s)	90.0
Exhaust gas temperature (°C)	526
Inlet turbine temperature (°C)	1288

As the GTs, the OTSG does not have a specific operation in Aspen HYSYS and it was adapted as a combination of heat exchanger and pumps for the CC simulations. Based on Flatebø (2012) e Følgesvold et al. (2017) studies, the parameters for equivalent OTSG system were specified as presented in Table 3.

Table 3. Parameters for OTSG system

Pressure level (bar)	24
Inlet water temperature (°C)	42
Generated steam temperature	470
(°C)	25
$\Delta T_{approach}$ (°C)	0.025
Hot stream pressure drop (bar)	
Cold stream pressure drop (bar)	0.05

Given the production restriction of 100 MW, the simulated power plants were designed to operate below but close to the limitation value. Therefore, to evaluate the feasibility of the combined cycles compared to the simple cycle for offshore application, the following scenarios were simulated:

- Three gas turbine simple cycles in parallel;
- Two CC in parallel with one gas turbine, one OTSG and one steam turbine each (CC 1:1:1);
- One CC with two gas turbines, one OTSG and one steam turbine (CC 2:1:1).

An extra gas turbine for each cycle and an extra steam turbine for each CC were considered for total footprint and weight estimations, regarding a need for substitution in a case of repair or maintenance.

2.3. CCS plant design

The carbon capture system comprises the amine absorption plant, using an aqueous MDEA with piperazine solution as solvent, based on Araújo et al. (2016) studies. The composition of the pure chemical solvent is shown in Table 4. The amine absorption plant consists mainly on absorber and regenerator towers, solvent recirculation, heat exchangers, rich amine pressurizing pump, poor amine depressurizing valve and solvent and/or water makeup,

if necessary. The captured CO_2 reinjection system includes a sequence of intercooled stages of compression and separator vessels in order to obtain an extremely concentrated and pressurized CO_2 stream. For CO_2-EOR purposes, the objective values of 300 bar stream pressure and <1 ppm water content were considered (Araújo et al., 2016).

Table 4. Pure solvent composition used in the simulations (Araújo et al., 2016)

Components	Mass fraction
MDEA	0.46
Piperazine	0.04
Water	0.49
CO_2	0.01

Figure 1 presents the flowchart for the CCS process. As absorber temperature was considered 35 °C (Araújo et al., 2016) and the exhaust gases present a higher temperature, a heat exchanger was considered before the column. The stream Qreb represents the heat supplied to the reboiler by energetically integrating the power plant. The CC was integrated by using a back-pressure ST on the steam cycle, providing the heat to the reboiler, while for the simple cycle was considered as a direct heat transfer on the reboiler between the GTs exhaust gases and the reboiler steam.

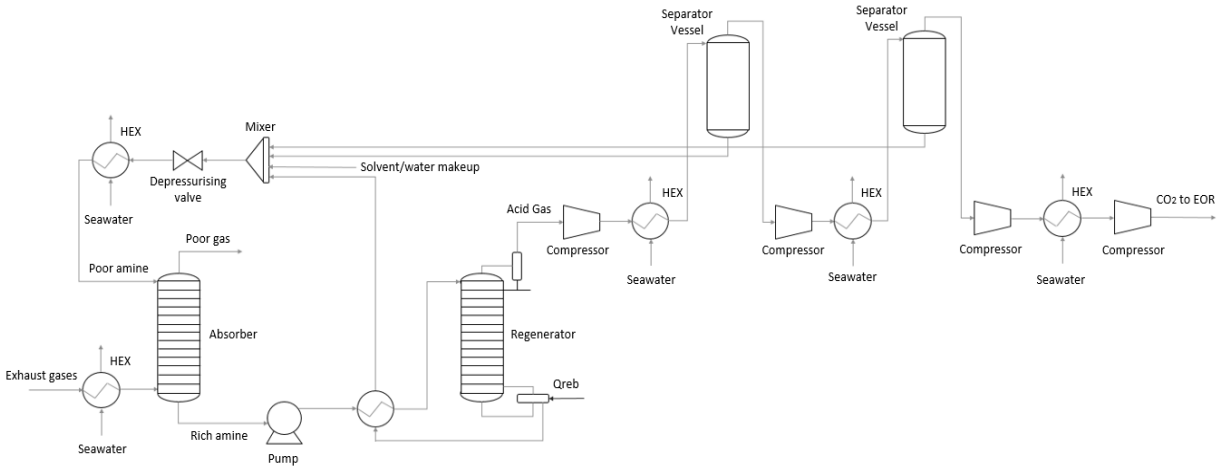

Figure 1. Flowchart of the simulated carbon capture and reinjection plant

Considering the heat provided to the reboiler for each plant, an analysis to find the close to optimal values for the absorption system was performed in terms of regenerator pressure, reboiler temperature and number of absorber and regenerator theoretical plates. The software KG-TOWER was used to find the diameter of the towers. The optimization considered limited values for the capture and heat ratios, being 10-15 solvent mass to CO_2 mass in exhaust gas and 3-4 GJ required by the reboiler to tons of CO_2 captured.

2.4. Additional assumptions

Base on literature, some assumptions were made to develop the simulations (Araújo et al., 2016; Cruz, 2016; Freeman, 2010; Branan, 2005; Mackenzie et al., 1987) and they are presented in Table 5.

Table 5. Assumptions adopted for the simulations

Ambient temperature (°C)	25.0
Ambient pressure (bar)	1.01
Air composition (%mass)	76.8 N_2/23.2 O_2
Cooling system	Subsea captured seawater
Inlet temperature cooling system (°C)	7.0
Outlet temperature cooling system (°C)	27.0
Expander efficiency – steam cycle (%)	85.0
Pump efficiency – steam cycle (%)	75.0
Heat exchanger shell pressure drop (kPa)	0.0
Heat exchanger tube pressure drop (kPa)	50.0
$T_{approach}$ - Heat exchanger (°C)	10.0
$T_{approach}$ - Reboiler (°C)	10.0
Theoretical plates efficiency (%)	33.3
Plates spacing (in)	20.0
Absorber maximum diameter (m)	4.0

3. Results and discussion

3.1 Power generation cycle simulations

The gas turbine simulation in Aspen HYSYS was validated by comparing the obtained parameters with the specified ones (Table 2) and both presented very similar values. The greatest variations were related to a 3% lower heat rate and a 7% lower inlet turbine temperature. These results are expected once the fuel used presents ~20% CO_2, which is known to decrease the NG heating value, while the parameters on Table 2 were measured considering a pure methane as fuel. Thus, the adapted GT simulation was considered valid. As a result, the inlet air flow was 87.3 kg/s and the inlet gas flow 2.9 kg/s. Regarding the CC configurations, the adaption developed to simulate the OTSG system cooled the exhaust gases to 149 °C, generating 11.74 and 23.47 kg/s of pressurized hot steam for CC 1:1:1 and CC 2:1:1, respectively.

The power plants final results are presented in Table 6. Both CC presented the same values for power, efficiency and emissions. This fact is a consequence of the assumption that there is no change in the ST performance by varying the inlet steam flow, which means, there is a proportional relation between the inlet steam flow and the power generated by the turbine. As the CC 2:1:1 presents two GTs in parallel, producing the double amount of steam flow, a double power generation is observed for the steam cycle. As the CC 1:1:1 is represented by two parallel cycles, having each one only one GT and half of the produced power for the steam cycle when comparing to the CC 2:1:1, it is expected that both CC presents the same values for the parameters related to generated power, emissions and fuel consumption, as observed.

Although a higher net produced power is observed for the simple cycle, once it is considered the 100 MW limit, the greater values for cycle efficiency and net produced power to fuel consumption ratio demonstrates the advantage of using CC for power generation. The expected CC efficiency, based on the Lower Heating Value (LHV), provided by the GE LM2500+G4 manufacturer (GE Power, 2016) is 54% and it is very similar to the results found. The small difference could be explained by the lower LHV on the fuel used in this work, derived from the high CO_2 content. The fact that less power needs to be consumed to produce the same amount of power by the CCs when comparing to the simple cycle reflects on the lower CC CO_2 emissions. When comparing to similar cycles simulations (Nord and Bolland, 2013; Flatebø, 2012), it is observed greater values found in this work for all cycles regarding the CO_2 emissions. These results were also expected once the burned fuel already contained a high %CO_2, which increases the challenge for the CCS plant operation, while other works

usually report the use of pure methane as fuel (Følgesvold et al., 2017; Ruá et al., 2017; Bimüller and Nord, 2015; Nord and Bolland, 2013; Flatebø, 2012).

Table 6. Results for power generation cycles simulations in Aspen HYSYS

Power cycle configuration	Simple cycle	CC 1:1:1	CC 2:1:1
Net produced power (MW)	97.5	87.4	87.4
Net produced power/fuel consumption (kWh/kg)	3.1	4.2	4.2
Efficiency - LHV (%)	39.4	53.0	53.0
CO_2 emissions/power (gCO_2/kWh)	641.0	476.8	476.8
Footprint/power (m^2/MW)	5.6	8.0	6.9
Weight/power (ton/MW)	11.6	14.9	12.8

The footprint and weight were calculated regarding the values for each parameter for a GT skid, an OTSG and a ST skid, including a condenser. The extras turbines were considered for the calculations. Data from the literature was applied considering the same model of GT operating under similar conditions (Bimüller and Nord, 2015), OTSG for the same application and using similar parameters (Nord and Bolland, 2012) and ST with similar application and power generated (Siemens, 2018; Nord and Bolland, 2013). The footprint calculation did not considered the OTSGs area, once it was assumed that the arrangement of the plants would consist of placing them above the GTs, based on Bimüller and Nord (2015) studies. For the ST, according to Flatebø (2012), it was assumed that greater steam cycles present a higher power to weight ratio and therefore a ST of about 11 MW (CC 1:1:1) would have the same weight of a 22 MW one (CC 2:1:1). An assumption of similar area was also applied for the ST skid and a 35 MW turbine was considered for the calculations (Siemens, 2018). It should be emphasized that the results found are an approximation in order to develop a qualitative analysis to choose the most appropriate CC to the application studied. According to the results on Table 6, the CC 2:1:1 configuration was chosen to be evaluated with a coupled CCS plant, as well as the simple cycle, as a base case.

