



Universidade Federal do Rio de Janeiro
Escola Politécnica & Escola de Química
Programa de Engenharia Ambiental

Matheus de Andrade Cruz

EFEITOS DA CAPTAÇÃO PROFUNDA DE ÁGUA DO MAR NA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA, EMISSÕES DE CO₂ CAPEX E OPEX DE UM FPSO DO PRÉ-SAL

Rio de Janeiro

2016



UFRJ

Matheus de Andrade Cruz

EFEITOS DA CAPTAÇÃO PROFUNDA DE ÁGUA DO MAR NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, EMISSÕES DE CO₂ CAPEX E OPEX DE UM FPSO DO PRÉ-SAL

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Engenharia Ambiental, Escola Politécnica & Escola de Química, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Ambiental.

Orientadores:

José Luiz de Medeiros, DSc EQ/UFRJ

Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, PhD EQ/UFRJ

Captação Profunda de Água do Mar, Água de Resfriamento, Compressor, Processamento Primário de Gás Natural, FPSO.

Rio de Janeiro

2016

Cruz, Matheus de Andrade.

Efeitos da Captação Profunda de Água do Mar na Eficiência Energética, Emissões de CO₂, Capex e Opex de um FPSO do Pré-Sal / Matheus de Andrade Cruz. – 2016.

177 f. : il. 50 30 cm

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica & Escola de Química, Programa de Engenharia Ambiental, Rio de Janeiro, 2011.

Orientador: José Luiz de Medeiros e Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo

1. Captação profunda de água do mar 2. Água de Resfriamento 3. Compressor 4. Processamento primário de gás natural 5. FPSO I. Medeiros, José Luiz de e Araújo, Ofélia de Q. F. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Escola Politécnica e Escola de Química. III. Efeitos da Captação Profunda de Água do Mar na Eficiência Energética, Emissões de CO₂, Capex e Opex de um FPSO do Pré-Sal.



UFRJ

EFEITOS DA CAPTAÇÃO PROFUNDA DE ÁGUA DO MAR NA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA, EMISSÕES DE CO₂ CAPEX E OPEX DE UM FPSO DO PRÉ-SAL

Matheus de Andrade Cruz

Orientadores:

José Luiz de Medeiros, DSc EQ/UFRJ

Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, PhD EQ/UFRJ

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Engenharia Ambiental, Escola Politécnica & Escola de Química, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Ambiental.

Aprovada pela Banca:



Presidente, José Luiz de Medeiros, DSc, EQ/UFRJ



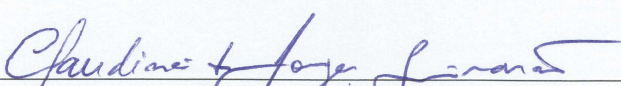
Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, PhD, EQ/UFRJ



Giovani Cavalcanti Nunes, PhD, PETROBRAS



Ana Paula Santana Musse, DSc, CENPES/PETROBRAS



Claudinei de Souza Guimarães, DSc, PEA/UFRJ

Rio de Janeiro

2016

*Dedico este trabalho aos meus pais, irmão e noiva,
pelo incentivo e apoio incondicional em mais esta
conquista pessoal e profissional.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus orientadores, José Luiz de Medeiros e Ofélia de Queiroz Fernandes Araújo, pelo incentivo, conselhos e suporte durante toda a concepção e elaboração deste trabalho.

Aos funcionários do CENPES Mauro Leite e Dárley Carrijo, pelo fornecimento de informações fundamentais para a execução deste estudo.

A empresa ENEVA, pelo suporte financeiro.

Ao apoio do PRH-ANP/MCT, mais especificamente ao Programa de Engenharia Ambiental na Indústria do Petróleo, Gás e Biocombustíveis - PRH41 - ANP/MCTi, da Escola Politécnica & Escola de Química da UFRJ.

“As pessoas esquecerão quão rápido você fez um trabalho, mas sempre lembrarão quão bem você o fez. ”

Howard Newton

RESUMO

CRUZ, Matheus de Andrade. **EFEITOS DA CAPTAÇÃO PROFUNDA DE ÁGUA DO MAR NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, EMISSÕES DE CO₂ CAPEX E OPEX DE UM FPSO DO PRÉ-SAL**. Rio de Janeiro, 2016. Dissertação (Mestrado) – Programa de Engenharia Ambiental, Escola Politécnica e Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

A potência de um estágio de compressão adiabática é aproximadamente proporcional à temperatura absoluta de entrada do gás. Tradicionalmente, um FPSO utiliza água do mar superficial como fluido frio no circuito primário de refrigeração. Considerando-se o Atlântico Sul em latitude próxima dos trópicos, isto permite que o gás no inter-estágio de um trem multi-estágio de compressão adiabática só possa ser resfriado até 40 °C. Por outro lado, na mesma região, mas em profundidades superiores a 900 m, a temperatura média da água do mar é de 4 °C. Este trabalho demonstra ser possível reduzir a potência de trens de compressão adiabática multi-estágio adotando-se resfriamento do gás carga e de inter-estágio até 12°C utilizando-se água do mar captada profundamente no circuito primário de refrigeração. Para isto foi desenvolvida simulação termodinâmica da planta de processamento primário de gás de um FPSO típico do Pré-Sal incluindo seus sistemas de água de refrigeração e de geração de energia (turbo geradores). Isso possibilitou análise comparativa do desempenho energético, econômico e emissões de CO₂, considerando-se captação superficial e captação profunda de água do mar. Houve redução entre 9,2% a 3,0% na potência total dos compressores para, respectivamente, 100% e 25% da vazão de projeto de gás processado. Os principais equipamentos afetados foram dimensionados, permitindo também análise comparativa de peso e CAPEX. Outras vantagens do uso da captação profunda de água do mar para alimentar o circuito primário de refrigeração são: (i) eliminação de ciclo de refrigeração para ajuste de ponto de orvalho; (ii) redução de 30% na área de troca térmica dos trocadores da planta de processamento de gás; (iii) redução de 2,0% a 4,5% no consumo de gás combustível por turbinas a gás; (iv) redução de 4% (2,8 MW) na potência total de projeto de turbinas a gás; e (v) redução de 1 estágio de compressão no trem de compressão de CO₂. Em termos de CAPEX, foi obtida redução de 9,5% (MMUS US \$ 13,5). A redução total de peso no *topside* do FPSO atingiu 226 toneladas ou 14,4% com relação ao Caso Base. Considerando-se 23 anos de operação foi estimada uma redução de 214.522 tonelada nas emissões de CO₂.

Palavras-Chave: *Captação Profunda de Água do Mar, Água de Resfriamento, Compressor, Processamento Primário de Gás Natural, FPSO.*

ABSTRACT

CRUZ, Matheus de Andrade. **DEEP SEAWATER INTAKE EFFECT ON THE ENERGETIC EFICIENCY, CO₂ EMISSIONS CAPEX AND OPEX OF A PRE-SALT'S FPSO.** Rio de Janeiro, 2016. Dissertação (Mestrado) – Programa de Engenharia Ambiental, Escola Politécnica e Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

The power of a stage of adiabatic compression is approximately proportional to the absolute temperature of the inlet gas. In general, superficial seawater (SW) is used as cold fluid in the primary cooling circuit of deepwater FPSO. Considering the South Atlantic near tropical latitudes, superficial SW will allow inter-stage gas in a multi-stage adiabatic compressor train to be cooled only to 40°C. On the other hand, in the same region but at depths greater than 900m, the average SW temperature is 4°C. This work shows that it is possible to reduce the power of multi-stage adiabatic compressor trains by cooling feed and inter-stage gas to 12°C by using deep seawater (DSW) in the primary cooling circuit. To do this, an integrated thermodynamic simulation of a typical Pre-Salt FPSO gas plant was conducted including the cooling water system and the power generation system (gas turbines). This allowed to compare the energetic, environmental and economic performances of the plant adopting surface SW versus DSW as cooling sink. Results showed a decrease in the total compression power by 9.2% to 3.0% for 100% and 25% of the nominal feed gas flow rate of the plant, respectively. The main affected equipment were sized for both cases, allowing also comparative analysis of CAPEX and equipment weight. The use of DSW as cooling sink leads also to other advantages like: (i) elimination of a refrigeration cycle for hydrocarbon dew point adjustment; (ii) reduction of 30% of total heat transfer area in the gas plant; (iii) reduction of 2.0% - 4.5% of fuel consumption by gas turbines; (iv) reduction of 4% (2.8 MW) of the design power of gas turbines; and (v) cut of one compression stage in the CO₂ compression train. In terms of CAPEX, a 9.5% (MMUS\$ 13.5) total reduction was obtained, compared to the base case. The total cut on the topsides weight reached 226 ton or 14.4%. After 23 years of operation 214.522 ton of CO₂ emissions could be avoided.

Keywords: *Deep Seawater Intake, Cooling Water, Compressor, Offshore Natural Gas Processing, FPSO.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Bacias produtoras de Óleo e Gás do Brasil	19
Figura 2 - Sistema Típico de Produção de Óleo e Gás Offshore	20
Figura 3 - Localização dos Campos do Pré-Sal Brasileiro	24
Figura 4 - Sistema de Escoamento de Gás Natural da Bacia de Santos.....	26
Figura 5 - Planta de Processamento Primário de Óleo Gás e Água Típica do Pré-Sal.....	29
Figura 6 - Sistema de Absorção de Gás Sulfídrico por Adsorção Química em Leito Fixo	31
Figura 7 - Sistema de Desidratação de Gás por Peneiras Moleculares.....	35
Figura 8 - Sistema de Refrigeração por Expansão para Ajuste de Ponto de Orvalho	36
Figura 9 – Sistema de Refrigeração Mecânica para Ajuste de Ponto de Orvalho.....	37
Figura 10 – Elemento de Membrana Tipo Spiral Wound.....	39
Figura 11 - Arranjo de Elementos de Membrana Spiral-Wound em um Tube da Bateria	39
Figura 12 - Unidade Industrial de Remoção de CO ₂ por Membranas	40
Figura 13 - Sistemas em 1 e 2 Estágios para Remoção de CO ₂ por Membranas.....	40
Figura 14 - Sistema Aberto de Água de Resfriamento.....	42
Figura 15 - Sistema Fechado de Água de Resfriamento.....	42
Figura 16 - Approaches Mínimos em um Sistema de Água de Resfriamento Fechado	43
Figura 17 - Perfil Vertical de Temperatura para os dados obtidos nas coordenadas 26,2533°S e 41,3442°W (Bacia de Santos).	44
Figura 18 - Tipos de Bombas de Captação de Água do Mar	45
Figura 19 - Modulo Subsea de Bombeamento de Água do Mar.....	47
Figura 20 - Sistema Subsea de Captação de Água do Mar	48
Figura 21 - Sistema de Resfriamento de Água Subsea	50
Figura 22 - Resfriador Subsea Passivo da Aker Solutions	51
Figura 23 - Resfriador Subsea Ativo com Fluxo de Água do Mar Promovido por Propulsor. 52	
Figura 24 - Resfriador Casco e Tubos Subsea com Fluxo de Água do Mar Promovido por Bomba	53
Figura 25 – Fluxograma da Simulação da Planta de Processamento de Óleo.....	58
Figura 26 - Janela “Water Options” do Simulador de Processos PRO/II	59
Figura 27 – Janela de Convergência de Reciclos e Opções de Aceleração do PRO/II	60
Figura 28 - Sistema de Tratamento de Gás do FPSO Cidade de Paraty.....	62
Figura 29 - Fluxograma da Simulação do Caso Base	64
Figura 30 - Simulação do Módulo de Separação de CO ₂	67
Figura 31 - Especificações do Módulo Stream Calculator para Separação de CO ₂	68
Figura 32 - Controlador Multivariáveis MVC-401	69
Figura 33 - Temperatura versus Remoção de CO ₂ em Membranas.....	69
Figura 34 - Simulação do Ciclo de Refrigeração.....	70
Figura 35 - Simulação dos Turbo geradores no Thermoflex – Caso Base	71
Figura 36 - Efeito da Temperatura e Umidade Relativa do Ar na Potência dos Turbo geradores GE LM2500	73
Figura 37 - Simulação dos Turbo geradores no PRO-II – Caso Base.....	74
Figura 38 – Curva de Produção e Capacidade de Processamento de Gás	75
Figura 39 - Simulação do Sistema de Água de Resfriamento (Caso Base/Operação)	78

Figura 40 – Arranjo do Sistema de Captação de Água do Mar - Caso Base	80
Figura 41 - Fluxograma da Simulação do Caso Alternativo	81
Figura 42 - Simulação dos Turbo geradores no Thermoflex – Caso Alternativo	87
Figura 43 - Fluxograma da Simulação Caso Alternativo/Operação	87
Figura 44 – Sistema de Captação Profunda de Água do Mar - Caso Alternativo.....	88
Figura 45 – Coeficientes Globais de Troca Térmica dos RHX-601,602 e 603 - Caso Base..	93
Figura 46 – Coeficientes Globais de Troca Térmica dos RHX-601 e 602 - Caso Alternativo	96
Figura 47 – Histórico de Preços do Gás Natural.....	98
Figura 48 - Cálculo da Pressão de Projeto	102
Figura 49 - Cálculo da Temperatura de Projeto	103
Figura 50 – Potência Requerida pelo FPSO versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Base	105
Figura 51 – Consumo de Gás Combustível dos Turbo geradores versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Base	105
Figura 52 – Potência Requerida pelo FPSO versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Alternativo	113
Figura 53 – Consumo de Gás Combustível dos Turbo geradores versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Alternativo	113
Figura 54 – Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Base	117
Figura 55 – Variação na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Base.....	117
Figura 56 – Temperatura na Sucção dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Base.....	118
Figura 57 – Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo.....	118
Figura 58 – Variação na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo.....	119
Figura 59 – Temperatura na Sucção dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo	119
Figura 60 – Variação Nominal na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base	120
Figura 61 – Variação Percentual na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base	120
Figura 62 – Variação Percentual na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base	121
Figura 63 – Variação na Potência das Bombas de Água de Resfriamento versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base	125
Figura 64 – Distribuição de Consumo Elétrico - Caso Base - Projeto	127
Figura 65 – Distribuição de Consumo Elétrico - Caso Alternativo - Projeto.....	131
Figura 66 – Demanda Elétrica Total versus Capacidade de Processamento de Gás	134
Figura 67 –Comparativo de Desempenho Turbinas a Gás – Simulações de Operação	135
Figura 68 – Variações Percentuais do Caso Alternativo com Relação ao Base quanto a Performance das Turbinas.....	136
Figura 69 – Consumo Anualizado de Gás Combustível versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada.....	137