3.2 Combined cycle CO_2 emissions reduction: Coupled CCS plant results

For the chosen CC (CC 2:1:1), the capture ratio and the CO_2 flow in the exhaust gases to be treated result on a maximum indicated solvent flow of 625 ton/h. Initially, a base case was simulated resulting on an exhaust gas CO_2 content reduction from 4.2% to 2.0% by using the following values for the CCS plant parameters: 130 °C for the reboiler temperature; 14 and 10 theoretical plates for the absorber and the regenerator, respectively; 3 bar for the regenerator pressure and 625 ton/h for the solvent flow.

In order to evaluate the close to optimal regenerator pressure in terms of solvent flow and heat required by the reboiler, this parameter was varied while maintaining the other variables fixed at the values mentioned. An objective of fixed $\%CO_2$ on the poor gas (2%) was also considered. The pressure varied from 1.25 bar to 4.25 bar and the results are presented on Figure 2. A low regenerator pressure favors the amine recovery process, requiring less solvent flow for the same capture rate. However, a lower pressure also resulted on less water recuperated as liquid on the regenerator, reducing the bottom stream flow. Consequently, the inlet rich amine temperature had to be decreased as less heat is provided by the bottom stream. Thus, the reboiler needs to be supplied by greater heat to keep its temperature at 130 °C, as it is observed on Figure 2. Regarding the capture and heat ratios, the only pressures that provided results inside their limits were 2.75 bar and 3 bar. Although these values result in different heat requirements by the reboiler, both provide the same steam cycle power loss of 12.1 MW, which correspond to more than 50% of the generation potential of the simulated steam cycle, once the expansion at lower pressures results in the greatest portion of energy generated by the turbines. Both processes required the outlet steam turbine pressure to be elevated to 3.62 bar, resulting on a stream of 244.3 °C with sufficient temperature to heat the reboiler. Therefore, the regenerator pressure was set at 2.75 bar, once it requires less solvent flow.

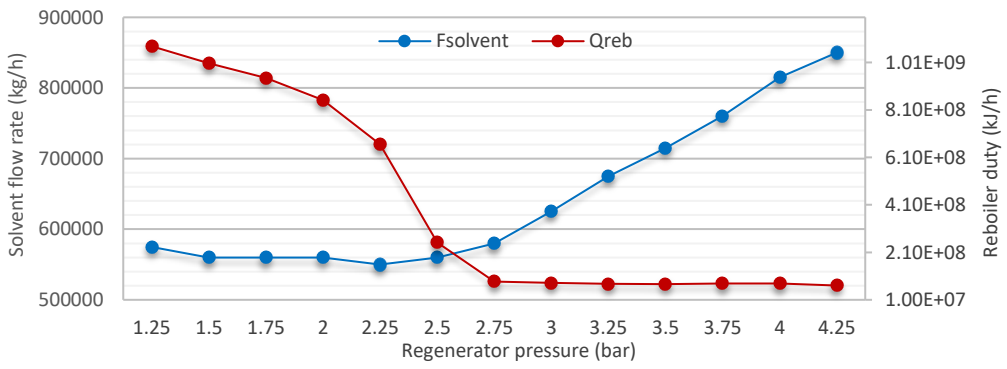

Figure 2. Solvent flow rate and reboiler duty as a function of regenerator pressure

Similar simulations were carried to analyze the close to optimal values for other parameters. Lower reboiler temperatures were evaluated, once a higher one could result in amine degradation and higher heat demand. A reduction to 125 °C entailed an increase in solvent flow beyond the limit determined by the capture ratio, while no benefits on power loss were observed. The reboiler temperature was kept as 130 °C.

The next step was to evaluate the reduction of the number of theoretical plates in the absorber and, consequently, its height. The target of 2% CO_2 content in the poor gas composition was maintained, resulting on a higher solvent flow rate for each plate removed. Therefore, it was limited that the absorber would be reduced until the indicated upper limit for the amine flow of 625 t/h is reached, resulting in the graph of Figure 3. The minimum value found was 10 theoretical plates and no additional power loss was observed with the absorber reduction until this value. The column was dimensioned using the KG-TOWER software, obtaining the absorber diameter. Considering the maximum diameter for each tower (Table 5), five columns in parallel should be considered to treat all the exhaust gases, wheter 10 or 14 theoretical plates are used. Thus, the number of theoretical plates was defined as 10 and the each tower height was calculated as 14.7 m, considering sieve trays, or as 5.5 m, considered a pall rings packing (Branan, 2005).

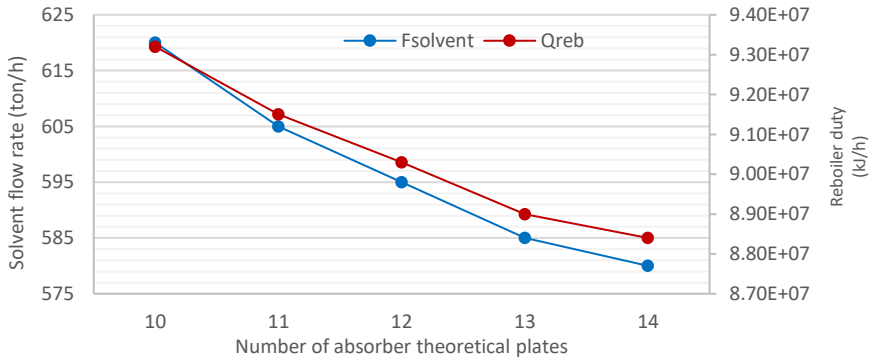

Figure 3. Solvent flow rate and reboiler duty as a function of number of absorber theoretical plates

The number of regenerator theoretical plates was also evaluated. The tower was reduced in height until it reaches the minimum $\Delta T_{approach}$ for the amines heat exchanger, which corresponded to 7 theoretical plates. However, this reduction also leads to a higher reboiler duty from 9.32×10^7 kJ/h to 1.37×10^8 kJ/h. Despite of the heat increase, it is still possible to supply

the energy by the turbine output stream at 3.62 bar, since there is not enough heat transfer to condense the entire steam cycle stream.

Finally, considering the power losses to supply the reboiler heat and the energy for the reinjection system compressors and capture plant pumps, a net power production of 70.9 MW results from the entire CC power plant coupled to the CCS plant. Considering the final 2% CO_2 content in the poor gas, emissions of 241 gCO2/kWh are observed. A higher emissions reduction would require a greater solvent flow rate, above of the capture ratio indicated, or a bigger absorber by using around 30 theoretical plates, what was not considered feasible for offshore application due to its high complexity.

3.3 Simple cycle CO_2 emissions reduction: Coupled CCS plant results

The analysis for CCS plant coupled to the simple cycle power plant was very similar to the one carried out for the CC. Here, the mainly differences are the higher exhaust gases flow, as three GTs are used in this case, and the reboiler heating source, which do not comprises the power cycle generation and can provide a greater energy when comparing to the CC case. As a greater CO_2 mass is provided to be captured, a higher solvent flow is required, leading to a maximum amine flow of 935 ton/h regarding the capture ratio limit. Therefore, the parameters of the final amine system for the CC case was used as a preliminary plant for the simple cycle case, excepting the solvent flow that was set as 935 ton/h. Then, a similar "close to optimal value" analysis was evaluate for the CCS plant coupled to the simple cycle system.

The reboiler temperature was kept the same, once a lower value would require a greater solvent flow as observed on the case before and, then, it would surpass the capture ratio limit. Also, the number of absorber theoretical plates remained 10 as a consequence of no significant benefits by increasing its value and a higher solvent demand in case of a lower number. On the other hand, the regenerator operating pressure could be decreased to 2.5 bar respecting capture and heat ratios, requiring a reboiler duty bellow the process limits and demanding less solvent when comparing to 2.75 bar case. Similarly, the regenerator height was reduced by decreasing the number of theoretical plates to 6 by being able to supply the necessary reboiler heat. Differently of the CC case, no power is suppressed from the energy plant in order to demand heat to the reboiler. However, power losses are also observed due to the energy required by the reinjection system compressors and the capture plant pumps, resulting in a net power production of 84.2 MW, leading to a 250.5 gCO2/kWh. Despite of the similar CO_2 emissions, the large amount of solvent required by the simple cycle case results in a need of 8 absorber columns compared to 5 required by the CC case, which leads to a bigger plant for the first one.

3.4 Comparative analysis

Table 7 summarizes the final results for each CCS plant case. Both systems provides an efficient CO_2 emissions reduction by decreasing it in, at least, a half. The main difference found between the simulated plants is the amount of solvent required, being about 50% more for the simple cycle case. This huge difference results in a CCS system with higher operating costs, higher weight and footprint due to greater flow rates and bigger equipment, such as more absorber columns and, possibly, larger pipes and heat exchangers for the amine line. Once both power plants analyzed have similar weight and footprint (Table 6), the CC system presents a potential lower weight and area demands when coupled to the CCS plant. Besides, despite of a greater power loss for the CC case related to the higher ST outlet pressure, the potential to produce power per fuel consumed as well as the total plant efficiency remain greater than the simple cycle case. Therefore, the CC case applied to an offshore electrical generation, as FPSO, presents itself as a better process than the simple cycle case in terms of emissions reduction, power plant performance and total plant dimensions, especially regarding a case using CO_2-rich NG processing.