Figura 70 – Exportação Anualizadas de Gás Combustível versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada.....	137
Figura 71 – Emissões Anualizadas de CO ₂ versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada	138
Figura 72 – Consumo de Energia Elétrica por Ano.....	147
Figura 73 – Consumo de Gás Combustível por Ano	148
Figura 74 – Exportação de Gás Natural por Ano	148
Figura 75 – Emissões de CO ₂ por Ano	149
Figura 76 – Diagrama de Sankey – Caso Base 100% e 25%.....	150
Figura 77 – Diagrama de Sankey – Caso Alternativo 100% e 25%.....	151
Figura 78 – Comparativo de Eficiência Energética	152
Figura 79 – Faturamento com Venda de Gás Natural por Ano.....	152
Figura 80 – Resultados do Caso Alternativo - Comparativo Geral por Ano.....	153
Figura 81 – Análise de Sensibilidade do Aumento na Receita em relação ao Preço de Venda do Gás Natural.....	153
Figura 82 – Receita com Créditos de Carbono Anual	154
Figura 83 – Lucro Potencial por Redução de Taxação devido a Emissão de CO ₂ eq	155

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Especificação do Gás Natural para Transporte por Gasoduto	28
Quadro 2- Fabricantes de Membranas para Remoção de CO ₂ do Gás Natural	38
Quadro 3- Tempo de Espera e Capacidade de Içamento no Mar do Norte	49
Quadro 4 - Vazão e Concentração de CO ₂ assumidas para o Caso Base/Projeto	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição das Correntes de Entrada.....	57
Tabela 2 - Correntes de Entrada das Simulações da Planta de Processamento de Gás.....	61
Tabela 3 - Temperaturas da Água do Sistema de Resfriamento Caso Base.....	63
Tabela 4 - Compressores do Caso Base/Projeto.....	65
Tabela 5 - Dados de Entrada dos Permutadores de Calor do Caso Base/Projeto.....	66
Tabela 6 – Simulação das Turbo geradores no Thermoflex – Caso Base.....	71
Tabela 7 –Propriedades do Gás Combustível – Caso Base.....	72
Tabela 8 – Temperatura e Umidade Relativa do Ar na Bacia de Santos.....	72
Tabela 9 – Efeito da Temperatura e Umidade Relativa do Ar na Potência dos Turbo geradores GE LM2500	73
Tabela 10 – Vazões dos Compressores e % Reciclo do Controle Anti-Surge – Caso Base. 76	76
Tabela 11 – Outros Consumidores de Energia Elétrica Considerados neste Estudo.....	77
Tabela 12 - Simulação do Sistema de Captação de Água do Mar - Caso Base.....	79
Tabela 13 - Temperaturas da Água do Sistema de Resfriamento - Caso Alternativo	80
Tabela 14 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 100%.....	83
Tabela 15 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 75%.....	83
Tabela 16 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 50%.....	84
Tabela 17 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 25%.....	84
Tabela 18 - Compressores do Caso Alternativo/Projeto.....	85
Tabela 19 - Dados de Entrada dos Permutadores de Calor do Caso Alternativo/Projeto.....	85
Tabela 20 –Propriedades do Gás Combustível – Caso Alternativo	86
Tabela 21 - Simulação do Sistema de Captação de Água do Mar.....	89
Tabela 22 - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Base	91
Tabela 23 - Especificações do Permutador de Placas E13 (Caso Base)	94
Tabela 24 - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Alternativo.....	94
Tabela 25 - Especificações do Permutador de Placas E13 (Caso Alternativo).....	97
Tabela 26 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Compressores Caso Base.....	99
Tabela 27 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Trocadores de Calor Caso Base	100
Tabela 28 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX do SHX-604 e SHX-701 - Caso Base.....	103
Tabela 29 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – SHX-801 Caso Base	104
Tabela 30 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – Bombas Caso Base.....	104
Tabela 31 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Turbo geradores no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Base).....	104
Tabela 32 - Curva de Produção, Potência Elétrica e Consumo de Gás – Caso Base.....	106
Tabela 33 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Compressores Caso Alternativo	107
Tabela 34 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – Trocadores de Calor Caso Alternativo.....	108
Tabela 35 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Resfriadores E11 e E12 no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo).....	111

Tabela 36 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo do E13 no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo).....	111
Tabela 37 - Dados de Entrada para Estimativa das Bombas no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo).....	112
Tabela 38 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Turbo geradores no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo).....	112
Tabela 39 - Curva de Produção, Potência Elétrica e Consumo de Gás – Caso Alternativo	114
Tabela 40 - Análise Comparativa dos Resultados – Compressores/Projeto.....	116
Tabela 41 - Resultados – Trocadores de Calor – Cargas Térmicas.....	123
Tabela 42 - Resultados – Trocadores de Calor - LMTD.....	124
Tabela 43 - Resultados – Bombas.....	125
Tabela 44 – Cálculo da Demanda Elétrica de Projeto para o Caso Base.....	126
Tabela 45 – Dados das Turbina Seleccionada para o Caso Base.....	126
Tabela 46 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Base Condição ISO.....	128
Tabela 47 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Base Condição de Projeto.....	128
Tabela 48 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Base Condição de Operação.....	129
Tabela 49 – Cálculo da Demanda Elétrica de Projeto para o Caso Alternativo.....	130
Tabela 50 – Dados das Turbina Seleccionada para o Caso Alternativo.....	130
Tabela 51 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Alternativo Condição ISO.....	132
Tabela 52 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Alternativo Condição de Projeto.....	132
Tabela 53 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Alternativo Condição de Operação.....	133
Tabela 54 - Resultados – Trocadores de Calor - Áreas de Troca Térmica.....	139
Tabela 55 - Resultados – Compressores - Peso.....	140
Tabela 56 - Resultados – Trocadores de Calor - Peso.....	141
Tabela 57 - Resultados – Turbo geradores - Peso.....	141
Tabela 58 - Resultados – Bombas - Peso.....	141
Tabela 59 - Peso Total dos Equipamentos Avaliados.....	141
Tabela 60 - Distribuição do Peso por Grupo de Equipamentos.....	142
Tabela 61 – Comparação de Custos dos Compressores.....	143
Tabela 62 – Comparação de Custos dos Trocadores de Calor.....	144
Tabela 63 – Comparação de Custos dos Turbo geradores.....	145
Tabela 64 – Comparação de Custos das Bombas.....	145
Tabela 65 – Resumo Geral de Custos.....	146
Tabela 66 – Distribuição dos Custos.....	146

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CEPCI – Chemical Engineering Plant Cost Index (Indicador de Custos de Plantas da revista *Chemical Engineering*)

CO₂ – Dióxido de Carbono

DEA – Dietanolamina

DP – Desenvolvimento de Produção

EIA – Estudo de Impacto Ambiental

EOR – *Enhanced Oil Recovery* (recuperação melhorada de óleo).

FPSO – *Floating Production, Storage and Offloading* (Unidade Flutuante de Produção, Armazenagem e Descarregamento)

FLNG – *Floating Liquefied Natural Gas* (Unidade Flutuante de Liquefação de Gás Natural)

GN – Gás Natural

HCDP – *Hydrocarbon Dew Point* (Ponto de Orvalho de Hidrocarbonetos)

HDPE – *High Density Polyethylene* (Polietileno de Alta Densidade)

LMTD – *Log Mean Temperature Difference* (Diferença Média Logarítmica de Temperatura)

MEA – Metanolamina

MDEA – Metildietanolamina

MMSCFD – Million of Standard Cubic Feet per Day (Milhões de pés cúbicos por dia no estado padrão)

NPSH – Net Positive Suction Head (Carga Hidráulica Positiva Líquida na Sucção)

OTEC – *Ocean Thermal Energy Conversion* (Conversão de Energia Térmica Oceânica)

RGO – Razão Gás-Óleo

RIMA – Relatório de Impacto Ambiental

ROV – *Remotely Operated Underwater Vehicle* (veículo submarino operado remotamente)

SPA – Sistema de Produção Antecipada

TEG – Trietilenoglicol

TLD – Teste de Longa Duração

U - Coeficiente Global de Troca Térmica

UEP – Unidade Estacionária de Produção

UPGN – Unidade de Processamento de Gás Natural

VRU – *Vapor Recovery Unit* (unidade de recuperação de vapor)

WAG – *Water Alternating Gas* (injeção alternada de água e gás)

WDP – *Water Dew Point* (Ponto de Orvalho de Água)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVOS	22
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	EXPLORAÇÃO E PRODUÇÃO DE PETRÓLEO E GÁS NO PRÉ-SAL	24
2.1.1	Produção e Escoamento de Petróleo e Gás no Pré-Sal de Santos	24
2.1.2	Características do Óleo e Gás produzidos no Pré-Sal	26
2.1.3	Unidades Estacionárias de Produção do Pré-Sal	27
2.1.4	Sistema de Processamento de Gás	30
2.1.4.1	Compressor de Recuperação de Vapor	30
2.1.4.2	Remoção de H ₂ S	30
2.1.4.3	Sistema de Compressão	32
2.1.4.4	Desidratação	34
2.1.4.5	Ajuste de Ponto de Orvalho de Hidrocarbonetos (HCDP)	35
2.1.4.6	Membranas de Separação de CO ₂	37
2.1.4.7	Sistema de Reinjeção do Gás e CO ₂	41
2.1.5	Sistema de Água de Resfriamento	41
2.1.6	Sistemas de Captação e Resfriamento de Água do Mar	45
2.1.6.1	Sistema Convencional	45
2.1.6.2	Sistema Convencional com Captação Profunda	46
2.1.6.3	Sistema de Captação por Bombeamento Subsea	47
2.1.6.4	Sistema de Resfriamento Subsea	50
3	METODOLOGIA	54
3.1	SIMULAÇÃO	55
3.1.1	Produção e Pré-processamento do Petróleo	56
3.1.2	Planta de Processamento de Gás - Caso Base	58
3.1.2.1	Simulação para Projeto de Equipamentos	63
3.1.2.2	Simulações do Caso Base/Operação	74
3.1.3	Caso Alternativo	80
3.1.3.1	Simulação do Caso Alternativo/Projeto	84
3.1.3.2	Simulação do Caso Alternativo/Operação	87

3.2	DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS	89
3.2.1	Caso Base	90
3.2.2	Caso Alternativo.....	94
3.3	ANÁLISE ECONÔMICA	97
3.3.1	Caso Base	99
3.3.1.1	Estimativa de Capital Expenditure (CAPEX).....	99
3.3.1.2	Consumo de Energia	104
3.3.2	Caso Alternativo.....	106
3.3.2.1	Estimativa de Capital Expenditure (CAPEX).....	106
3.3.2.2	Consumo de Energia	112
4	RESULTADOS	115
4.1	SIMULAÇÃO	115
4.1.1	Compressores	115
4.1.2	Trocadores de calor	122
4.1.3	Bombas	124
4.1.4	Turbo geradores.....	126
4.1.4.1	Caso Base Projeto	126
4.1.4.2	Caso Alternativo Projeto	129
4.1.4.3	Desempenho das Turbinas do Caso Base e Alternativo - Operação.....	133
4.2	DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS	139
4.3	ANÁLISE ECONÔMICA	142
4.3.1	Custos de Aquisição (CAPEX)	143
4.3.2	Custos Operacionais (OPEX) e Emissões de CO₂.....	147
5	CONCLUSÕES	156
6	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	160
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	161

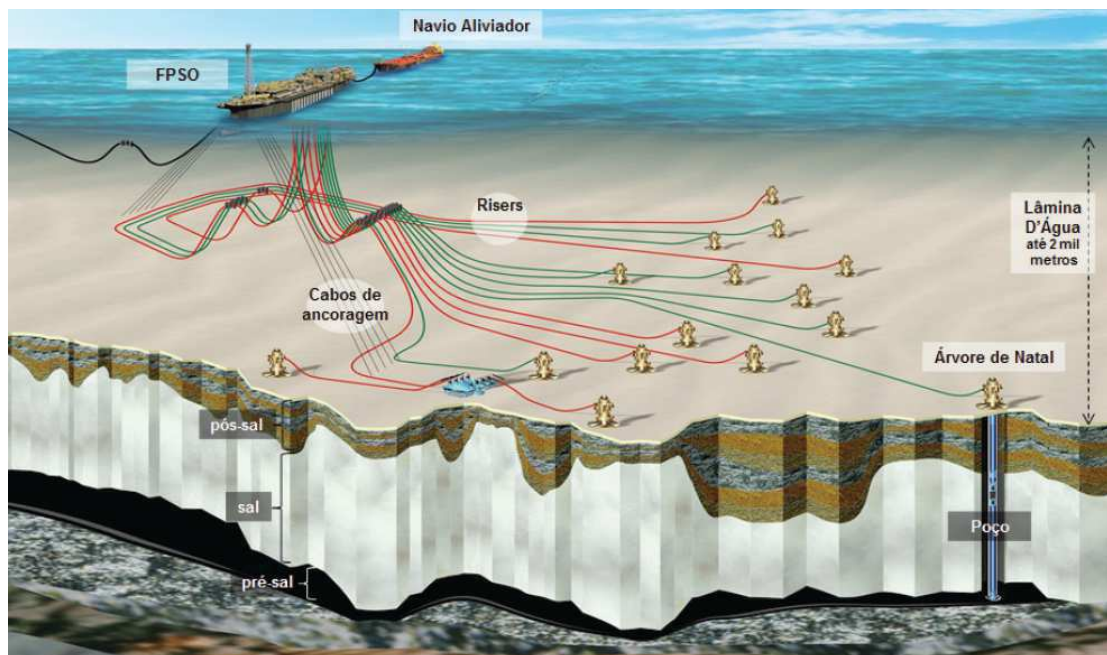


Figura 2 - Sistema Típico de Produção de Óleo e Gás Offshore

Fonte: RIMA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos – Etapa 2 (2013).

Todas as especificações do óleo, gás e água produzida são obtidas através do processamento primário, nas UEP, que podem ser plataformas fixas ou flutuantes. Existem diversos modelos, desenvolvidos para se adaptar às diferentes características de cada campo de produção.

NUNES (2013) afirma que em geral, nos sistemas de produção localizados em lâmina d'água menor que 200 metros (rasa), adota-se a plataforma fixa (tipo jaqueta). Essa configuração exporta óleo e gás diretamente para terra, através de dutos. Em lâminas d'água profundas (maior que 200 metros) são utilizadas unidades flutuantes, em geral do tipo Semissubmersível ou FPSO. Elas utilizam longas linhas de produção, que alcançam maiores áreas de reservatório.

Atualmente os FPSO têm sido largamente utilizados. Como os novos campos são muito afastados da costa, não há uma rede de oleodutos de exportação. Então é fundamental que a UEP tenha capacidade não só de processar, mas também de armazenar o óleo produzido por um tempo pré-estabelecido. Os FPSO podem armazenar, entre 1,0 e 2,5 milhões de barris de óleo em seus tanques. O óleo é transportado até seus consumidores em navios tanque, chamados aliviadores. O gás não utilizado pode ser exportado por dutos, reinjetado no reservatório ou queimado na tocha. A queima do excedente de gás foi muito utilizada no início da exploração e

produção de petróleo *offshore* e ocorre até hoje em muitos campos do Pós-Sal brasileiro. Isso ocorre, pois poucos campos têm uma rede de gasodutos de exportação. Porém, por questões econômicas e como forma de demonstrar um maior comprometimento com o meio ambiente, essa prática vem sendo abolida, como no caso da exploração do Pré-Sal.