Table 7. Power plants coupled to CCS system results

CCS plant case	Simple cycle	CC 2:1:1
CO_2 emissions/power (gCO_2/kWh)	250.5	241
Net produced power (MW)	84.2	70.9
Net produced power/fuel consumption (kWh/kg)	2.7	3.4
Efficiency - LHV (%)	34.1	43
Regenerator pressure (bar)	2.5	2.75
Reboiler temperature (°C)	130	130
Number of absorber theoretical plates	10	10
Number of absorber columns	8	5
Number of regenerator theoretical plates	6	7
Solvent flow (ton/h)	935	625

4. Conclusions

This work aimed to simulate the CO_2-rich NG processing using conditions similar to those found in the pre-salt Libra field. The use of a gas previously pre-conditioned by supersonic separator, as presented on Arinelli et al. (2017) studies, was adopted, reducing the CO_2 content to about 20%. The chosen gas turbines, GE LM2500+G4, were simulated in Aspen HYSYS, obtaining success and validating the simulation in terms of similarity of the results found against the specifications of the equipment. The CC 2:1:1 presented better results when comparing to the CC 1:1:1 in terms of footprint and weight and it was chosen to be compared to the simple cycle base case in the CCS analyses. Also, the CC 2:1:1 presented, as expected, a higher efficiency and lower CO_2 emissions when compared to the simple cycle case, without having significant impacts on weight and footprint (~10% increase).

Integrated to the CCS plant, which includes a chemical absorption unit (MDEA/piperazine) and a sequence of intercooled stages of compression, both CC 2:1:1 and simple cycle were capable to provide enough heat to the capture process and to substantially reduce the emissions, reaching 241 gCO_2/kWh and 250.5 gCO_2/kWh, respectively, without great impacts on the process total efficiency. Higher decrease would imply in a greater complexity for offshore applications, such as elevated number of columns and tower height. The CC 2:1:1 case presented higher total efficiency, despite the greater loss due to the energetic integration, besides potential lower weight and footprint when comparing to respective simple cycle case. The results highlight the advantages of using CC for offshore electrical generation energetically integrated with a CCS plant, especially for high CO_2 content NG processing, enabling the emissions reduction and the enhanced oil recovery without having significant impacts on the power cycle.

5. References

AL-MAMOORI, A., KRISHNAMURTHY, A., ROWNAGHI, A. A., REZAEI, F. Carbon capture and utilization update. *Energy Technology: generation, conversion, storage, distribution*, v. 5, p. 834-849, 2017.

ARAÚJO, O. d. Q. F., DE MEDEIROS, J. L. Carbon capture and storage technologies: present scenario and drivers of innovation. *Current Opinion in Chemical Engineering*, v. 17, p. 22-34, 2017.

ARAÚJO, O. d. Q. F., REIS, A. d. C., DE MEDEIROS, J. L., DO NASCIMENTO, J. F., GRAVA, W. M., MUSSE, A. P. S. Comparative analysis of separation technologies for processing carbon dioxide rich natural gas in ultra-deepwater oil fields. *Journal of Cleaner Production*, v. 155, part 1, p. 12-22, 2016.

ARINELLI, L. O., TROTTA, T. A. F., TEIXEIRA, A. M., DE MEDEIROS, J. L., ARAÚJO, O. D. Q. F. Offshore processing of CO2 rich natural gas with supersonic separator versus conventional routes. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, v. 46, p. 199-221, 2017.

BILIYOK, C., CANEPA, R., HANAK, D. P. Investigation of Alternative Strategies for Integrating Postcombustion CO2 Capture to a Natural Gas Combined Cycle Power Plant. *Energy & Fuels*, v. 29, p. 4624-4633, 2015.

BIMÜLLER, J. D., NORD, L. O. Process Simulation and Plant Layout of a Combined Cycle Gas Turbine for Offshore Oil and Gas Installations. *Journal of Power Technologies*, v. 95, p. 40-47, 2015.

BRANAN, C. Rules of Thumb for Chemical Engineers: A manual of quick, accurate solutions to everyday process engineering problems. 4th edition. Elsevier, 2005.

CLOSMANN, F., NGUYEN, T., ROCHELLE, G. T. MDEA/Piperazine as a solvent for CO2 capture. *Energy Procedia*, v. 1, p. 1351-1357, 2009.

COMISSÃO DE MINAS E ENERGIA. Projeto Libra. Audiência Pública – Regime de partilha da Petrobrás. Junho, 2015.

CRUZ, M. D. A. Efeitos da captação profunda de água do mar na eficiência energética, emissões de CO2, CAPEX e OPEX de um FPSO do pré-sal. MSc. thesis submitted to the Environmental Engineering Post-Graduation Program of the Polytechnic School & School of Chemistry of the Federal University of Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2016.

DE MIRANDA, M. M. Fator de Emissão de Gases de Efeito Estufa da Geração de Energia Elétrica no Brasil: implicações da aplicação da Avaliação do Ciclo de Vida. MSc. thesis submitted to the Environmental Engineering Post-Graduation Program of the Univerisity of São Paulo. São Carlos, 2012.

FLATEBØ, Ø. Off-design Simulation of Offshore Combined Cycles. MSc. thesis submitted to the Mechanical Engineering Post-Graduation of the Norwegian University of Science and Technology. 2012.

FØLGESVOLD, E., SKJEFSTAD, H. S., RIBOLDI, L., NORD, L. O. Combined heat and power plant on offshore oil and gas installations. *Journal of Power Tecnologies*, v. 97 (2), p. 117-126, 2017.

FREEMAN, S. A., DUGAS, R. D., WANGENER, H. V., ROCHELLE, G. T. Carbon dioxide capture with concentrated, aqueous piperazine. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, v. 4, p. 119–124, 2010.

GE POWER. Aeroderivate LM2500 gas turbine (50 Hz) – Fact Sheet, 2016.

GENERAL ELECTRIC (GE). GE aeroderivative gas turbines to power new floating production platform offshore brazil. GE News, June 19, 2013. <http://www.genewsroom.com/press-releases/ge-aeroderivative-gas-turbines-to-power-new-floating-production-platform-offshore-brazil-217099>.

GLOBAL CCS INSTITUTE. Technical aspects of CO2 enhanced oil recovery and associated carbon storage. October, 2013. <http://hub.globalccsinstitute.com/sites/default/files/publications/118946/technical-aspects-co2-enhanced-oil-recovery-and-associated-carbon-sto.pdf>

GOZALPOUR, F., REN, S. R., TOHIDI, B. CO_2 EOR and storage in oil reservoirs. *Oil Gas Science and Technology*, v. 60, n. 3, p. 537-546, 2005.

HETLAND, J., KVAMSDAL, H. M., HAUGEN, G., MAJOR, F. Integrating a full carbon capture scheme onto a 450 MWe NGCC electric power generation hub for offshore operations: Presenting the Sevan GTW concept. *Applied Energy*, v. 86, p. 2298–2307, 2009.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS (IBAMA). Licensa de Operação N° 1397/2017.

LA ROVERE, E. L. Revisiting the role of carbon pricing in the low carbon transition. Triggering the Low Carbon Transition: Articulating Carbon Pricing and Climate Finance. Paris, 2017.

LEUNG, D. Y. C., CARAMANNA, G. C., MAROTO-VAALER, M. M. An overview of current status of carbon dioxide capture and storage technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 39, p. 426-443, 2014.

LUU, M.T., MILANI, D., ABBAS, A. Analysis of CO_2 utilization for methanol synthesis integrated with enhanced gas recovery. *Journal of Cleaner Production*, v. 112 (4), p. 3540-3554, 2016.

MACKENZIE, D. H., PRAMBIL, F. C., DANIELS, C. A., BULLIN, J. A. Design & Operation of a selective sweetening plant using MDEA. *Energy Progress*, p. 31-36, 1987.

MALONE, T., KUUSKRAA, V., DIPIETRO, P. CO_2-EOR Resource Assessment. DOE/NETL-2014/1631. DOE Contract Number DE-FE0004001. 2014. <https://www.netl.doe.gov/energy-analyses/temp/FY14_CO2-EOROffshoreResourceAssessment_060114.pdf>

NORD, L. O., ANANTHARAMAN, R., CHIKUKWA, A., MEJDELL, T. CCS on offshore oil and gas installation – Design of post-combustion capture system and steam cycle. *Energy Procedia*, v. 114, p. 6650-6659, 2017.

NORD, L. O. & BOLLAND, O. Design and off-design simulations of combined cycles for offshore oil and gas installations. *Applied Thermal Engineering*, v. 5, p. 85-91, 2013.

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

OLAJIRE, A. A. CO_2 capture and separation technologies for end-of-pipe applications: A review. *Energy*, v. 35, p. 2610-2628, 2010.

PEREIRA, J. A. M., DE JESUS, J. D., DE CARVALHO, E. A. Caracterização dos sistemas de geração elétrica dos FPSOs em operação no Brasil. *Engevista*, v. 17, n. 3, p. 433-443, 2015.

PRÉ-SAL PETRÓLEO S.A. (PPSA). PPSA's roles and activities in the Brazilian pre-salt. August, 2015.

PINTO, A. C. C., VAZ, C. E. M., BRANCO, C. C. M., RIBEIRO, J. An evaluation of large capacity processing units for ultra deep water and high GOR oil fields. Offshore Technology Conference, Houston, 2014.

REIS, A. d. C., DE MEDEIROS, J. L., NUNES, G. C., ARAÚJO. O. d. Q. F. Upgrading of natural gas ultra-rich in carbon dioxide: Optimal arrangement of membrane skids and polishing with chemical absorption. *Journal of Cleaner Production*, v. 165, p. 1013-1024, 2017.

RIBOLDI, L., NORD, L. O. Lifetime Assessment of Combined Cycles for Cogeneration of Power and Heat in Offshore Oil and Gas Installations. *Energies*, vol. 10 (6), p. 1-23, 2017.

ROCHELLE, G. T. Amine scrubbing for CO_2 capture. *Science*, v. 325, p. 1652-1654, 2009.

RUÁ, J., RIBOLDI, L., MONTAÑÉS, R. M., NORD, L. O. Dynamic Modeling and Simulation of an Offshore Combined Heat and Power (CHP) Plant. 58th Conference on Simulation and Modelling. Iceland, 2017.

SONG, M., SONG, Y., HWANG, J. O., LEE, C., LEE, W. SAMSUNG energy plant: all-in-one solution for floating power plants with gas-fired combined cycle gas turbines. GASTECH, 2017.

WINDÉN, B., CHEN, M., OKAMOTO, N., KIM, D. K., MCCAIG, E. Offshore thermal power with CCS: An alternative to CO_2 transportation. University of Southampton, 2011.

Apêndice A7 – Trabalho completo submetido para congresso

Este apêndice apresenta o trabalho completo submetido para *13th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, a ser promovido na cidade de Palermo, Itália, no período de 30 de setembro de 2018 a 4 de outubro de 2018. Tal trabalho foi produzido a partir das pesquisas promovidas ao longo do curso desta dissertação e tem como título: "*Emissions Reduction on Thermal Power Turbines Firing CO_2-rich Natural Gas: Technical and Economic Evaluation of a Floating Production Storage and Offloading (FPSO) Unit"*.

Emissions Reduction on Thermal Power Turbines Firing CO_2-rich Natural Gas: Technical and Economic Evaluation of a Floating Production Storage and Offloading (FPSO) Unit

Raquel de Pádua F. Silva*, Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, José Luiz de Medeiros

Escola de Química

Federal University of Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brazil

e–mail: rpaduafernandes@gmail.com

ABSTRACT

Power generation in floating, production, storage and offloading (FPSO) units turbines firing CO_2-rich natural gas (NG) were investigated by process simulation (Aspen HYSYS) considering substitution of currently installed simple cycle (SC) turbines by combined cycle (CC) configurations. Substitution aims to increase energy generation efficiency, considering carbon capture and storage (CCS) to minimize CO_2 emissions. Process alternatives are compared through capital and operation costs, and equipment footprint for the evaluated alternatives. SC substitution by CC configurations results in increased efficiency, from 39% to 53-57%, and reduced CO_2 emissions in 33%. CC with two gas turbines, one OTSG (once-through steam generator) and one steam turbine (2:1:1) presents the most attractive results for SC replacement, being more economic and less CO_2 emitter among the evaluated CC, without significant footprint impact and with superior economic results. CCS integration to CC 2:2:1 reduces CO_2 emissions, adds revenue from CO_2 injection as enhanced oil recovery agent (CO_2-EOR), but increases footprint and plant cost. Thus, CC is highly indicated for FPSO power generation applying CO_2-rich NG, while integrated CCS plant is highlighted for carbon taxation scenarios: the CCS plants are feasible with carbon taxes of 57.70 and 47.06 US$/t CO_2 for SC and CC 2:1:1, respectively.

KEYWORDS

CO_2-rich natural gas, power generation, FPSO, combined cycle, simple cycle, carbon taxes.

* Corresponding author

INTRODUCTION

A new era of the oil industry in Brazil began in 2006 with the discovery of important hydrocarbon reservoirs beneath the salt layer, known as Pre-salt [1]. The production in those fields presents challenging factors, specially related to the associated natural gas (NG), having high carbon dioxide (CO_2) content and elevated gas-to-oil ratio (GOR) [2]. Offshore processing of this NG includes CO_2 separation, compression and re-injection [2, 3]. Libra field stands out in the Brazilian Pre-salt: GOR around 440 m^3/m^3 and CO_2 content of ~44%molar [4], nearly the twice higher than presently explored Lula field (250 m^3/m^3 GOR and up to 20%molar CO_2 content) [2, 5]. Production tests in Libra Field started in 2017, with the floating, production, storage and offloading (FPSO) vessel Libra Pioneer, which presents 70% of its topside weight and area dedicated to the gas processing plant [6]. Hence, the particularities of the Libra field instigate opportunities for technological development of CO_2-rich NG processing, especially regarding footprint and weight minimization, as well as processes efficiency maximization.

The literature has contributions in alternatives for processing CO_2-rich NG (similar to Libra field CO_2 content). Pinto et al. (2014) proposed CO_2 separation from NG through membrane permeation (technology currently employed in Lula field FPSOs), which resulted in a 50 kbpd reduction on FPSO capacity [7]. Araújo et al. (2016) performed a comparative analysis among CO_2 separation technologies (chemical and physical absorption, membrane permeation and hybrid processes) and concluded that, despite the general agreement that membranes result in smaller footprint, for CO_2-rich NG, chemical absorption is an attractive process for offshore CO_2 separation due to the large availability of thermal energy from simple cycle turbines used in current Pre-salt FPSOs [2]. Arinelli et al. (2017) proposed an innovative technology by using supersonic separator for CO_2 removal, together with TEG absorption and Joule-Thomson Expansion. The CO_2 abatement in this process, although less effective than achieved by membranes, requires reduced equipment footprint and weight, and the resulting pre-treated NG ($\%CO_2 \approx 20\%$molar) is appropriate for firing in gas turbines (GT) [8].

Concerning the pioneering solution proposed by Arinelli et al. (2017), this work contributes to the state-of-the-art with a detailed technical and economic evaluation of using NG pre-treated by supersonic separators [8] as fuel for the FPSO power generation plant. It is relevant to the scope of the contribution that the existing Pre-salt FPSOs employ simple cycle (SC) configuration, due to its lower weight and footprint [2, 9]. However, the supersonically treated fuel remains with high CO_2 content, which results in reduced heating value, besides greater CO_2

emissions. In this circumstance, more energy-efficient configurations, such as combined cycle (CC), become more attractive. Studies on CC application in offshore oil and gas installations have been exploited [9, 10, 11, 12, 13, 14]. Because of its potential greater dimensions, CC is usually designed for FPSO applications with single-pressure steam cycle [9, 14, 15, 16]. Also, for heat and energy cogeneration by the steam cycle, back-pressure steam turbine (ST) is preferred for offshore power generation due to its smaller weight comparatively to extraction steam turbine (ST), despite the reduced power output [12, 17].

Alternative technologies for CC weight reduction are also exploited, as the Once-Through Heat Recovery Steam Generator (OTSG), which produces hot pressurized steam through heat transfer between the exhaust gas and the steam cycle working fluid, requiring ~25% less weight when comparing to the conventional technology, Heat Recovery Steam Generator (HRSG) [11, 12, 14, 15]. However, most of these works fires CO_2-poor NG or pure methane [9, 12, 14, 15, 16]. Reis and Gallo (2017) and Cuchivague (2015) evaluate a Brazilian Pre-salt scenario but consider a fully-processed NG (with low CO_2-conteny NG, having ~3% CO_2 content, treated through membrane permeation) as GT fuel [10, 13].

Regardless the CO_2 content in NG, the GT exhaust gases is one of the main sources of CO_2 emission in FPSOs [17]. Even using a more energy-efficient power plant, the use of CO_2-rich NG for power generation challenges process design. Increasingly stringent environmental laws, e.g., the imminence of carbon taxation in Brazil, demands more efficient designs for CO_2 emissions reduction [18, 19]. The integration of a post-combustion carbon capture and storage (CCS) plant, which directs the captured CO_2 to enhanced oil recovery (CO_2-EOR), is an alternative to reduce emissions while increasing oil production – ~2 barrels of oil per ton of injected CO_2 [2], as CO_2-EOR reduces oil viscosity and density, improving its flow and increasing its lift [2, 20]. Also, premature CO_2-EOR in Brazilian Pre-salt, enhances CO_2 storage capacity and economic viability [21]. Although previous works explore CCS for CO_2 capture from GT exhaust gases and CO_2-EOR in offshore platforms [13, 17, 22, 23], they use CO_2-poor NG or even pure methane. Besides, lack of economic analyses in the proposed context is a gap in the literature and an original contribution of the present work.

Concerning post-combustion CO_2 capture, chemical absorption is highly indicated to the evaluated scenario, due to its low CO_2 partial pressure and high gas flow [24, 25]. Besides, its use has been reported for CO_2 capture from exhaust gases on offshore power cycles [13, 17,

23]. However, better absorption results can be achieved by using more complex and stable solvents such as methyldiethanolamine / piperazine (MDEA/PZ) [18, 26]. Also, the high heat load required can be supplied by energetically integrating the power plant to the CCS plant, which could also result in energy penalty [18, 27].

Summing up, this work focuses on power generation in a FPSO using CO_2-rich NG from Libra field, previously pre-treated by the innovative process proposed by Arinneli et al. (2017) [8]. It investigates different power plants configurations aiming to increase energy-efficiency, reduce fuel consumption and CO_2 emissions, without compromising the equipment footprint. Regarding a future scenario of carbon taxation, as pre-treated gas still presents high CO_2 content [8], this work evaluates technically and economically the integration of a CCS plant based on CO_2 absorption by MDEA/PZ and destination of CO_2 to EOR. The results show efficient use of CO_2-rich NG for power generation in FPSOs. CC is as an advantageous alternative to SC concerning efficiency and emissions. One of the CC configurations showed no significant area and weight impacts and better economic results, related to lower NG consumption. CCS integration indicated positive impacts in CO_2 emissions reduction and additional revenue from CO_2-EOR, yet negative effects were observed for required footprint and plant costs.