Devido à questão do aquecimento global, os órgãos governamentais e a PETROBRAS decidiram que não haveria queima do Gás Natural ou descarte do Gás Carbônico (CO₂) extraído do Pré-Sal para a atmosfera. Mas, pelas características dos reservatórios, a produção de gás nesses campos será muito elevada e o teor de CO₂ no gás produzido pode ser muito maior que o encontrado nos campos convencionais.

Para contornar esses problemas, a saída adotada no Brasil foi injetar o excedente de Gás Natural e todo o CO₂ associado de volta no reservatório. Além de evitar a emissão de gases estufa na atmosfera, essa solução é utilizada para aumentar a recuperação de óleo do reservatório, processo conhecido como *Enhanced Oil Recovery* (EOR). Mas, para tal, é necessário comprimir os gases produzidos a pressões extremamente elevadas, da ordem de 55.000 kPa (550 bar).

Essa é uma das diversas dificuldades operacionais inerentes à exploração e produção no Pré-Sal. Ela torna a produção ainda mais intensiva em investimento e torna seu custo operacional maior relativamente a cenários *offshore* de exploração convencionais, reduzindo a atratividade econômica do empreendimento.

Em geral, os compressores centrífugos e turbo geradores de energia elétrica são os equipamentos mais dispendiosos das plantas de processamento de GN. Quanto maior a potência requerida para compressão, maiores serão o custo de investimento e o consumo de utilidades (energia e água de resfriamento) da UEP.

O principal benefício da alternativa proposta neste trabalho é a redução na potência requerida pelos compressores da planta. Além disso, o gás chega ao módulo de desidratação (peneiras moleculares) com um teor menor de água, o que reduz suas dimensões e/ou frequência de regeneração. Adicionalmente, é possível fazer o ajuste de Ponto de Orvalho de Hidrocarbonetos (HCDP) do gás com a própria água de resfriamento, dispensando-se a utilização de um Ciclo de Refrigeração ou Efeito Joule-Thomson. Com a redução na potência dos compressores, que utilizam acionadores elétricos, a demanda de energia elétrica do FPSO também reduz, reduzindo a demanda dos turbo geradores. Os turbo geradores utilizam turbinas a GN.

Assim, a redução na demanda elétrica resulta em redução nas emissões de CO₂ e outros gases que contribuem para o efeito estufa.

O efeito das mudanças supracitadas é uma redução expressiva nos custos de aquisição (CAPEX) e operação (OPEX) da planta de processamento de gás. Além disso, parte do gás utilizado para consumo interno da UEP passa a ser exportado ou utilizado para EOR. Assim, a economia de energia resulta em aumento na produção de óleo e gás e torna a produção menos poluente. Tudo isso pode contribuir para aumentar a atratividade econômica e sustentabilidade da exploração e produção de óleo e gás offshore.

1.1 OBJETIVOS

(i) Estudar a viabilidade técnica de captar água gelada a altas profundidades, para o resfriamento indireto de compressores centrífugos de uma UEP (Unidade Estacionária de Produção) do tipo FPSO (*Floating Production, Storage and Offloading*), projetada para operar no Pré-Sal da Bacia de Santos.

(ii) Na hipótese de ser possível tal captação de água gelada, objetiva-se avaliar o efeito dessa alteração na planta de tratamento de gás, na compressão e reinjeção de gás e CO₂ e no sistema de geração de energia do FPSO. As principais mudanças esperadas são redução na potência dos compressores e turbinas a gás além de outras vantagens oriundas de resfriamento adicional do gás.

(iii) Executar uma análise econômica comparativa, com a finalidade de comprovar se a modificação proposta neste trabalho é economicamente vantajosa com respeito ao caso convencional.

(iv) Avaliar a redução nas emissões de CO₂ durante a produção de óleo e gás resultante da aplicação da tecnologia de captação de água gelada profunda.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 2, com a finalidade de apresentar revisão bibliográfica e de contextualizar o estudo, será discutida a atividade de Exploração e Produção de Petróleo *Offshore*, dando ênfase ao Pré-Sal. Serão apresentadas as características do Óleo e Gás produzidos e apresentada a planta de processamento primário das UEP projetadas para operar nos campos de produção do Pré-Sal. Em seguida, serão

descritos em detalhes o sistema de processamento de gás dessas plataformas e o sistema de água de resfriamento.

No Capítulo 3, primeiramente será mostrada a metodologia utilizada para realizar a análise comparativa, objetivo final deste estudo. Em seguida será apresentado o FPSO Cidade de Paraty, selecionado como caso base deste estudo. Em seguida, serão apresentadas dez simulações termodinâmicas. As cinco primeiras representam o Caso Base, utilizando a captação de água do mar na superfície. As outras cinco representam o caso alternativo, com captação de água do mar mais fria, a altas profundidades. Em seguida, será mostrada a metodologia para dimensionamento dos equipamentos afetados pela mudança na temperatura da água de resfriamento. Ao final será apresentada a metodologia utilizada para realizar as estimativas de CAPEX e OPEX.

No Capítulo 4 será realizada a comparação dos resultados das simulações, dimensionamento de equipamentos e estimativa de custos. O objetivo é comprovar a viabilidade técnica e econômica do sistema de captação profunda de água do mar, assim como a redução nas emissões de CO₂.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 EXPLORAÇÃO E PRODUÇÃO DE PETRÓLEO E GÁS NO PRÉ-SAL

O Pré-Sal pode ser definido como: camadas de sedimentos lacustres e transicionais depositadas sob espessas camadas de sal, geradas durante o processo de separação do continente sul-americano do continente africano. Nessas camadas de sedimentos foram geradas jazidas de petróleo e gás natural de proporções gigantescas. Esses reservatórios são carbonáticos, de origem microbiana e bioclástica. (IBP, 2009) A distância entre o nível do mar e as rochas reservatório, abaixo da camada de sal, pode chegar a mais de 7.000 metros. As camadas de sal chegam a ter 2.000 metros de espessura. (PETROBRAS, 2014)

2.1.1 Produção e Escoamento de Petróleo e Gás no Pré-Sal de Santos

No Pré-Sal encontram-se as maiores reservas de petróleo do Brasil. Elas localizam-se entre os estados de Santa Catarina e Espírito Santo, como mostra a Figura 3. (PETROBRAS, 2014)

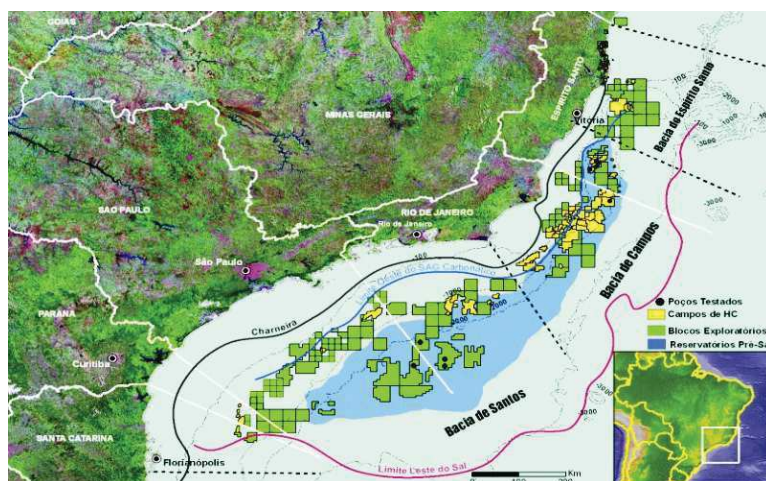


Figura 3 - Localização dos Campos do Pré-Sal Brasileiro

Fonte: IBP (2009)

Com uma área de mais de 350.000 km², a maior bacia sedimentar *offshore* do Brasil é a de Santos. Ela se estende desde Cabo Frio, no estado do Rio de Janeiro, até Florianópolis, capital de Santa Catarina. Em outubro de 2010 entrou em atividade

o primeiro sistema de produção definitiva do Pré-Sal. Ele está localizado no campo de Lula, na Bacia de Santos, a 280 quilômetros da costa e lâmina d'água de aproximadamente 2.200 metros. (PETROBRAS, 2014)

A atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos foi dividida em duas etapas. No portal eletrônico do IBAMA, foram disponibilizados os Estudos de Impacto Ambiental (EIA) das duas etapas. A Figura 4 mostra um arranjo esquemático, disponibilizado no EIA da Etapa 1.

O EIA da Etapa 1 contempla 11 Testes de Longa Duração (TLD), 2 Pilotos de Produção e 1 Desenvolvimento de Produção (DP). Porém nessa etapa também serão implementados outros empreendimentos como os gasodutos Sapinhoá - Lula, Lula Nordeste - Lula e Iracema - Lula Nordeste, não contemplados pelo EIA da Etapa 1. Os dois primeiros gasodutos interligarão os 2 Pilotos e o DP à Rota 1.

O Relatório de Impacto Ambiental (RIMA) da Etapa 2 informa que nela serão realizados 6 TLD, 1 Sistema de Produção Antecipada (SPA), 13 DP e 15 trechos de gasodutos. Os gasodutos interligam os FPSO aos gasodutos troncos.

Segundo o RIMA da Etapa 2, para possibilitar o transporte da produção de GN até as unidades de processamento em terra estão previstos 3 gasodutos troncos, que compõem o Sistema de Escoamento de Gás Natural da Bacia de Santos, são eles:

- Rota 1 (Gasoduto Lula – Mexilhão): está em operação desde 2009. Tem capacidade de escoar 10.000.000 Sm³/d de gás. Leva o gás produzido em diversas plataformas até a Unidade de Tratamento de Gás Monteiro Lobato (UTGCA) em Caraguatatuba, no Estado de São Paulo.
- Rota 2 (Gasoduto Rota Cabiúnas): ainda está sendo licenciado. Terá capacidade de escoar 13.000.000 Sm³/d de gás, até o Terminal de Cabiúnas (TECAB), em Macaé, Estado do Rio de Janeiro;
- Rota 3 (Gasoduto Rota Maricá): ainda está sendo licenciado. Terá capacidade de transportar 21.000.000 Sm³/d de gás, até o Complexo Petroquímico do Estado do Rio de Janeiro (COMPERJ), em Itaboraí, Estado do Rio de Janeiro.

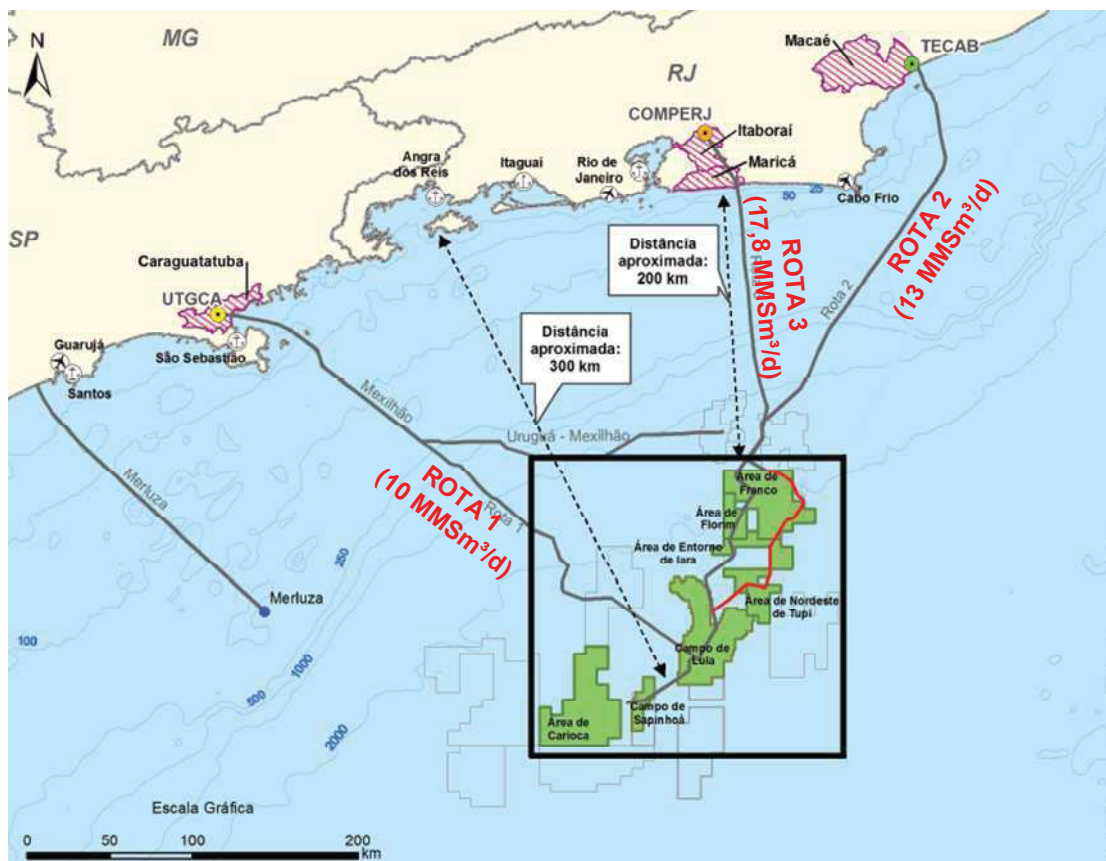


Figura 4 - Sistema de Escoamento de Gás Natural da Bacia de Santos

Fonte: adaptado do RIMA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos – Etapa 2 (2013)

2.1.2 Características do Óleo e Gás produzidos no Pré-Sal

Segundo PETROBRAS (2014), de forma geral, o óleo extraído do Pré-sal é considerado leve. Na Bacia de Santos a densidade média é de 28 °API, o teor de enxofre e a acidez são baixos. Essas características são inerentes a um petróleo de alta qualidade, que tem elevado valor de mercado.