METHODS

Selection of offshore power plant configurations

This work applies the innovative pre-treatment proposed by Arinelli et al. (2017) for CO_2-rich NG processing, which applies in the CO_2 removal step a supersonic separator for partial CO_2 abatement, providing fueling GTs ($\%CO_2 \approx 20\%$mol) [8]. The remaining high CO_2 content in the fuel demands investigation to identify adequate power plant configurations for the proposed FPSO application. Process simulations are performed with Aspen HYSYS (from ASPENTECH, Inc). Production limit of 100 MW is considered for each plant, as defined by Brazilian environmental regulation for power generation in FPSOs [28]. The following power cycles are simulated and compared in terms of energy efficiency, CO_2 emissions, equipment footprint and weight:

- Three simple cycles, each one with one GT (SC);
- Two CC, with one GT each, one OTSG and one ST (CC 1:1:1);
- One CC with two GTs, one OTSG and one ST (CC 2:1:1);

- Two CC, with one GT each, one dual-pressure HRSG and two STs (CC 1:1:2);
- One CC with two GTs, one dual-pressure HRSG and two STs (CC 2:1:2);

For assurance of uninterrupted production (in case of repair or maintenance), one spear GT for each cycle and one spear ST for each CC are considered in economic evaluation and total footprint and weight estimations. The GT model GE LM2500+G4 is selected due to its wide use in the oil and gas offshore industry, including Brazilian FPSOs, presenting a high power to weight ratio and a reduced footprint [2, 12, 14, 15, 16]. In the simulation environment (Aspen HYSYS) the GT is represented by a combination of its basic components – air compressor, combustion chamber and expander. The combustion chamber is modeled as a conversion reactor (stoichiometric reactions with 100% conversion). Compressor and expander efficiencies, and NG and air inlet flows are tuned to achieve specifications informed by the manufacturer [16, 29]. The GT parameters used in the simulations setup, as well as the pre-treated NG and inlet air compositions and conditions, are presented on Table 1.

Table 1. Parameters and premises for GE LM2500+G4 simulations

Parameters	Values	Reference
GT fuel composition (%mol)	CH_4 = 75.22; CO_2 = 21.85; C_2H_6 = 2.35; C_3H_8 = 0.54; i-C_4H_{10} = 0.03; C_4H_{10} = 0.01	[8]
GT fuel conditions	T = 25 °C; P = 34.09 bar	[8]
Inlet air composition (%mass)	N_2 = 76.8; O_2 = 23.2	This work
Inlet air conditions	T = 25 °C; P = 1.01 bar	This work
Heat rate – LHV (kJ/kWh)	9398	[16]
Pressure ratio	23.0	[16]
Exhaust gas flow (kg/s)	90.0	[16]
Exhaust gas temperature (°C)	526	[16]

For the CC simulations, OTSG and dual-pressure HRSG are modeled (in Aspen HYSYS) as a combination of heat exchangers and pumps, accordingly to parameters shown in Table 2.

Table 2. Parameters for OTSG and HRSG simulations

Parameters	OTSG values	Dual-pressure HRSG values	Reference
Pressure level (bar)	24	6.9/55	[16]
Steam temperature (°C)	470	258/510	[16]
$\Delta T_{approach}$ (°C)	25	8	[12] (OTSG), [16] (HRSG)
Hot stream pressure drop (bar)	0.025	0.022	[12] (OTSG), [16] (HRSG)
Cold stream pressure drop (bar)	0.05	0.022	[12] (OTSG), [16] (HRSG)

The power plants footprint and weight are estimated by equipment skids: GT, OTSG/HRSG and ST, including condenser. Data is collected from the literature considering the same GT model operating under similar conditions [9], OTSG and dual-pressure HRSG for the same application and using similar parameters [14] and ST with similar application and power generation capacity [15, 30]. OTSG and HRSG are assumed to be located above the GTs, without impact in equipment area [9]. Simulation results are the basis for selection of the CC configuration.

Evaluation of CCS (Carbon capture and storage) plant

The SC and CC configuration with the most favorable results are analyzed upon integration to a CCS plant. The adopted carbon capture technology is chemical absorption using aqueous MDEA/PZ as solvent [2] (Table 3). The CO_2 reinjection system for EOR purposes includes a sequence of intercooled stages of compression and separator vessels to produce a concentrated and pressurized CO_2 stream (water content below the solubility limit in CO_2 and pressure >300 bar) [2, 31, 32].

Amine is regenerated following CO_2 absorption, posing high thermal energy demand. Heat integration with the power cycle is considered to supply this demand. The CC is integrated by using a back-pressure ST, providing high temperature steam to meet the demand of the amine regeneration, possible by increasing the turbine outlet pressure, with consequent penalty to

power generation. For the SC, integration is considered as a direct heat transfer between the GTs exhaust gases and the reboiler steam. The absorption system is analyzed in terms of regenerator pressure, reboiler temperature, number of absorber and regenerator theoretical stages and number of absorber and regenerator columns. The software KG-TOWER (Koch-Glitsch) is used for sizing the absorber and regenerator towers. The CCS system simulation and optimization considers limited values for the capture and heat ratios, as well as other design premises described in Table 3 [18].

Table 3. Parameters and premises for CCS system

Parameters	Values
Solvent composition (%mass) [a]	MDEA = 0.46; PZ = 0.04; H_2O = 0.49; CO_2 = 0.01
Capture ratio (ton solvent/ton CO_2) [b]	10-15
Heat ratio (GJ/t CO_2 captured) [b]	3-4
Cooling system [c]	Subsea intake water; Tin = 7 °C; Tout = 27 °C [*]
Heat exchanger pressure drop	Shell side = 0 kPa; Tubes side = 50 kPa
$\Delta T_{approach}$	Heat exchanger = 10 °C [a]; Reboiler = 10 °C [d]
Maximum column dimensions	Diameter = 4 m [e]; Height = 10 m
Column internals [f]	Structured packing: FLEXIPAC HC; HETP[*] = 356 mm

[*]Tin: inlet temperature; Tout: outlet temperature; HETP: Height Equivalent to a Theoretical Plate.

[a][2], [b][18], [c][33], [d][34], [e][35], [f][36].

With the equipment design, the footprint is estimated (amine capture skid and CO_2 compression skid), using equations provided by Araújo et al. (2017) [2], which express the capture plant footprint as function of column diameters and the compression area dependent on the required power. Whenever more than one absorber or regenerator are needed, the total diameter occupied by the absorbers or regenerators arrangement is assumed. It is assumed that the compression skid includes intercoolers and eventual separation vessels.

Economic Analysis

The procedure by Turton et al. (2012) [35] is employed to estimate plant costs. The Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI) [35] is employed to adjust costs value in time (2016 as base year), and a nationalization factor is applied to cope with the geographic location (Brazil). As the estimation method is related to onshore plants, Fixed Capital Investment (FCI) is majored by a factor of two to adapt for offshore situation [2]. To estimate the cost of the power plant, prices for complete GE LM2500+G4 skid and a GE LM2500 family combined cycle [37] are considered as equivalent to their bare module cost (C_{BM}) [35]. On the other hand, estimation of C_{BM} for the CCS plant requires equipment sizing and materials selection. The first follows Turton et al. (2012) procedure [35], while the later considers the fluid and conditions to which equipment is submitted. Exhaust gas system, absorber and regenerator towers, MDEA/PZ systems and dry-CO_2 compression train are assumed to be made in carbon steel [26, 31, 38, 39]. For equipment containing wet-CO_2 and seawater (SW), the use of stainless steel is considered [31, 32, 38]. Estimations of Cost of Manufacture (COM) are also based on Turton et al. (2012) [35]. The main COM components are NG, processing water, cooling water and labor costs. Table 4 presents the premises for the economic evaluation.

Table 4. Premises for the economic analysis

Variable	Value	References
Nationalization Factor	1.25 (Brazil/USA)	[40]
Offshore Factor – ($FCI_{offshore}/FCI_{onshore}$)	2	[2]
Plant's lifetime (year)	20	[2]
NG (US$/MMBtu) *	6.28 (Brazil)	[41]
Processing water (US$/t) **	0.08	[42]
Cooling water (US$/t)	0.016	[42]
Labor cost (US$/y) ***	40,690	[43], [44], [45]

*Average Brazilian selling price of NG Brazilian sell price for distributors in 2016

**Based on Turton et al. (2012) values corrected in time using inflation [42].

***Based on monthly salary [43] added by offshore benefits [44] and conversion to US dollar [45].

When compared to the actual simple cycle, additional revenue can be obtained by improvement

in energy-efficiency and benefits from CO_2-EOR. Energy-efficiency improvements contribution is calculated estimating the flow of NG use avoided (unburned NG) when implementing a CC, while CO_2 benefits refer to the extra oil recovered by the CO_2 reinjection plant. Each ton of fluid injected has the capacity to increase the oil production by an average of 2 bbl [46], while an average price of 43.14 US$/bbl was observed in 2016 [47]. The lifecycle cost (LCC) is evaluated as the price per MMBtu of additional NG gas produced (unburned NG) and by enhancement in oil production in a 20 year time horizon (Equation 1), where the subscript "process" refers to the CCS plant.

$$LCC_{additional} = \frac{(FCI + 20 \times COM)_{process} - (FCI + 20 \times COM)_{SC}}{(20 \times additional\ MMBtu)\ or\ (20 \times additional\ oil\ barrel)} \quad (1)$$

Additionally, to evaluate the capture cost for different carbon taxation scenarios (from 0 to 100 US$/t CO_2), two indicators are defined: cost of avoided CO_2 and cost of captured CO_2. Both are calculated by Equation 2; however, the first only accounts FCI, COM and taxations costs (Equation 3), while the second also regards the additional revenue from CO_2-EOR (Equation 4).

$$CO_2\ \text{indicator}\ \left(\frac{\text{US\$}}{\text{ton}\ CO_2}\right) = \frac{\text{Plant cost with CCS} - \text{Plant cost without CCS}}{\text{total captured/avoided}\ CO_2} \quad (2)$$

$$\text{Plant cost, avoided}\ CO_2\ (\text{US\$}) = \text{FCI} + 20 \times \text{COM} + \text{total emissions} \times tax \quad (3)$$

$$\text{Plant cost, avoided}\ CO_2\ (\text{US\$}) = \text{FCI} + 20 \times \text{COM} + \text{total emissions} \times tax + EOR\ revenue \quad (4)$$

RESULTS AND DISCUSSION

Power plants results

The GT, OTSG and HRSG simulations were successfully developed in Aspen HYSYS. The greatest variations were related to a 3% lower heat rate in GT simulation when compared to Table 1. It is a plausible result once the fuel used presents ~20% CO_2, which decreases the NG heating value, while parameters in Table 1 correspond to pure methane as fuel. Consequently, NG consumption by each GT was 2.9 kg/s. Table 5 presents the results for the power plants evaluation. All investigated configurations show over 65-70 MW power generation, which is the estimated power demand at maximum oil and gas production in a FPSO for the pre-salt scenario [10, 13]. The fact that more power can be produced for the same amount of NG

consumed using a combined steam cycle, when compared to a simple gas cycle, reflects the higher CC efficiency (53-57%) over the SC (39%), besides lower CO_2 emissions (33% reduction). Analogously, the specific power production is significantly higher for the CCs systems in comparison with the SC plant.