MORAIS (2013) *apud* Beltrão et al (2009) cita que, dentre as diversas dificuldades inerentes à exploração do Pré-Sal estão: a alta Razão Gás/Óleo (RGO) e a possibilidade de alta concentração de CO₂ e de gás sulfídrico (H₂S) no óleo e gás produzidos. Porém, a RGO e a concentração de contaminantes podem variar muito de um campo para o outro. Segundo SIQUEIRA (2009), o gerente executivo da Petrobras, José Formigli, afirma que no Espírito Santo o teor de CO₂ é bem menor que em Santos. Já a concentração de H₂S, que em Santos é bem baixa, é um pouco

elevada no Espírito Santo (150 – 200 ppm). Segundo LIMA (2009), os teores de CO₂ do Gás Associado extraído do Pré-Sal de Santos variam entre 8% a 12% mol. Já nos campos do Pós-Sal tais teores são muito menores, atingindo em média 5% mol. Porém, em determinados campos do próprio Pré-Sal o teor de CO₂ no gás associado varia muito. No campo de Iracema, por exemplo, o teor de CO₂ é de apenas 1% mol. Em outros campos tal teor chega a mais de 15% mol. Segundo dados do EIA da Etapa 1, a RGO no Campo de Lula varia entre 200 a 240 Sm³ de gás por m³ de óleo. Formigli afirma que esse valor é cerca de duas vezes maior que o da média encontrada na Bacia de Campos (Pós-Sal). A média do Campo de Marlim, por exemplo, fica entre 90 e 100 Sm³/m³.

2.1.3 Unidades Estacionárias de Produção do Pré-Sal

Devido às características dos campos do Pré-Sal, os FPSO projetados para operar nessa região têm certas diferenças com relação às plataformas tradicionalmente utilizadas no Pós-Sal.

As principais diferenças estão na planta de processamento de gás. Segundo LIMA (2009), estimativas apontam que pode existir mais de 3 bilhões de toneladas de CO₂ somente nas áreas de Tupi (atualmente chamado de Campo de Lula) e Iara. A fim de evitar a emissão de uma grande quantidade de Gás Carbônico (causador de efeito estufa) para a atmosfera, a Petrobras estudou diversas alternativas para armazenamento geológico do Gás Carbônico. Também ficou estabelecido que o GN produzido deve ser enviado à terra por gasodutos. A queima de gás no *flare* só pode ser efetuada em situações de emergência.

A alternativa que gerou melhor resultado econômico foi a reinjeção do CO₂ nos próprios reservatórios de petróleo. A vantagem dessa tecnologia é que, devido ao efeito solvente do CO₂ supercrítico denso, obtém-se uma maior mobilidade do petróleo retido na rocha reservatório. Isso aumenta consideravelmente o fator de recuperação de óleo. Assim, o custo para evitar o passivo ambiental é compensado por um maior volume de óleo extraído. Ensaio preliminares indicam que a injeção alternada de água e gás (WAG) pode levar a um aumento de 50% no volume de óleo recuperado, comparando-se com a injeção apenas de água. (GASNET, 2011)

Das necessidades de reinjeção do CO₂ e exportação do GN por dutos surgem as principais diferenças nas plantas de processamento de gás dos FPSO do Pré-Sal.

Esses requisitos levam a necessidade de módulos de membranas para a separação do CO₂, compressão do GN a 25.000 kPa para exportação e a 55.000 kPa para reinjeção. Além disso, no EIA da Etapa 1, é mencionado que o transporte por gasodutos exige que o GN seja especificado, como mostra o Quadro 1.

Quadro 1 - Especificação do Gás Natural para Transporte por Gasoduto

Pressão Absoluta	25.000 kPa
Concentração Máxima de Água	1 ppmv
Concentração Máxima de CO ₂	5% (molar)
Concentração Máxima de H ₂ S	10 ppmv
Concentração Máxima de C6+	1000 ppmv

Estas imposições tornam necessário o uso de módulos especiais de Remoção de H₂S e Desidratação de Gás, mostrados nos itens 2.1.4.2 e 2.1.4.4, que se seguem. O *layout* típico das plataformas projetadas para operar no Pré-Sal, em campos com alta concentração de CO₂ no gás associado, é mostrado na Figura 5.

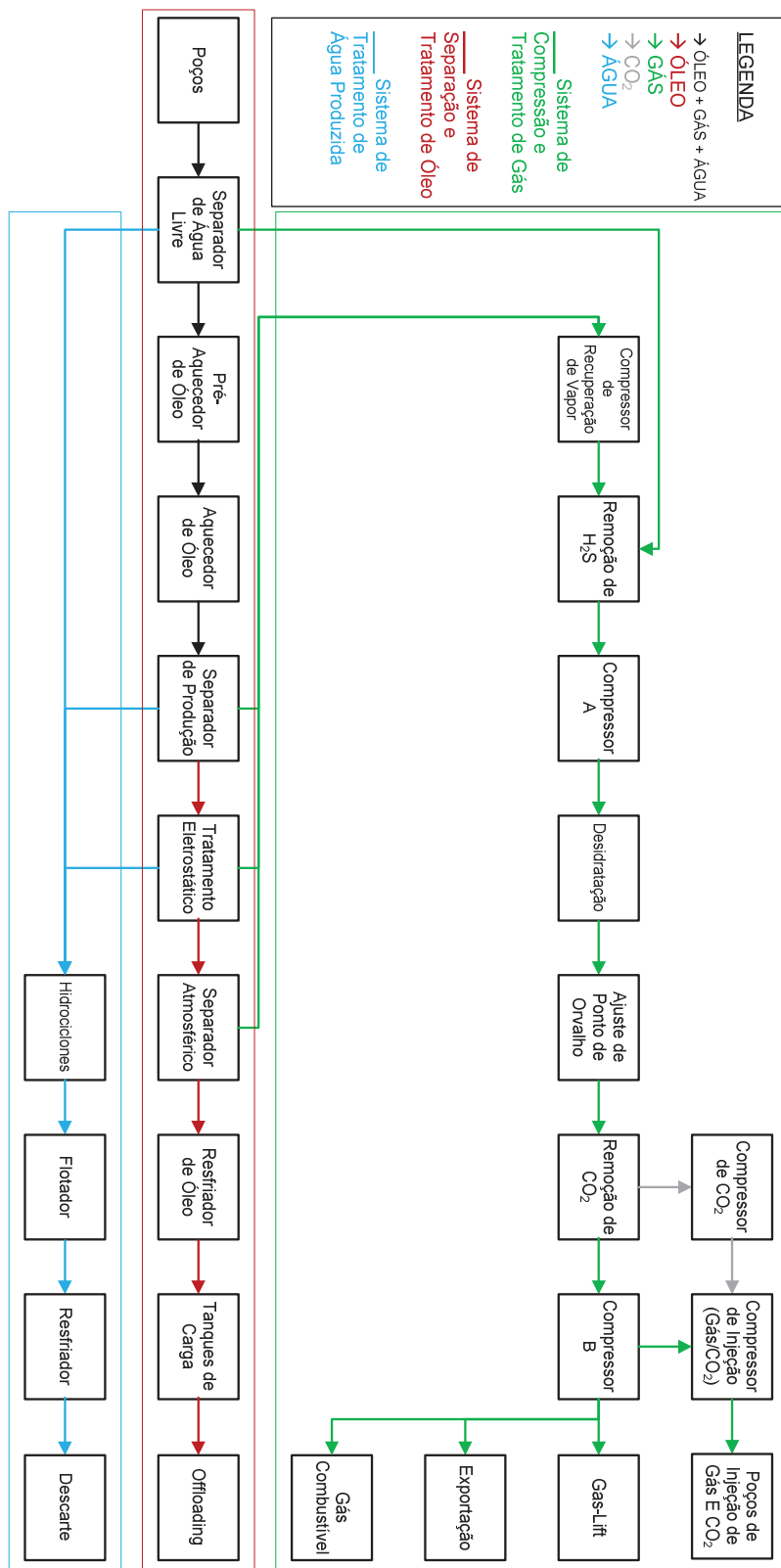


Figura 5 - Planta de Processamento Primário de Óleo Gás e Água Típica do Pré-Sal

Fonte: adaptado do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos – Etapa 1 (2013)

2.1.4 Sistema de Processamento de Gás

De acordo com NUNES (2013), o sistema de processamento de gás em UEP *offshore* consiste em um conjunto de operações unitárias, responsáveis por remover contaminantes e condensados e comprimir o gás extraído dos reservatórios. A finalidade desse sistema é garantir o escoamento do gás produzido até as Unidades de Processamento de Gas Natural (UPGN), localizadas em terra, onde o gás é fracionado e enviado para comercialização) ou possibilitar sua reinjeção.

A Figura 5 mostra os módulos da planta de processamento primário de FPSO projetados para operar no Pré-Sal. Os principais consumidores de Água de Resfriamento de uma UEP desse tipo são os *intercoolers* de gás que se localizam após cada estágio de compressão. Por isso, neste trabalho será dado enfoque a planta de processamento de gás. A seguir, será detalhado cada um dos módulos que compõem essa planta.

2.1.4.1 Compressor de Recuperação de Vapor

O Gás separado nos diversos módulos do Sistema de Separação e Tratamento de Óleo é captado a diferentes níveis de pressão. No último separador a pressão é quase atmosférica, de onde deriva o nome do equipamento (Separador Atmosférico). Todo o gás separado é enviado ao Compressor de Recuperação de Vapor. Ele é responsável por elevar a pressão dos gases recuperados até a pressão de chegada do petróleo a planta (pressão do Separador de Água Livre). Em geral essa pressão é de 8 a 10 bar, mas nos FPSO do Pré-Sal chega 20 bar.

2.1.4.2 Remoção de H₂S

Segundo NUNES (2013), CO₂ e H₂S são ditos “gases ácidos”, pois formam ácidos na presença de água líquida. O H₂S ainda apresenta o inconveniente de ser altamente tóxico. Quando os teores destes gases é elevada, o GN torna-se extremamente corrosivo, o que encarece equipamentos e tubulações.

Existem diversas tecnologias consolidadas para remoção de CO₂ e H₂S. Os processos mais comuns para remoção de H₂S são:

- Adsorção Física em Fase Sólida. Exemplo: Peneiras Moleculares (Processo Reversível) e Leitos de Óxido de Ferro ou Zinco (Processo Irreversível)
- Absorção em Fase Líquida. Exemplo: Absorção com MEA, DEA ou MDEA.
- Separação por Membranas Seletivas (mais aplicado à remoção de CO_2)

Segundo PINTO et al. (2009), na remoção dos gases ácidos dois processos se destacam: a Absorção com Aminas e a Separação por Membranas. Porém, a maneira mais vantajosa técnico-economicamente de se efetuar a remoção desses contaminantes depende de diversos fatores e deve ser estudada caso a caso.

Nos FPSO projetados para o Pré-Sal têm sido utilizadas membranas para separar o CO_2 . Quando a concentração de H_2S no gás associado é maior que 10 ppmv podem ser utilizados sequestrantes de gás sulfídrico. Os sequestrantes mais comuns são óxidos de ferro e zinco. Para isso se utilizam leitos sólidos de adsorção química. O processo é irreversível, após um determinado tempo de campanha o leito deve ser substituído. A Figura 6 ilustra o processo.

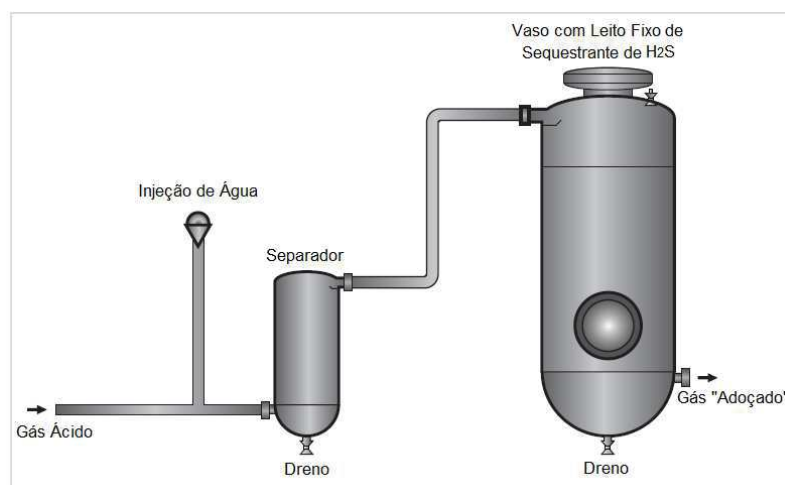


Figura 6 - Sistema de Absorção de Gás Sulfídrico por Adsorção Química em Leito Fixo

Fonte: adaptado de MI-SWACO, processo SULFATREAT T (2014)

Certos tipos de peneiras moleculares, utilizadas para Desidratação de Gases, podem fazer a remoção simultânea de H_2S , mas existe um inconveniente, o gás utilizado na regeneração da peneira ficará com uma alta concentração de gás sulfídrico. Isso dificulta a aplicação prática dessa tecnologia.

2.1.4.3 Sistema de Compressão

A compressão tem o objetivo de fornecer momentum (na forma de pressão) ao gás, viabilizando seu escoamento até um determinado ponto de entrega. No Pré-Sal, o sistema de compressão das UEP é responsável por elevar a pressão do gás produzido desde a pressão de chegada à planta de processamento primário até a pressão requerida para exportação até as UPGN ou reinjeção no reservatório. (NUNES, 2013)

Para UEP localizadas entre 100 e 300 quilômetros da costa, a pressão de descarga típica do sistema de compressão gira em torno de 100 a 300 bar. As UPGN trabalham com pressões de chegada entre 40 e 70 bar. A pressão requerida para reinjeção de gás e CO₂ no reservatório, a mais de 7.000 metros de profundidade, é de aproximadamente 550 bar. (NUNES, 2013)

Os compressores são os responsáveis por esse serviço, sendo considerados os principais equipamentos da Planta de Processamento de Gás dos FPSO. Nessas UEP a vazão de gás costuma ser alta e contínua, sendo indicada a utilização de compressores dinâmicos do tipo centrífugo. NUNES (2013), afirma que atualmente a tendência é padronizar o acionamento dessas máquinas, utilizando motores elétricos.

A Equação 1 é utilizada para estimar o aumento de temperatura causado pelo processo de compressão politrópica. (GPSA, 2004)

$$T_2 = T_1 \times r_p^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} \quad (1)$$

Onde:

$$\frac{n}{(n-1)} = \left[\frac{k}{(k-1)} \right] \times \eta_p \quad (2)$$

n = coeficiente politrópico

k = razão das capacidades caloríficas (C_P/C_V)

η_p = eficiência politrópica

C_P = capacidade calorífica a pressão constante (kJ/kg.K)

C_V = capacidade calorífica a volume constante (kJ/kg.K)

T_1 = temperatura inicial (K)

T_2 = temperatura final (K)

r_P = razão de compressão, (P_2/P_1)

P_1 = pressão inicial (kPa)

P_2 = pressão final (kPa)

A Equação 1 mostra que, quanto maior a razão de compressão maior a temperatura do gás após o processo de compressão. Segundo NUNES (2013), existe um limite de 180 °C para a temperatura de descarga de compressores, devido aos materiais utilizados na fabricação da máquina. Isso limita a razão de compressão em compressores centrífugos a um valor em torno de 4. Nos FPSO do Pré-Sal, a razão de compressão total entre o gás que chega do poço e o gás exportado ou injetado é muito superior a 4. Por isso, são necessários vários estágios de compressão, com resfriamento do gás nos *intercoolers* após cada um deles. Daí surge a grande demanda por água de resfriamento nessas UEP.

Assim, no cálculo da razão de compressão devem ser contabilizadas as perdas de carga nos resfriadores inter-estágio e nos vasos de separação de cada compressor. A Equação 3 pode ser utilizada para calcular a razão de compressão de maneira correta.

$$r_P = \sqrt[N]{\frac{P_N + \sum_{i=1}^N (\Delta P_i \times r_P^{N-i})}{P_0}} \quad (3)$$

Onde,

N = número de estágios de compressão;

P_N = pressão final requerida (kPa);

P_0 = pressão inicial (kPa);

ΔP_i = Perda de carga após cada estágio de compressão (kPa)

Analisando a Equação 1, nota-se que quanto menor a temperatura absoluta de entrada de gás no compressor menor será a temperatura de saída, para uma mesma razão de compressão. Além disso, analisando as Equações 4 e 5 (retiradas de GPSA (2004)), pode-se notar que a temperatura de entrada do gás é diretamente

proporcional ao *Head* da máquina, que por sua vez é diretamente proporcional à potência requerida (*Ghp*).

$$Ghp = \frac{w \times H_p}{\eta_p \times 33.000} \quad (4)$$

Onde:

$$Ghp = \frac{Z \times R \times T_1}{PM \times (n - 1) / n} \times \left[(r_p)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right] \quad (5)$$

Ghp = potência requerida pelo gás (hp)

w = vazão mássica (lb/min)

H_p = head politrópico (ft.lb/lb)

Z = fator de compressibilidade médio

R = constante universal dos gases (1545 ft.lb_f/lb_m.R)

T₁ = temperatura inicial (R)

PM = peso molecular

η_p = eficiência politrópica

r_p = razão de compressão, (*P₂*/*P₁*)

Os diversos módulos que compõem o Sistema de Tratamento de Gás são inseridos entre os estágios de compressão, em diferentes níveis de pressão. O arranjo dos módulos é feito de maneira a otimizar o custo e dimensão (*footprint*) da planta.

2.1.4.4 Desidratação

A função do sistema de desidratação é o ajuste do ponto de orvalho de água (WDP). NUNES (2013) menciona que o objetivo desse sistema é garantir que não haverá formação de hidratos nos sistema a jusante, no *gas-lift* ou no gasoduto de exportação. Tradicionalmente a Desidratação de Gás *offshore* é efetuada utilizando-se Absorção com trietilenoglicol (TEG). Mas, como já foi dito, em sistemas de produção em que a quantidade de CO₂ é grande, é feita a reinjeção desse gás no reservatório. O alto teor do CO₂ e as altas pressões requeridas para injeção fazem

com que a corrente de gás reinjetado tenha um alta propensão a formação de hidratos. Assim, é necessária a desidratação do gás a teores muito baixos, em torno de 1 ppmv. Com TEG não é possível se chegar a esse nível de desidratação. Por isso, deve ser utilizada a tecnologia de adsorção física em leito sólido, por exemplo, peneiras moleculares, que são zeólitas formadas por aluminossilicatos. A estrutura zeolítica apresenta diversos compartimentos ociosos, onde são retidas moléculas pequenas de contaminantes (como a água) por adsorção física. Moléculas grandes, como hidrocarbonetos, não são retidas pelo leito de peneiras, embora haja alguma adsorção de CH_4 e CO_2 competindo com H_2O . A Figura 7 mostra o fluxograma de um sistema de desidratação com peneiras moleculares.

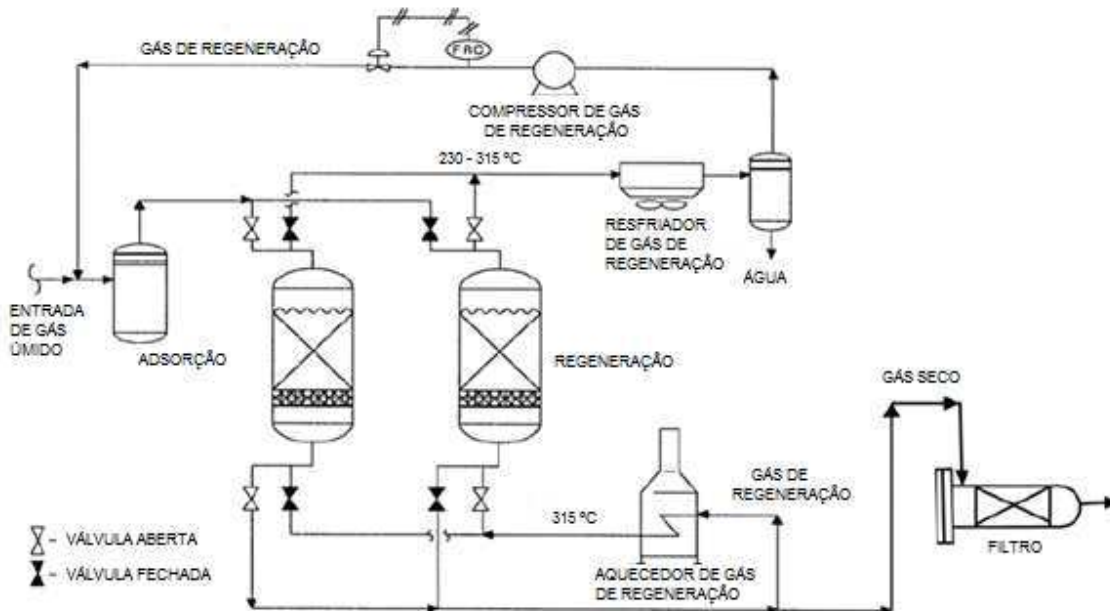


Figura 7 - Sistema de Desidratação de Gás por Peneiras Moleculares

Fonte: GPSA (2004)

2.1.4.5 Ajuste de Ponto de Orvalho de Hidrocarbonetos (HCDP)

Segundo GPSA (2004), é importante controlar a formação de líquidos quando se utiliza gasodutos para exportar a produção de gás. A condensação de líquidos traz problemas na medição, causa perda de carga e prejudica a segurança do processo. Controlar a condensação de líquidos de hidrocarbonetos pesados também é importante para evitar fluxo bifásico ou intermitente. Para tal, é feito o ajuste de HCDP.

Como pode ser visto na Figura 5, são utilizadas membranas para a remoção do CO₂. De acordo com o EIA da Etapa 1, o sistema de ajuste de HCDP também deve adequar o gás às especificações do fabricante das membranas. Em geral, a temperatura do gás deve estar sempre acima do HCDP e o teor de C6+ é limitado, para evitar degradação das membranas.

Segundo GPSA (2004), existem diversas maneiras de se ajustar HCDP. Se existe pressão suficiente, o método mais comum é o resfriamento por expansão adiabática em válvula que utiliza o Efeito Joule-Thomson para reduzir a temperatura do gás e condensar hidrocarbonetos pesados, conforme apresenta a Figura 8.

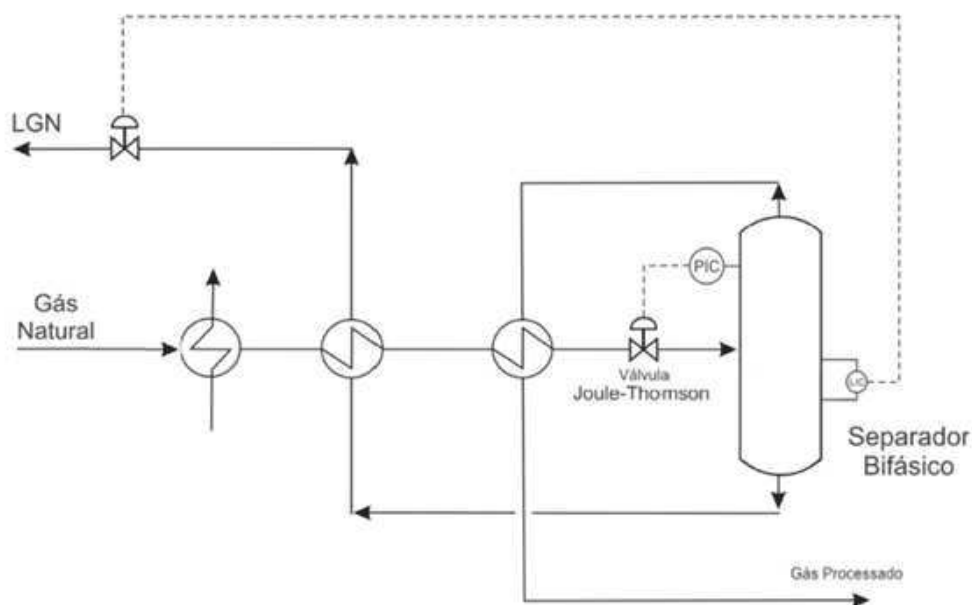


Figura 8 - Sistema de Refrigeração por Expansão para Ajuste de Ponto de Orvalho

Fonte: adaptado de NUNES (2013)

Quando não existe pressão suficiente para se utilizar o Efeito Joule-Thomson é utilizada uma máquina de refrigeração conforme apresenta a Figura 9. Segundo MOKHATAB et al. (2012), a refrigeração mecânica é largamente utilizada no condicionamento do gás natural, tanto para ajuste de HCDP, quanto para recuperação de condensados de líquidos de gás natural (*NGL Recovery*). Nesse processo a refrigeração do gás de processo é feita utilizando-se um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Geralmente, utiliza-se um fluido refrigerante e um compressor para leva-lo da baixa para a alta pressão de operação. O gás de processo é resfriado nos tubos de um trocador casco e tubos do tipo *Kettle*. Os tubos ficam imersos no fluido refrigerante, que entra no resfriador na forma líquida e sai como vapor saturado.

Economicamente o “*approach*” entre a temperatura do refrigerante vaporizado frio que deixa o resfriador e o gás quente que entra deve estar o mais próximo possível de 5°F (~3°C).

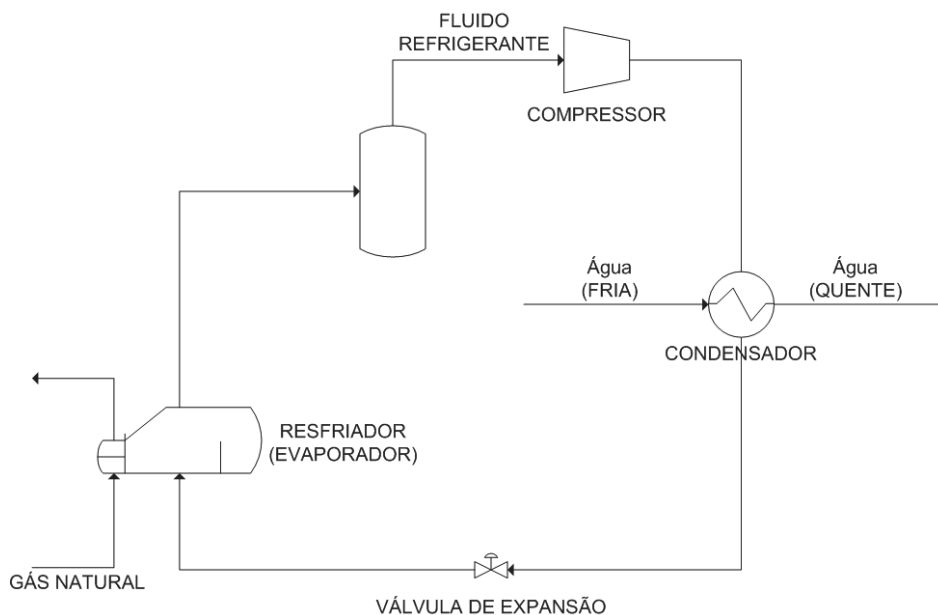


Figura 9 – Sistema de Refrigeração Mecânica para Ajuste de Ponto de Orvalho

2.1.4.6 Membranas de Separação de CO₂

Após passar pelo ajuste de HCDP o GN segue para o sistema de remoção de CO₂. Nesta unidade o teor de CO₂ no gás tratado deve ser reduzido, de acordo com a especificação do gasoduto por onde será exportado. O EIA da Etapa 1 da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos menciona uma concentração molar máxima de 5% de CO₂. Em geral, esse limite é de 3% molar.

BAKER e LOKHANDWALA (2007) afirmam que até a introdução das membranas, a tecnologia padrão para a remoção de CO₂ era a Absorção com Aminas. Essa tecnologia é capaz de remover quase completamente o CO₂ com perda de hidrocarbonetos em torno de 2% a 5%. Em seus primórdios as membranas não conseguiam alcançar essa pequena perda de hidrocarbonetos. Porém, com a evolução dos materiais das membranas e do processo de separação elas se tornaram competitivas.

A tecnologia das membranas leva vantagem quando o teor de CO₂ no gás de alimentação é alto. BAKER e LOKHANDWALA (2007) mencionam que uma planta projetada para tratar uma determinada vazão de gás com 20% mol de CO₂ pode ter menos da metade do tamanho de uma planta de absorção com aminas de mesma capacidade, mas com 5% de CO₂ na carga. Em unidades de grande porte (> 20 MMSCFD), quando o teor de CO₂ é relativamente baixo, a Absorção com Aminas é mais apropriada. A aplicação das Membranas é muito favorecida em plataformas *offshore*, onde a produção de gás varia com o tempo. O caráter modular das membranas permite que haja uma adequação do sistema para que a especificação desejada seja atingida com relativamente pequeno *footprint*.

Por isso, nos Campos do Pré-Sal onde há previsão de teores elevados de CO₂, as UEP utilizam Membranas. O Quadro 2 mostra os principais fabricantes de sistemas para remoção de CO₂ com membranas.

Quadro 2- Fabricantes de Membranas para Remoção de CO₂ do Gás Natural

FABRICANTE	PRINCIPAL COMPONENTE SEPARADO	TIPO DE MEMBRANA	MATERIAL DA MEMBRANA
Medal (Air Liquide)	CO ₂	Fibra Oca	Poliamida
W.R. Grace	CO ₂	<i>Spiral Wound</i>	Acetato de Celulose
Separex (UOP)	CO ₂	<i>Spiral Wound</i>	Acetato de Celulose
Cynara (Natco)	CO ₂	Fibra Oca	Acetato de Celulose

Fonte: adaptado de BAKER e LOKHANDWALA (2007)

O transporte de gás através de membranas poliméricas densas é regido pela seguinte equação:

$$J_i = \frac{D_i K_i (p_{i_0} - p_i)}{l} \quad (6)$$

Onde,

J_i = fluxo (gmol/s.m²).

l = espessura da membrana (m)

p_{i_0} = pressão parcial do componente i no lado da carga (kPa)

p_i = pressão parcial do componente i no permeado (kPa)

D_i = Coeficiente de Difusividade (m²/s)

K_i = Solubilidade (gmol/m³.kPa)

$D_i K_i = P_i$ = Permeabilidade da Membrana (gmol/(s.m.kPa))

As Figuras 10 e 11 ilustram o funcionamento de um elemento de membrana do tipo *Spiral Wound*.