Table 5. Power generation cycles results

Variable	SC	CC			
		1:1:1	2:1:1	1:1:2	2:1:2
Net power generation (MW)	97.5	87.4	87.4	93.4	93.3
Specific power production – HHV (kWh/GJ)	99.5	133.7	133.7	142.9	142.8
Efficiency – LHV (%)	39.4	53.0	53.0	56.7	56.7
CO_2 emissions (t CO_2/y)	525	349	349	349	349
Specific CO_2 emissions (g CO_2/kWh)	614	477	477	446	446
Footprint estimation (m^2)	544	701	603	993	798
Weight estimation (t)	1134	1306	1118	1835	1394

The CCs with the same steam cycle arrangement generates the same power, with identical efficiency and specific CO_2 emissions, as consequence of the assumption that changes in the inlet steam flow does not alter ST performance, meaning there is a linear relation between the inlet steam flow and the generated power. Also, when compared to similar simulations [12, 15, 16], greater CO_2 emission values are obtained, which results from firing CO_2-rich NG, highlighting the relevance of carbon capture.

Regarding equipment dimension, the work assumes that larger steam cycles present a higher power to weight ratio and, therefore, a ST of ~11 MW (CC 1:1:1) would have the same weight of a 22 MW ST (CC 2:1:1) [16]. An assumption of similar area is also applied to the ST skid and a 35 MW turbine is considered for the calculations [30]. As observed in Table 5, the dual-pressure steam cycles (CC 1:1:2 and CC 2:1:2) show slightly superior efficiency, as expected, though strongly impacting footprint and weight. Thus, as energy efficiency and total emissions are similar for the simulated CCs, CC 2:1:1 presents the most favorable results, having similar estimated weight and total occupied area ~10% higher when compared to the SC. Therefore, CC 2:1:1 is the preferred configuration to be evaluated with a coupled CCS plant, as well as the

SC.

Carbon capture and storage results

Results for the CCS plant design and performance are presented in Table 6; plants layouts are displayed in Figures 1 and 2 for SC and CC 2:1:1, respectively. Both SC and CC 2:1:1 with CCS provide sufficient heat for the capture process, substantially reducing emissions (67% and 59%, respectively). Due to heat integration, the processes has a reduction in energy efficiency, with a penalty of 2% and 9% for SC and CC, respectively, which also accounts the power required by the compression train. Nevertheless, both processes obtained net power generation above the estimated demand (65-70 MW).

Table 6. Results for optimized CCS system integrated to power generation

Parameters	SC	CC 2:1:1
Solvent flow rate (t/h)	935	625
Absorber pressure (bar)	1.01	1.01
Absorber theoretical plates	10	10
Number of absorbers	8	5
Regenerator pressure (bar)	2.5	2.75
Regenerator theoretical plates	7	9
Number of regenerators	3	2
Reboiler temperature (°C)	130	130
Capture efficiency (%)	66.8	58.9
Net power generation (MW)	91.9	72.6
Efficiency – LHV (%)	37	44

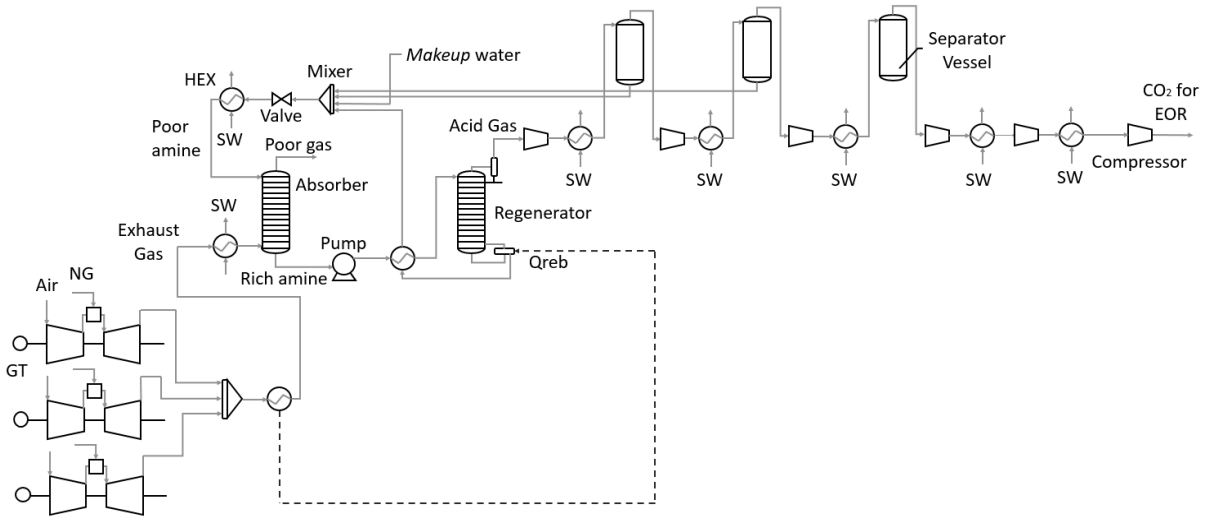

Figure 1. Plant layout for SC using CO_2-rich NG integrated with CCS for FPSO application

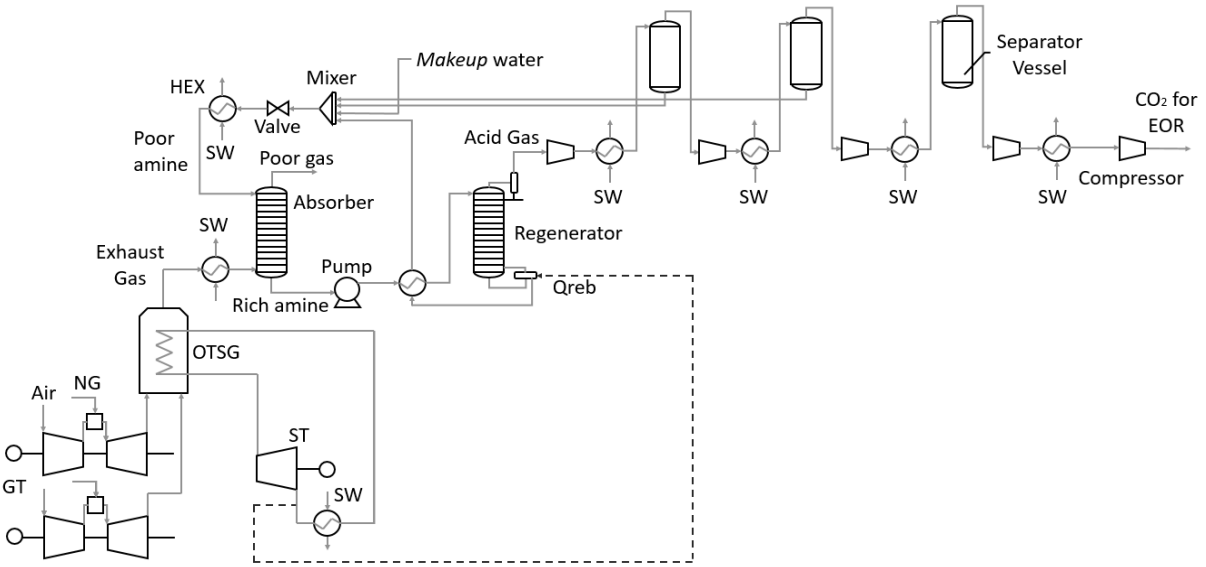

Figure 2. Plant layout for CC using CO_2-rich NG integrated with CCS for FPSO application

Although higher capture efficiencies are usually observed in amine systems [13, 17, 18, 27], the capture process is considered appropriate due to the FPSO application limits, besides the use of a CO_2-rich NG. The higher CO_2 content in exhaust gases resulting from burning CO_2-rich NG in comparison to other post-combustion projects, added by the need to restrain equipment dimension required by the CCS plant, renders a higher capture efficiency unfeasible to be reached.

The main calculated impact for the CCS system is the area occupied by the plant (Figure 3), representing a seven-fold increase in the power cycle footprint for the CC case and of about 15 times for the SC configuration. Due to the higher CO_2 content in the gases exhausted by the SC, its CCS plant requires more extreme design than the CC configuration, resulting in higher solvent flow rate and bigger number of columns, what resulted in an area demand 77% larger. Therefore, the CC 2:1:1 integrated with CCS presents higher total efficiency and lower total CO_2 emissions, despite the higher energy penalty and lower capture efficiency. Lower footprint and potential lower weight occur (when compared with the SC configuration).

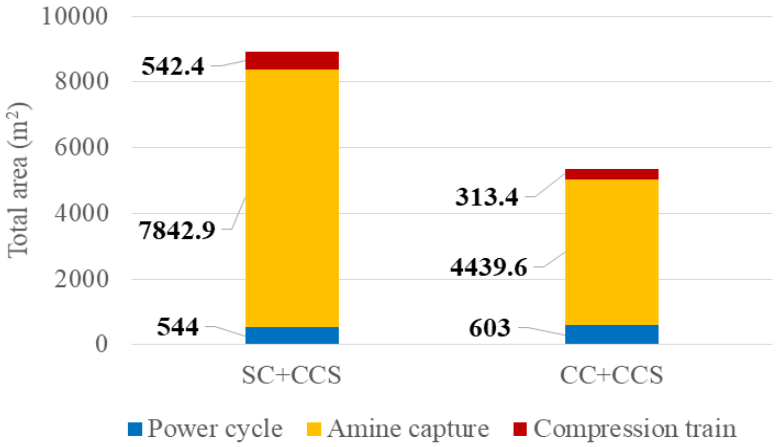

Figure 3. Area required by the power generation configurations with CCS plants

Economic results

Figures 4 and 5 present the results of evaluated FCI and COM. CC 2:1:1 clearly presents economic advantage with respect to SC, exhibiting a reduced COM due to the lower fuel consumption, which compensates the small increase in FCI (approximately 4%). Concerning the integration of the CCS plants, FCI values increase 58% and 26%, respectively for SC and CC. The same behavior is presented by COM, increasing 10 and 32% with CCS insertion. COM is greatly influenced by NG price and intensity of use, indicating the potential for cost reduction due to an increased efficiency, and consequent decreased fuel consumption: lower COM values are found for the CC with CCS when compared to the SC without CCS.