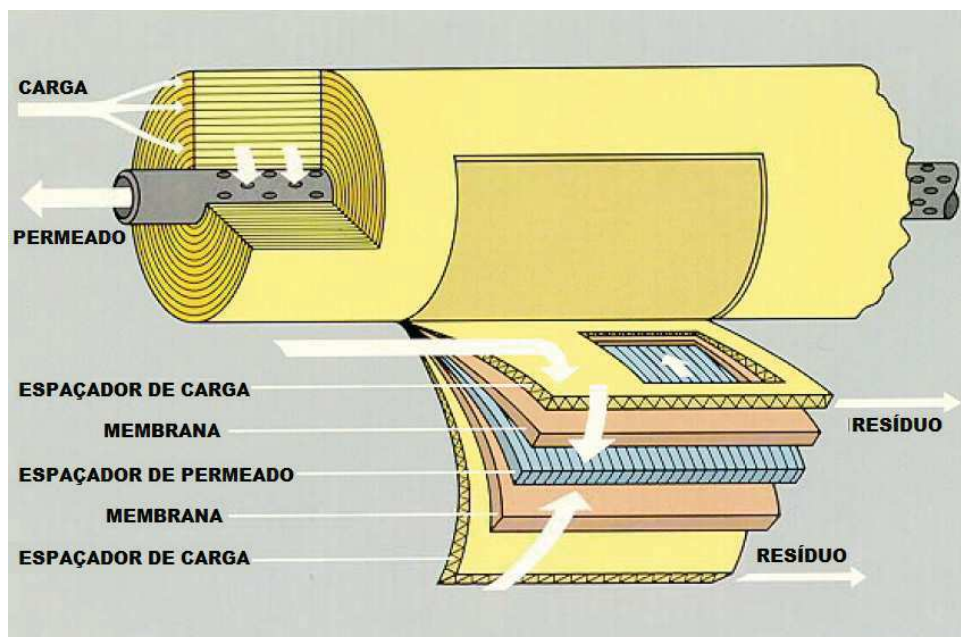


Figura 10 – Elemento de Membrana Tipo *Spiral Wound*

Fonte: adaptado de SHARMA (2012)

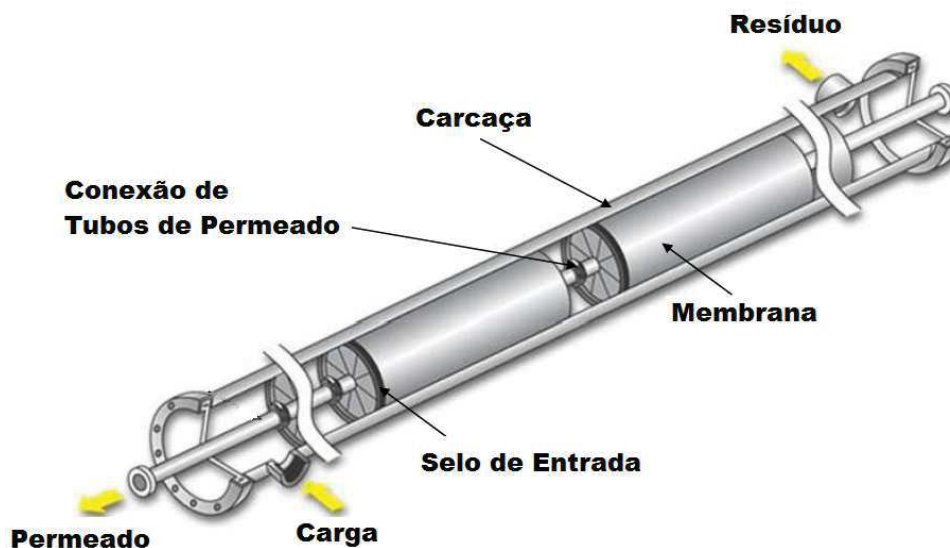


Figura 11 - Arranjo de Elementos de Membrana *Spiral-Wound* em um *Tube* da Bateria

Fonte: adaptado SHARMA (2012)

A Figura 12 mostra uma bateria industrial de Remoção de CO₂ com *Tubes horizontais Spiral-Wound*. Nota-se a configuração modular do sistema.



Figura 12 - Unidade Industrial de Remoção de CO₂ por Membranas

Fonte: adaptado de BAKER e LOKHANDWALA (2007)

Os sistemas de remoção de dióxido de carbono podem ter 1 ou mais estágios. A utilização de mais de 1 estágio reduz a perda de hidrocarbonetos. Porém, a necessidade de recompressão do permeado aumenta os custos de investimento e operação da unidade, como mostra a Figura 13.

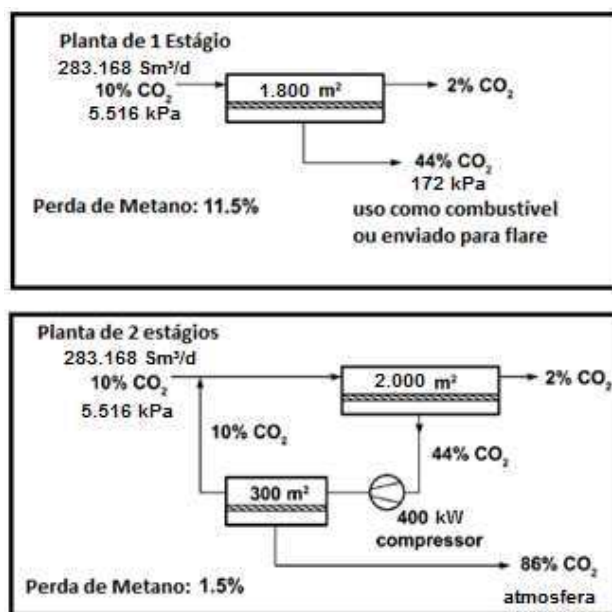


Figura 13 - Sistemas em 1 e 2 Estágios para Remoção de CO₂ por Membranas

Fonte: adaptado de BAKER e LOKHANDWALA (2007)

2.1.4.7 Sistema de Reinjeção do Gás e CO₂

Conforme já mencionado neste trabalho, a exportação do gás produzido por gasodutos requer certas especificações. Um dos modos de operação da planta de gás do FPSO Cidade de Paraty prevê a injeção de todo o gás produzido, caso o gás tratado fique fora de especificação. Os compressores de injeção são projetados para a capacidade máxima da planta de gás. A injeção de gás no reservatório também tem como objetivo maximizar o fator de recuperação de óleo. Essa injeção ocorre através de poços injetores de gás ou de injeção alternada de gás e água (WAG). (EIA da Etapa 1 da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos, 2013)

2.1.5 Sistema de Água de Resfriamento

Esse sistema é responsável por remover calor dos fluidos de processo ou sistemas auxiliares e secundários das UEP. Os principais consumidores de Água de Resfriamento em um FPSO são (LEITE, 2013):

- Resfriadores Inter estágio de Gás
- Resfriadores de Água Produzida
- Resfriadores de Óleo (processo, exportação e estocagem)
- Unidades Auxiliares de Compressão
- Unidades de Ar-Condicionado
- Sistemas de Lubrificantes
- Mancais de Bombas

No ambiente *offshore*, a água do mar é a principal fonte fria. Os sistemas de resfriamento com água do mar podem ser abertos ou fechados. Nos sistemas abertos o resfriamento é feito diretamente pela água do mar, que passa pelos consumidores e retorna ao oceano. A Figura 14 ilustra esse tipo de sistema.

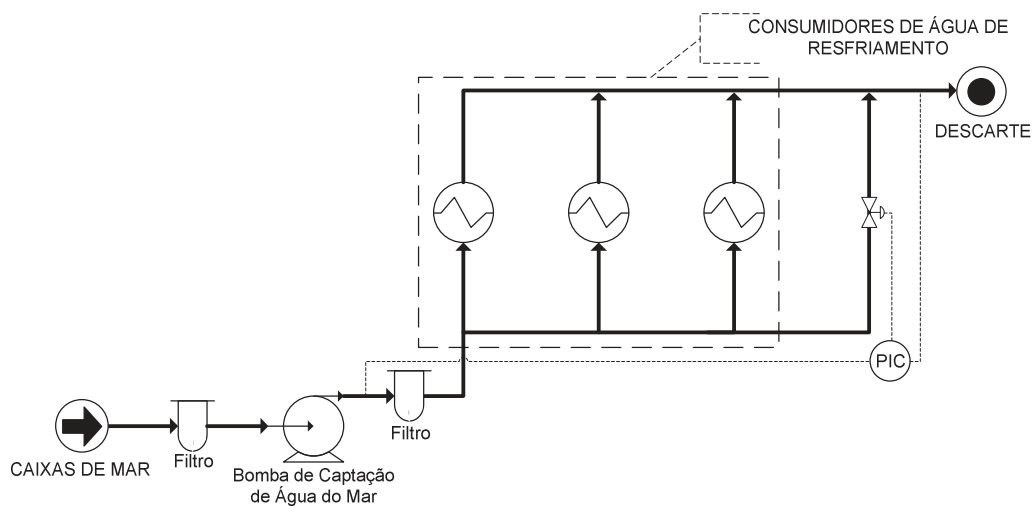


Figura 14 - Sistema Aberto de Água de Resfriamento

Nos sistemas fechados, água doce tratada absorve calor dos consumidores e cede esse calor para a água do mar, em um circuito fechado. A Figura 15 ilustra esse tipo de sistema.

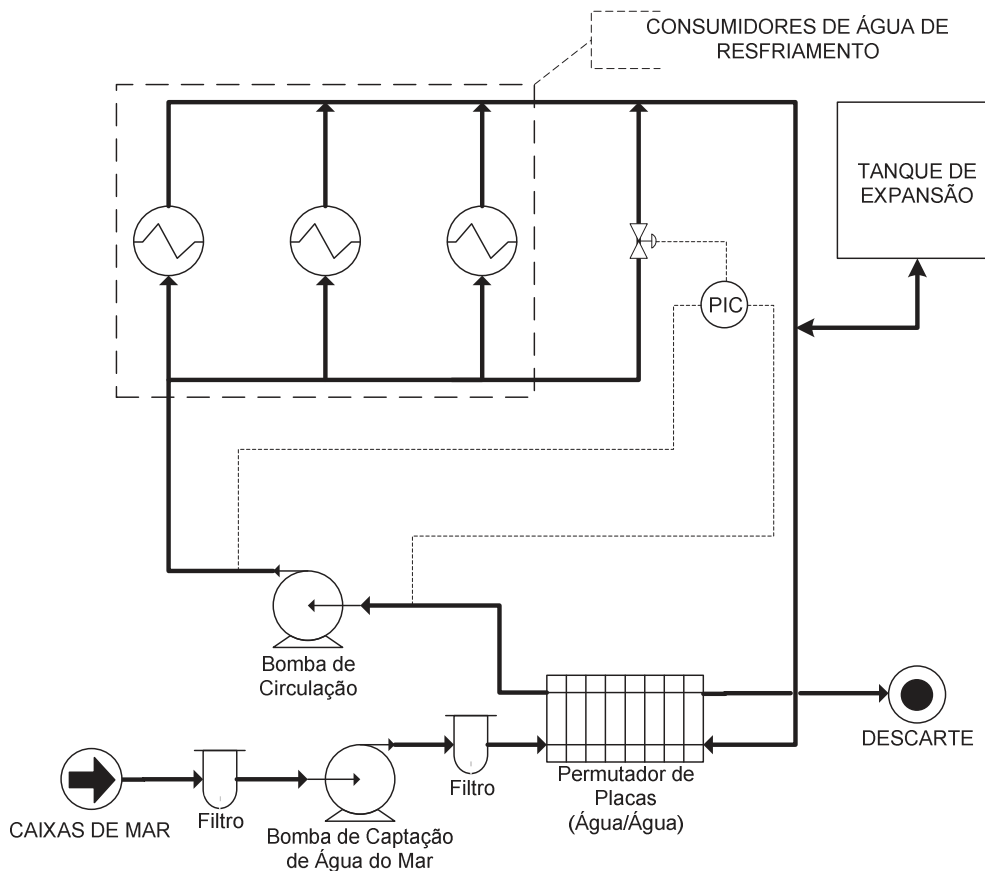


Figura 15 - Sistema Fechado de Água de Resfriamento

Quando se processa fluidos perigosos (inflamáveis ou tóxicos) costuma-se utilizar dois sistemas de resfriamento independentes, um para áreas classificadas (onde é processado o fluído perigoso) e outro para áreas não-classificadas. Assim, caso haja ruptura de tubos em um permutador da área classificada, não ocorre contaminação da água de resfriamento da área não-classificada.

Segundo LEITE (2013), em plantas de processo com muitos consumidores é mais comum utilizar sistemas fechados. A água do mar é corrosiva e seu uso em sistema aberto encarece os resfriadores da planta de processo. Por isso, em UEP do tipo FPSO o sistema de água de resfriamento da área classificada costuma ser fechado.

Atualmente a água do mar é captada próximo à superfície do oceano (até 50 metros de profundidade), onde em geral, a temperatura varia entre 20°C e 26°C. Segundo o EIA da Etapa 1 da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos, a temperatura média da água próximo a superfície é de 26°C, durante o verão e 21°C, no inverno. Nas camadas de água inferiores existe um retardo no aquecimento e resfriamento, em razão da alta capacidade térmica da água. Em profundidades maiores que 200 metros as variações sazonais de temperatura são pouco significativas.

Como pode ser visto nas Equações 5 e 6, a temperatura de admissão do gás tem impacto direto no *Head* dos compressores, que por sua vez é diretamente proporcional a potência da máquina (Ghp). Assim, quanto mais frio o gás entrar no compressor menor será seu consumo de energia. Com a atual temperatura típica de captação da água do mar e respeitando-se os “*approaches*” mostrados na Figura 16, vemos que em um circuito fechado de água de resfriamento, os gases de processo podem ser resfriados até aproximadamente 40°C.