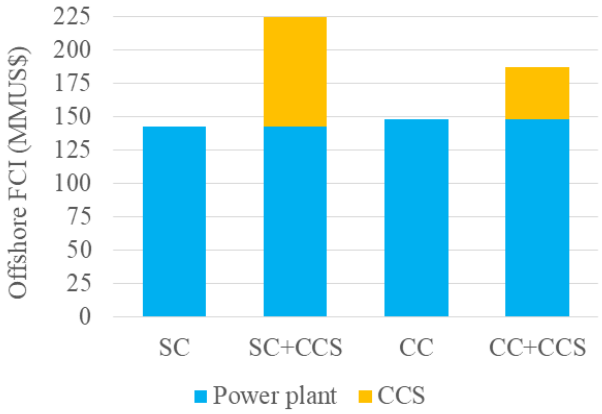

Figure 4. Total offshore Fixed Capital Investment (FCI) for the analyzed plants

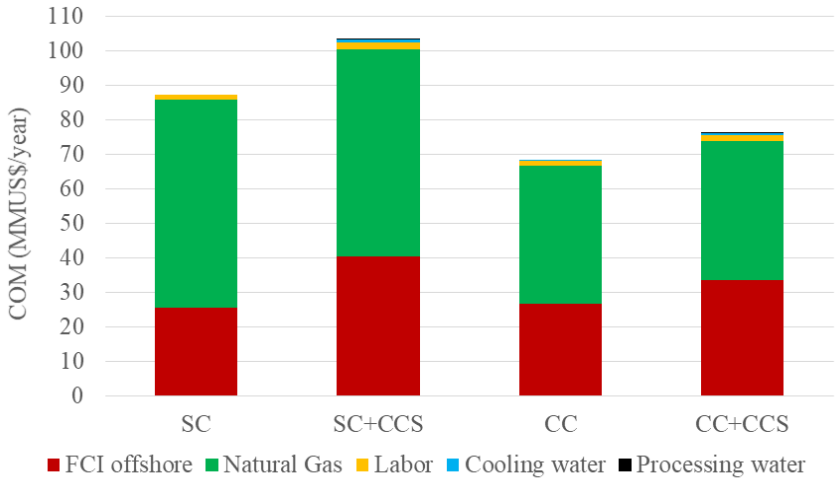

Figure 5. Total offshore Cost of Manufacture (COM) for the analyzed plants

Additional revenues results are displayed in Figure 6, which shows that greater income is achieved from CO_2-EOR when comparing to efficiency improvement. However, in the case of the SC configuration, such additional revenue comes from a CCS system high cost for insertion and operation, highlighted by the positive and elevated LCC value in comparison to the other plants. On the other hand, the CC with CCS arrangement presents negative LCCs, despite the additional oil produced. CC also presents a negative LCC, related to the improved efficiency, but its revenue is about 50% of the CC+CCS alternative.

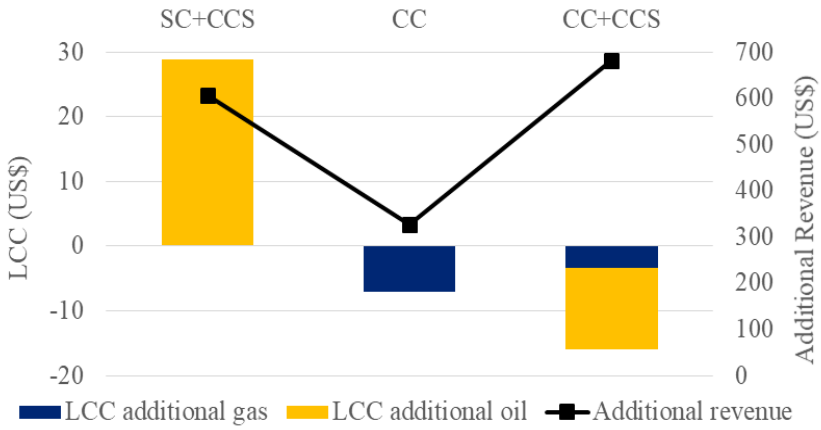

Figure 6. Additional revenue, $LCC_{additional\ gas}$, $LCC_{additional\ oil}$ using SC as reference plant

Figure 7 shows the results for the CO_2 cost indicators. The indicator "avoided CO_2 cost" is positive for both plants without carbon taxation, which is evident since the FCI and the COM are higher for the plants with CCS than without CCS. However, with the tax increase, the contribution of the carbon taxation factor presents a higher growth for the plants without CCS than those with CCS. Consequently, there is a carbon tax threshold for each plant, above which carbon capture would have economic advantages, regardless of the carbon destination. Here, the indicator accounted for 57.70 and 47.06 US$/t CO_2 for the SC and CC, respectively. These values are superior to the tax value indicated by Kishimani et al. (2015) as appropriate to the Brazilian economy, 36 US$/t CO_2 [19]. Differently, the indicator "captured CO_2 cost" presented negative values regardless of the carbon tax assumed, including scenarios without carbon taxation, indicating the high positive impact caused by the additional revenue from CO_2-EOR. However, due to the possible impacts on the FPSO productivity (extremely high equipment footprint may require reduced oil production due to weight and are limitations in the vessel), this indicator was predominantly used to evaluate the different power plant configurations, SC and CC. Despite the greater amount of CO_2 captured by the SC, which allows a higher return from EOR, the use of the CC presented a greater advantage, reaching more negative values for the capture CO_2 cost indicator, which means higher net revenues.

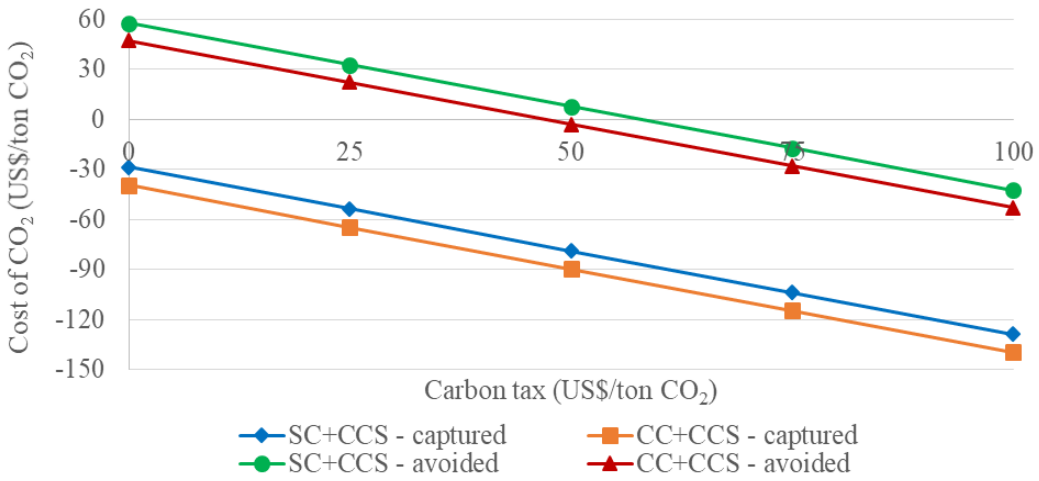

Figure 7. Variation of captured and avoided CO_2 cost indicators with carbon taxation

CONCLUSION

This work evaluates the use of CO_2-rich NG for FPSO power generation, by simulating alternative technologies for current SC configuration (used in Brazilian Pre-salt), as CC and CCS. The processes are successfully simulated in Aspen HYSYS, showing the efficient use of pre-treated CO_2-rich NG for this aim. SC substitution by CC configurations increases energy efficiency, from 39% to 53-57%, and reduces CO_2 emissions by 33%. The CC 2:1:1, including two gas turbines, one OTSG and one steam turbine, is the most attractive configuration for SC replacement, being more economic and less CO_2 emitter, having similar equipment size to SC. It is also highlighted that dual-pressure steam cycle is considered unfeasible for offshore applications, due to its high dimensions. The CC 2:1:1 and SC are then evaluated with CCS having a 59% and 67% reduction in CO_2 emissions, respectively, with an energy penalty of 9% and 2%, respectively. Despite its relatively low capture efficiency, the process is effective, considering the FPSO limitations (deck area and weight) and the use of CO_2-rich NG. An evident negative factor of the CCS plant is the high footprint required.

The cost analysis showed the economic advantage of the CC 2:1:1 plant, presenting a reduced COM in comparison to the SC, due to lower NG consumption. The integration of CCS system resulted in significant FCI and COM increases. It is also highlighted the high additional revenue derived from better CC efficiency, which generates extra NG exportation. The same is found regarding the extra oil resulted from CO_2-EOR. However, this revenue is uncertain due to the possible unavailability of deck area on the FPSO to accommodate the plant and this additional

oil inventory. Also, for SC with CCS, this revenue comes with an elevate cost. The capture cost analysis considering taxation values that would make the CCS process feasible, indicates 57.70 and 47.06 US$/t CO_2 for SC and CC, respectively. Also, a great positive impact of the additional revenue from the CO_2-EOR is observed. However, the high footprint of the CCS plant could impact FPSO productivity, which would raise the costs. In conclusion, the CC 2:1:1 presents the most favorable results and its use is highly recommended for SC replacement in FPSOs with CO_2-rich NG processing. In a future scenario of carbon taxation, a CCS plant skid-module can be inserted. However, further studies should evaluate the impact of the CCS plant area in FPSO productivity.