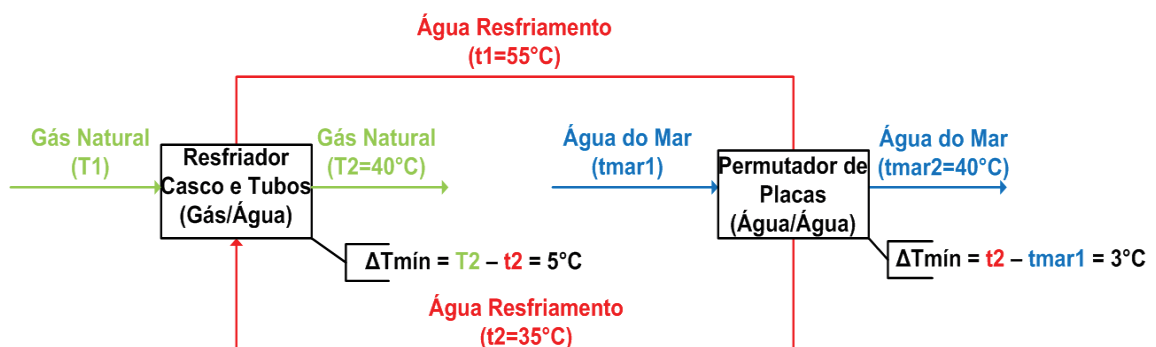


Figura 16 - Approaches Mínimos em um Sistema de Água de Resfriamento Fechado

De acordo com ROGEZ (2012), com a chegada dos FLNGs (*Floating Liquefied Natural Gas*), onde o processo requer temperaturas de até -162°C , surgiu uma grande demanda por “frio” (fluidos a baixa temperatura para resfriamento dos gases de processo). Essa demanda pode ser parcialmente suprida pela água do mar. Plantas de geração de energia elétrica denominadas OTEC (*Ocean Thermal Energy Conversion*) também necessitam da captação de grandes vazões de água do mar gelada. Geralmente, a diferença de temperatura entre a água captada e a descartada fica em torno de 15°C . A temperatura da água descartada não pode superar 60°C , por questões ambientais. Assim, a única forma de se conseguir mais “frio” para as plantas de processo *offshore* é captar a água do mar com a menor temperatura possível. Como mostra a figura 17, isso é possível se a captação de água for feita a profundidades maiores.

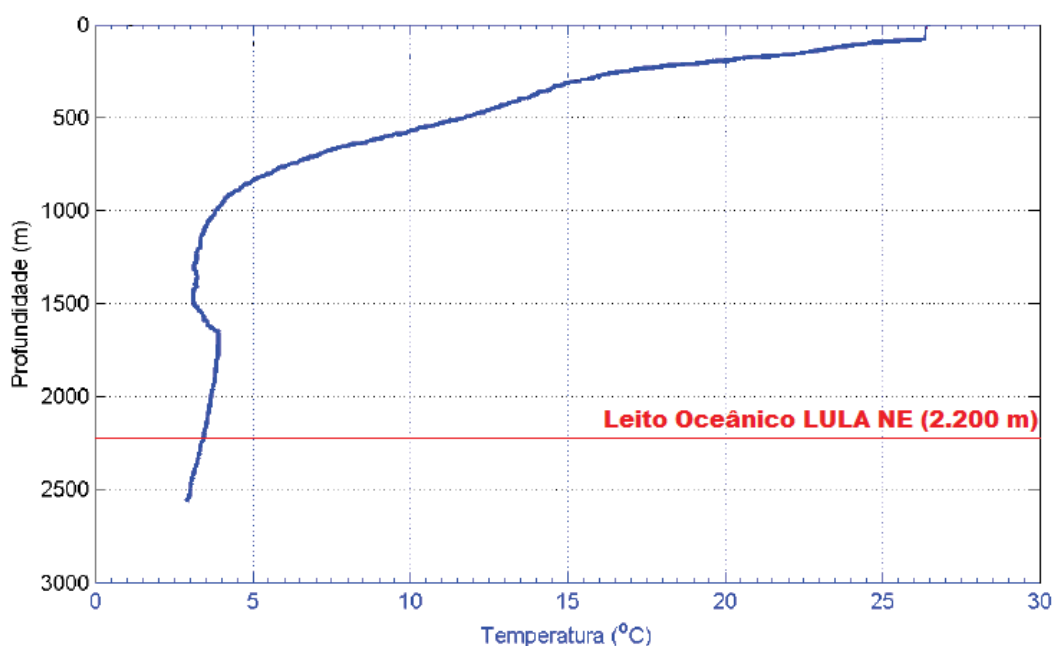


Figura 17 - Perfil Vertical de Temperatura para os dados obtidos nas coordenadas 26,2533°S e 41,3442°W (Bacia de Santos).

Fonte: adaptado de EIA da Etapa 1 da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos (2013)

A Figura 17 mostra o perfil vertical de temperatura na região da Bacia de Santos. Como pode ser visto, a partir de 900 metros de profundidade a temperatura da água do mar varia entre 3°C e 4°C . Assim, levando-se em conta os “*approaches*” mínimos da Figura 16, seria possível obter uma água de resfriamento a 7°C e o gás de processo poderia ser resfriado a 12°C .

2.1.6 Sistemas de Captação e Resfriamento de Água do Mar

A água do mar é utilizada para diversos propósitos em uma UEP, por exemplo:

- Sistema de Água de Resfriamento
- Sistema de Injeção de Água
- Sistema de Produção de Água Dessalinizada
- Sistema de Eletrocloração
- Sistema de Esgoto Sanitário

Assim a vazão total de água do mar a ser captada é superior a requerida pelo sistema de água de resfriamento. Porém, neste trabalho será considerado um sistema de captação independente, que servirá apenas ao sistema de resfriamento da planta de gás.

A captação da água do mar e a redução da temperatura da água de resfriamento (em sistema fechado) podem ser feitas de diferentes maneiras. A seguir serão mostrados o método convencional e alternativas para reduzir a temperatura da água de resfriamento disponível em plataformas *offshore*.

2.1.6.1 Sistema Convencional

A Figura 15 apresenta sistemas de água de resfriamento convencionais.

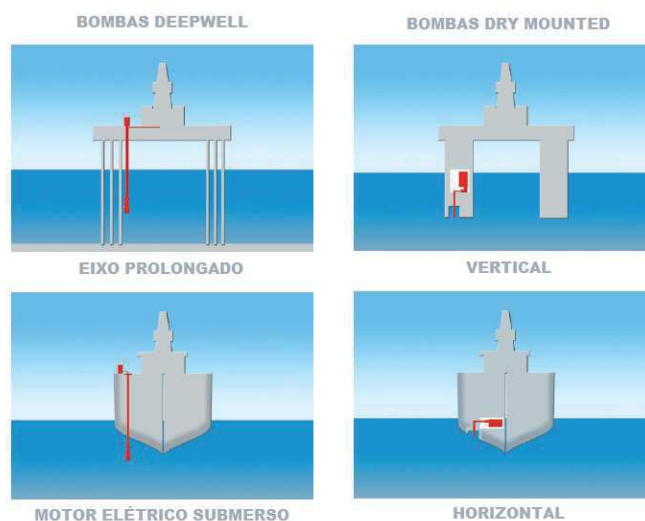


Figura 18 - Tipos de Bombas de Captação de Água do Mar

Fonte: adaptado de Eureka Pumps (2014)

Em geral, a captação da água é feita a profundidades de até 50 metros, dependendo do tipo de Plataforma e do tipo de Bomba de Captação utilizada. A Figura 18 mostra os principais tipos de bombas de captação de água do mar utilizados.

2.1.6.2 Sistema Convencional com Captação Profunda

Como mostrado, a profundidades de aproximadamente 1.000 metros a água pode ser encontrada a menos de 4°C. ROGEZ (2012) conclui em seu trabalho que a partir de 800 metros de profundidade a variação da temperatura com a profundidade é praticamente nula. Na maioria dos casos, captar água a profundidades maiores que 900 metros não é vantajoso economicamente. O intervalo entre 800 e 900 metros de profundidade constituiria um compromisso ótimo.

ROGEZ (2012) estudou a questão da perda de carga nos tubos de captação de água do mar de unidades FLNG (*Floating Liquefied Natural Gas*) e OTEC (*Ocean Thermal Energy Conversion*). A conclusão foi que para FLNGs, as perdas de carga por atrito são críticas para o projeto das bombas de captação e no NPSH requerido pelas mesmas. O consumo elétrico é um parâmetro secundário. Foi fixada uma perda de carga máxima de 2 metros de coluna de água para os tubos de captação. Isso resultou em tubos de até 3 metros de diâmetro. O material selecionado para os tubos foi o HDPE (*High Density Polyethylene*). Esse material é resistente a corrosão, soldável, fabricado em diâmetros de até 2,5 metros e os tubos podem ser transportados por rebocador se estiverem cheios de ar. A viabilidade técnica teórica do uso de tubos de HDPE foi comprovada pelos estudos de ROGEZ (2012). O próximo passo para que essa tecnologia de captação profunda de água seja viabilizada é a validação dos cálculos através de teste práticos em escala real, especialmente a conexão do tubo à unidade flutuante em questão (FLNG ou OTEC). Se os testes forem bem sucedidos a tecnologia de tubos de HDPE para captação de água profunda pode estar operacional até 2020. Existem tubos de captação com sistema integrado de injeção de cloro, para evitar a proliferação de mariscos no interior da tubulação. A mesma solução deve ser utilizada na captação profunda.

Em um FPSO com capacidade de processamento de 5 MM Sm³/dia a vazão de água de resfriamento é cerca de 5 vezes menor que a do FLNG utilizado no estudo de ROGEZ (2012). Com isso, o diâmetro dos tubos será bem menor. Assim, a

tecnologia de utilização de tubos de HDPE também pode ser utilizada para captação profunda de água do mar em FPSO, sendo até mais fácil neste caso.

2.1.6.3 Sistema de Captação por Bombeamento *Subsea*

Como mostrado anteriormente, a tecnologia para succionar água a uma profundidade de quase 1000 metros ainda não está totalmente madura do ponto de vista operacional. Uma alternativa seria instalar bombas de captação de água no leito marinho, assim não haveria problema de NPSH requerido. Além disso, o duto de captação de água do mar poderia ser conectado à bomba que está fixada no leito oceânico. Assim, seu comportamento seria semelhante ao de um *riser* de produção. A tecnologia de instalação, operação e manutenção de *risers* é plenamente desenvolvida e consolidada comercialmente. A Figura 19 mostra um módulo de bombeamento *subsea*, desenvolvido para injetar água do mar no reservatório de petróleo.



Figura 19 - Módulo *Subsea* de Bombeamento de Água do Mar

Fonte: One Subsea (2014)

Esse tipo de bomba pode ser adaptado para servir ao sistema de água de resfriamento. Ao invés de injetar água no reservatório, elevaria para o *topside*. A Figura 20 mostra uma possível configuração do sistema de bombeamento *subsea*.

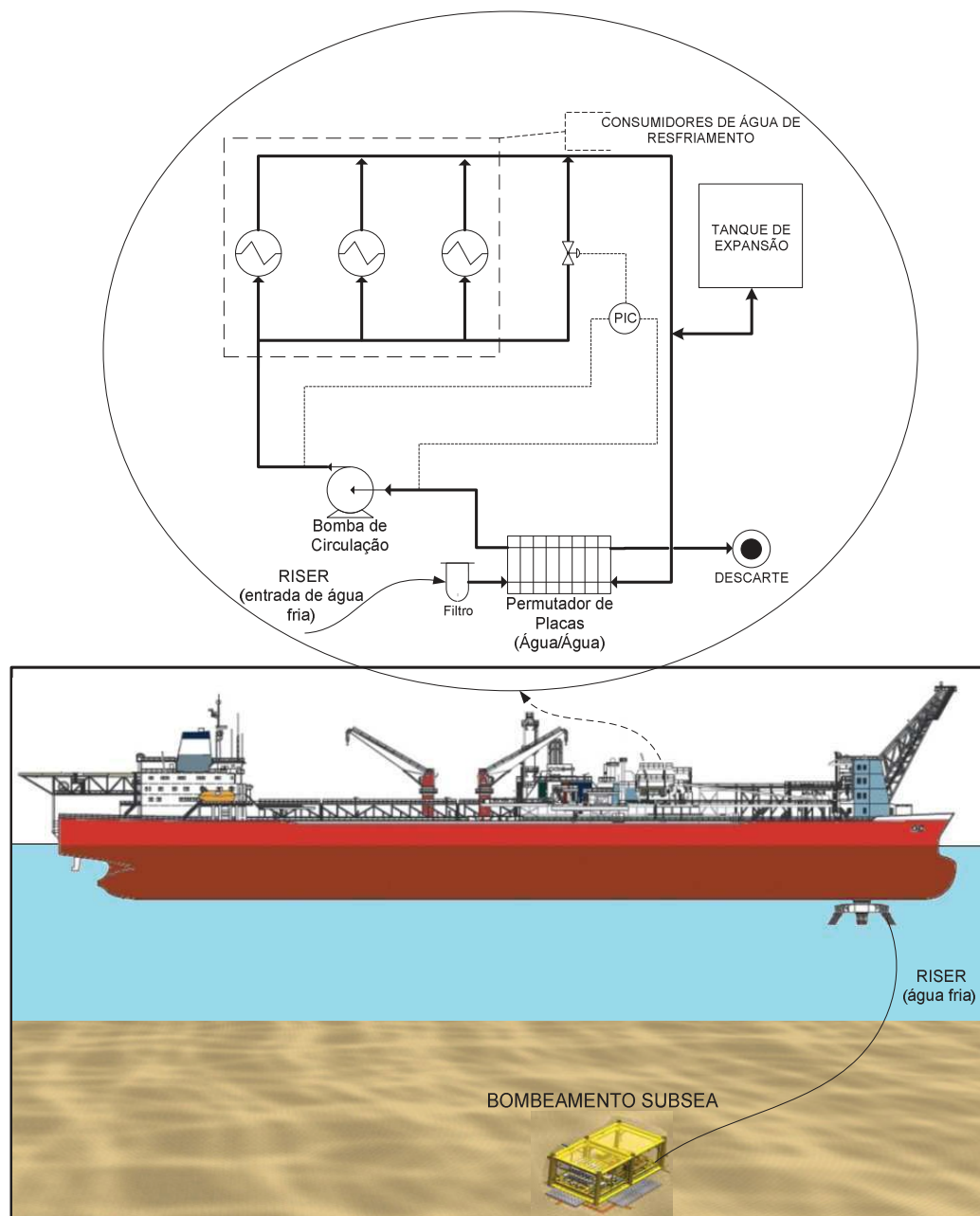


Figura 20 - Sistema *Subsea* de Captação de Água do Mar

O fato da bomba ser instalada no solo marinho também é uma vantagem do ponto de vista de redução de peso e área ocupada no *topside* (*footprint*). Por outro lado, essa alternativa leva a um maior custo de investimento e aumenta o risco da operação, quando comparada a captação profunda. Além disso, não foram encontrados relatos desse tipo de sistema na literatura.

Segundo GYLLENHAMMAR (2012), a introdução de um equipamento de *topside* em um novo ambiente, como o fundo do mar, pode aumentar o risco da

operação, devido a redução da confiabilidade (capacidade de operar sem falhas por um determinado tempo) e da dificuldade de manutenção nesse ambiente. Mas, a indústria *subsea* trabalha para reduzir esse risco, aplicando alta tecnologia para aumentar a confiabilidade dos equipamentos.