NOMENCLATURE

CC	Combined cycle
CCS	Carbon capture and storage
CO_2	Carbon dioxide
EOR	Enhanced oil recovery
FPSO	Floating, production, storage and offloading
GOR	Gas-to-oil ratio
GT	Gas turbine
HRSG	Heat recovery steam generator
NG	Natural gas
OTSG	Once-through heat recovery steam generator
SC	Simple cycle
ST	Steam turbine

ACKNOWLEDGEMENTS

R.P.F Silva, O.Q.F. Araujo and J.L. Medeiros acknowledge CNPq grant, and BG Brazil Grant Number 041953/2017-76.

REFERENCES

1. Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (IBP) and Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Gás do Pré-Sal: Oportunidades, Desafios e Perspectivas, Ciclo de Debates sobre Petróleo e Economia, March, 2017.
2. Araújo, O. Q. F., Reis, A. C., De Medeiros, J. L., Do Nascimento, J. F., Grava, W. M., Musse, A. P. S., Comparative Analysis of Separation Technologies for Processing Carbon Dioxide

Rich Natural Gas in Ultra-deepwater Oil Fields, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 155, pp 12-22, 2016.

3. Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (IBP), Evolução da Reinjeção de Gás Natural no Brasil entre 2010 e 2016, March, 2017.
4. Pré-Sal Petróleo S.A. (PPSA), PPSA's Roles and Activities in the Brazilian Pre-salt, August, 2015.
5. Fraga, C. T. C., Pinto, A. C. C., BRANCO, C.C.M., PIZARRO, J.O.S., PAULO, C.A.S., Brazilian Pre-Salt: An Impressive Journey from Plans and Challenges to Concrete Results, *Offshore Technology Conference*, Houston, May 4-7, 2015.
6. Rassenfoss, S., It is hard to make money in deep water, even with billions of barrels to produce. *Journal of Petroleum Technology*, Vol. 69, No. 7, pp 28-31, 2017.
7. Pinto, A. C. C., Vaz, C. E. M., Branco, C. C. M., Ribeiro, J., An Evaluation of Large Capacity Processing Units for Ultra Deep Water and High GOR Oil Fields, *Offshore Technology Conference*, Houston, May 5-8, 2014.
8. Arinelli, L. O., Trotta, T. A. F., Teixeira, A. M., De Medeiros, J. L., Araújo, O. Q. F., Offshore Processing of CO_2 Rich Natural Gas with Supersonic Separator versus Conventional Routes, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 46, pp 199-221, 2017.
9. Bimüller, J. D., Nord, L. O., Process Simulation and Plant Layout of a Combined Cycle Gas Turbine for Offshore Oil and Gas Installations, *Journal of Power Technologies*, Vol. 95, No. 1, pp 40-47, 2015.
10. Reis, M. M. L. and Gallo, W. L. R., Study of Waste Heat Recovery Potential and Optimization of the Power Production by an Organic Rankine Cycle in an FPSO Unit. *Energy Conversion and Management*, Vol. 157, pp 409-422, 2018.
11. Song, M., Song, Y., Hwang, J. O., Lee, C., Lee, W., Samsung Energy Plant: All-in-one Solution for Floating Power Plants with Gas-fired Combined Cycle Gas Turbines, *Gastech*, Chiba, April 4-7, 2017.
12. Følgesvold, E., Skjefstad, H. S., Riboldi, L., Nord, L. O., Combined Heat and Power Plant on Offshore Oil and Gas Installations. *Journal of Power Tecnologies*, Vol. 97, No. 2, pp 117-126, 2017.
13. Cuchivague, H. Y. O., Análise Exergética de um Sistema de Injeção de CO_2 para uma Plataforma FPSO e sua Integração com Ciclo Combinado e Captura de Carbono, *M.Sc. Thesis*, UNICAMP, Campinas, 2015.
14. Nord, L. O. and Bolland, O., Steam Bottoming Cycles Offshore - Challenges and Possibilities. *Journal of Power Technologies*, Vol. 92, No. 3, pp 201-207, 2012.

15. Nord, L. O. and Bolland, O., Design and Off-design Simulations of Combined Cycles for Offshore Oil and Gas Installations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 5, pp 85-91, 2013.
16. Flatebø, Ø, Off-design Simulation of Offshore Combined Cycles, *M.Sc. Thesis*, NTNU, 2012.
17. Nord, L. O., Anantharaman, R., Chikukwa, A., Mejdell, T, CCS on Offshore Oil and Gas Installation – Design of Post-combustion capture system and steam cycle, *Energy Procedia*, Vol. 114, pp 6650-6659, 2017.
18. Araújo, O. Q. F., De Medeiros, J. L., Carbon Capture and Storage Technologies: Present Scenario and Drivers of Innovation, *Current Opinion in Chemical Engineering*, Vol. 17, pp 22-34, 2017.
19. Kishinami, R., Appy, B., Watanabe, Jr. K, The Economic and Social Impacts of a Carbon Tax in Brazil, *Instituto Escolhas*, 2015.
20. Global CCS Institute, Technical aspects of CO_2 enhanced oil recovery and associated carbon storage, October, 2013.
21. Malone, T., Kuuskraa, V., Dipietro, P., CO_2-EOR Resource Assessment, DOE/NETL-2014/1631, DOE Contract Number DE-FE0004001, 2014.
22. Windén, B., Chen, M., Okamoto, N., Kim, D. K., McCaing, E., Shenoi, A., Wilson, P., Investigation of Offshore Thermal Power Plant with Carbon Capture as an Alternative to Carbon Dioxide Transport, *Ocean Engineering*, Vol. 76, pp 152-162, 2014.
23. Hetland, J., Kvamsdal, H.M., Haugen, G., Major, F., Integrating a Full Carbon Capture Scheme onto a 450 MWe NGCC Electric Power Generation Hub for Offshore Operations: Presenting the Sevan GTW Concept, *Applied Energy*, Vol. 86, pp 2298–2307, 2009.
24. Leung, D. Y. C., Caramanna, G. C., Maroto-Vaaler, M. M., An Overview of Current Status of Carbon Dioxide Capture and Storage Technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 39, pp 426-443, 2014.
25. Rochelle, G. T., Amine Scrubbing for CO_2 Capture, *Science*, Vol. 325, pp 1652-1654, 2009.
26. Closmann, F., Nguyen, T., Rochelle, G. T., MDEA/Piperazine as a Solvent for CO_2 Capture, *Energy Procedia*, Vol. 1, pp 1351-1357, 2009.
27. Kvamsdal, H. M., Hetland, J., Haugen, G., Svendsen, H. F., Major, F., Karstad, V., Tjellander, G., Maintaining a Neutral Water Balance in a 450 MWe NGCC–CCS Power System with Post-combustion Carbon Dioxide Capture aimed at Offshore Operation, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 4, pp 613–622, 2010.
28. Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA). Operation License No. 1397/2017.
29. GE Power, Aeroderivate LM2500 Gas Turbine (50 Hz): Fact Sheet, 2016.

30. Siemens, SST-600 Industrial Steam Turbines: Up to 100 MW, 2008.
31. Intetech Consultancy Ltd and E.ON New Build & Technology Ltd, Corrosion and Selection of Materials for Carbon Capture and Storage, IEAGHG R&D Programme Technical Report 2010/03.
32. De Visser, E. and Hendriks, C., Towards Hydrogen and Electricity Production with Carbon Dioxide Capture and Storage, D.3.1.3., DYNAMICS CO_2 Quality Recommendations, 2007.
33. Cruz, M. D. A., Efeitos da Captação Profunda de Água do Mar na Eficiência Energética, Emissões de CO_2, CAPEX e OPEX de um FPSO do Pré-sal, *M.Sc. Thesis*, PEA/UFRJ, 2016.
34. Freeman, S. A., Dugas, R. D., Wangener, H. V., Rochelle, G. T., Carbon Dioxide Capture with Concentrated, Aqueous Piperazine, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 4, pp 119–124, 2010.
35. Turton, R., Bailie, R. C., Whiting, W. B., Shaeiwitz, J. A., *Analysis, synthesis and design of chemical processes*, 4. ed., Prentice Hall, New Jersey, 2012.
36. Koch-Glitsch, Intalox Packed Towers Systems: Structured Packing, 2018.
37. Forecast International, The Market of Gas Turbines Marine Engines, November, 2010.
38. Perry, R. H., Green, D. W., Maloney, J.O., *Perry's chemical engineers' handbook*, 7 ed., McGraw-Hill, 1997.
39. Voice, A. K., Rochelle, G. T., Oxidation of Amines at Absorber Conditions for CO_2 Capture from Flue Gas, *Energy Procedia*, Vol. 4, pp 171–178, 2011.
40. Intratec, Useful Indexes for the Chemical Industry, 2016.
41. Ministério de Minas e Energia (MME), Boletim Mensal de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural: Destaques do Mês de Dezembro/2016, Edition No. 118, 2016.
42. US Inflation Calculator, 2018.
43. Petrobras, Processo Seletivo Público para Preenchimento de Vagas e Formação de Cadastro em Cargos de Níveis Médio e Superior, Edital No. 1 - Petrobras/PSP RH 2017.1, 2017.
44. Sindicato dos Trabalhadores Offshore Do Brasil (SINDITOB), Acordo Coletivo de Trabalho 2016/2018, August, 2017.
45. Banco Central do Brasil, Cotações e Boletins, 2018.
46. Gozalpour, F., Ren, S. R., Tohidi, B., CO_2 EOR and Storage in Oil Reservoirs, *Oil Gas Science and Technology - Rev. IFP*, Vol. 60, No. 3, pp 537-546, 2005.
47. U.S. Energy Information Administration (EIA), Petroleum and Other Liquids: Cushing, OK WTI Spot Price FOB, 2018.