A manutenção de um equipamento instalado a mais de 2.000 metros de profundidade é muito mais complexa e dispendiosa do que se os mesmos estivessem no *topside* da UEP. GYLLENHAMMAR (2012) menciona que, quando um equipamento *subsea* falha e as ferramentas de intervenção *subsea* (ROV – *Remotely Operated Underwater Vehicle*) não conseguem corrigir o problema, um navio com o equipamento reserva tem que viajar até a local onde a plataforma está operando, içar o equipamento defeituoso, para então instalar o reserva. O equipamento com defeito retorna à terra para ser reparado e se torna o reserva do que está em operação. Esse tipo de operação pode levar muito tempo, dependendo do tipo de navio necessário para fazer a operação. O Quadro 3 mostra que quanto mais pesado for o equipamento *subsea* maior será o tempo requerido para sua substituição.

Quadro 3- Tempo de Espera e Capacidade de Içamento no Mar do Norte

TIPO DE NAVIO	TEMPO DE MOBILIZAÇÃO (dias)	PESO MÁXIMO DE IÇAMENTO (toneladas)
Serviço	1 - 3	50
Construção	6	150
Construção Pesada	9 - 21	300
Içamento Pesado	30	1300
Içamento Super-pesado	60	1500

Fonte: adaptado de GYLLENHAMMAR (2012)

Para ser viável, um equipamento *subsea* deve ser capaz de trabalhar sem problemas durante pelo menos 2 anos, se não houver um equipamento reserva já instalado no fundo do mar. (GYLLENHAMMAR, 2012)

2.1.6.4 Sistema de Resfriamento *Subsea*

No sistema de resfriamento *subsea* o permutador de calor responsável pela redução da temperatura da água de resfriamento (circuito fechado) é instalado no leito marinho, como mostra Figura 21. A água de resfriamento quente deve ser transportada por *risers* até o resfriador *subsea* e retornar para a planta de processo na temperatura especificada. Essa é a modalidade que traz a maior redução de *footprint*, ao mesmo tempo é a que acarreta maior investimento, risco e custo operacional. Ela sofre ainda mais das desvantagens, citadas para o sistema de bombeamento *subsea*, ligadas a utilização de equipamentos *subsea*.

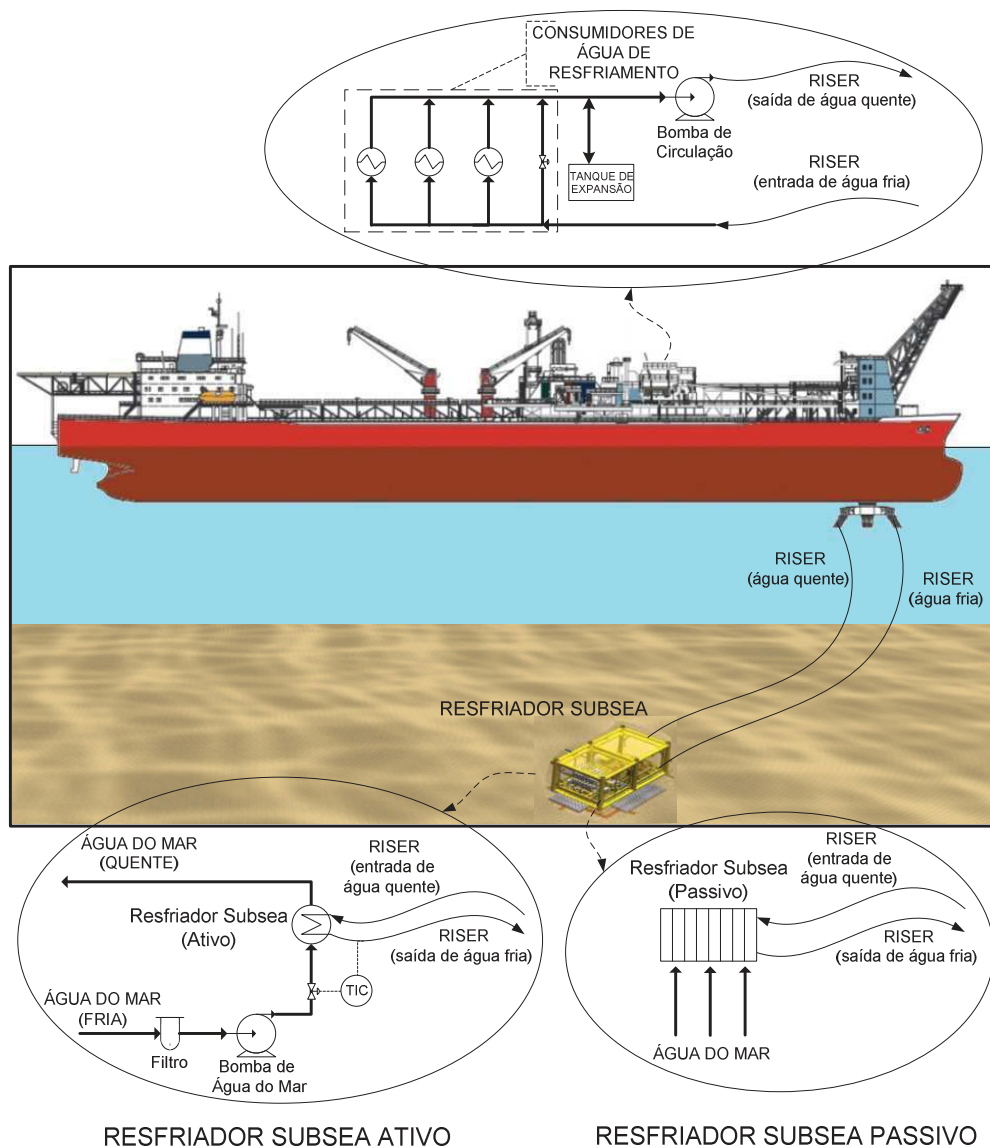


Figura 21 - Sistema de Resfriamento de Água *Subsea*

O resfriador *subsea* pode ser passivo ou ativo. O passivo, troca calor por convecção natural ou forçada com a água do mar, dependendo da velocidade com que a água do mar passa pelos tubos. O ativo, através de um propulsor ou uma bomba, troca calor por convecção forçada. Cada um tem suas vantagens e desvantagens.

- Resfriadores passivos

Existem diversas patentes e fabricantes de resfriadores *subsea* do tipo passivo. A maioria deles é projetado para resfriar o óleo ou gás produzidos, em sistemas de separação e compressão *subsea*. O resfriamento de água é um serviço muito mais simples, não havendo qualquer impedimento para tal aplicação.

A capacidade de resfriamento pode ser considerada infinita no fundo do mar. Esses resfriadores consistem em uma série de tubos em paralelo expostos à água do mar, que circula livremente. De acordo com ERIKSEN (2010), esses trocadores são denominados passivos pois não é utilizado qualquer meio para promover a circulação da água do mar. Assim, a convecção pode ser natural ou forçada, dependendo da velocidade com que a água do mar passa pelos tubos. A vantagem desses trocadores é a simplicidade do processo, não existem partes móveis nem qualquer componente elétrico. Segundo a patente WO2012/141599 A1, as desvantagens são o grande tamanho e peso desse tipo de equipamento e a dificuldade de se calcular sua eficiência analiticamente. Outro problema é a falta de controlabilidade da temperatura de saída da água de resfriamento, que depende de parâmetros não controláveis, como a intensidade de correntes marítimas e deposição de incrustações. A Figura 22 mostra um exemplo de resfriador passivo.

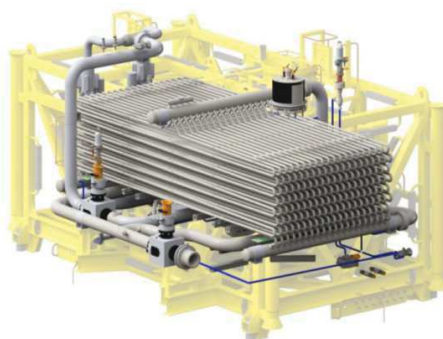


Figura 22 - Resfriador Subsea Passivo da Aker Solutions

Fonte: FMC Technologies (2013)

- Resfriadores ativos

As duas maneiras mais comuns de se promover um fluxo forçado de água ao redor dos tubos do resfriador são através do uso de propulsores ou bombas de água. Essa intervenção torna possível o controle da temperatura de saída do fluido resfriado. Através da variação da rotação da bomba ou propulsor é possível aumentar ou diminuir o fluxo de água do mar, que é proporcional ao coeficiente externo de troca térmica, que impacta na taxa de calor trocado.

A patente WO 2008/147219 A2, da FMC Kongsberg Subsea, utiliza um propulsor para gerar um fluxo forçado de água do mar, como ilustra a Figura 23.

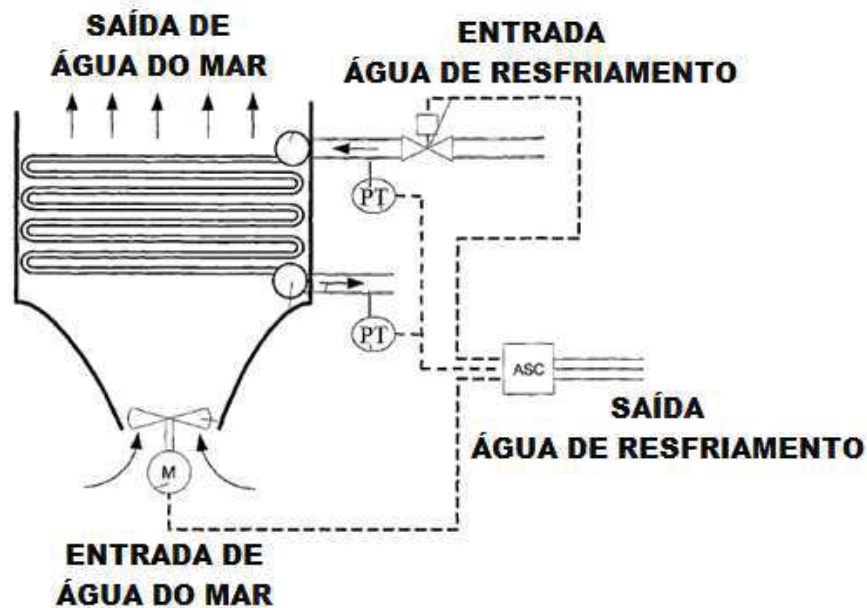


Figura 23 - Resfriador *Subsea* Ativo com Fluxo de Água do Mar Promovido por Propulsor

Fonte: adaptado da patente WO 2008/147219 A2 (FMC Kongsberg Subsea)

De acordo com a patente WO 2012/149511 A1, o tipo de resfriador mostrado na figura 23 tem vantagens comparado ao trocador passivo. Mas, o uso de um trocador Casco e Tubos com fluxo forçado de água do mar promovido por uma bomba é uma solução ainda melhor. A Figura 24 mostra esse tipo de equipamento. O projeto mecânico e operação dos Casco e Tubos são bem conhecidos e consagrados, isso reduz o custo do equipamento e suas peças de reposição, além de facilitar sua

manutenção e limpeza. O trocador pode ser fabricado como um Casco e Tubo comum, utilizado no *topside*, sendo apenas adaptado ao uso *subsea*. A performance dos casco e tubos é comprovada, assim como os métodos de cálculo de eficiência de troca térmica e perda de carga. Isso traz um melhor controle da temperatura de saída do fluido resfriado e controle da formação de incrustação. Além disso, o equipamento funcionará cheio de água do mar no lado do casco e dos tubos. Com isso, o diferencial de pressão entre o lado interno dos tubos e o interior do casco e desse para o ambiente externo será mínimo. Assim, não será necessário utilizar cascos e tubos de grande espessura.

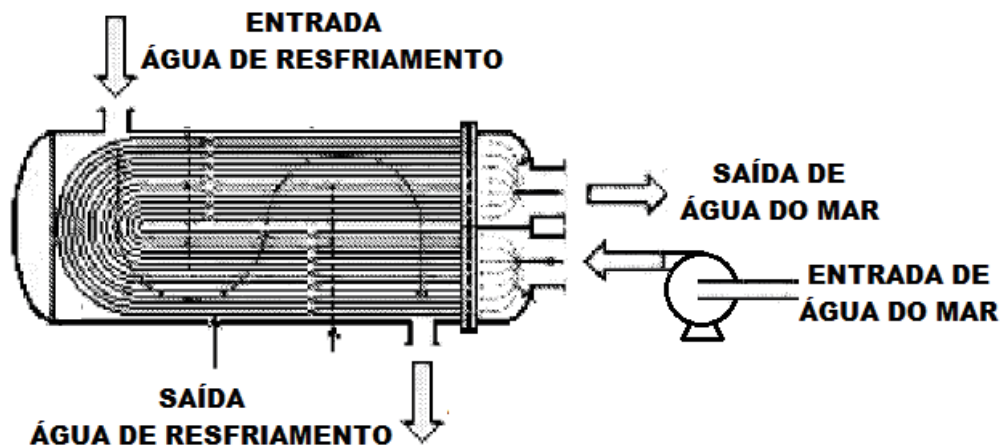


Figura 24 - Resfriador Casco e Tubos *Subsea* com Fluxo de Água do Mar Promovido por Bomba

Fonte: adaptado da patente WO 2012/149511 A1

3 METODOLOGIA

Para realizar a análise comparativa foram executadas seis etapas principais:

- Simulação termodinâmica em estado estacionário dos *risers* de produção e da planta de processamento de óleo, utilizando o simulador Aspen HYSYS v8.8.
- Simulação termodinâmica em estado estacionário dos casos base (operação e projeto) e alternativo (operação e projeto). Foi utilizado o simulador SimSci PRO/II, versão 9.1, da Invensys. Nos casos que simulam a operação, serão feitas 4 simulações para o caso base e 4 para o caso alternativo. Essas simulações se referem ao processamento de 100%, 75%, 50% e 25% da vazão do ano de máxima produção de gás. Elas irão avaliar o desempenho da planta com os controles *anti-surge* dos compressores ativados. Assim, no total foram executadas 10 simulações.
- Validação da simulação das turbinas a gás no PRO/II utilizando o simulador Thermoflex 25, que possui um vasto catálogo de turbinas a gás natural e é consagrado para simulação de termoelétricas.
- Dimensionamento dos equipamentos de processo que sofrem modificação, seja em função da modificação no sistema de captação de água do mar ou da mudança na temperatura da água de resfriamento disponível. Os trocadores de calor e compressores serão dimensionados no próprio PRO/II. Os permutadores de placas serão dimensionados pelo *software Aspen Exchanger Design and Rating*.
- Estimativa de custos para os casos base e alternativo, utilizando o *software Aspen Capital Cost Estimator* v8.8, cuja base de dados é de 2014.
- Comparação dos resultados

As informações para desenvolvimento do caso base para a análise comparativa realizada neste trabalho foram retiradas do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos – Etapa 1 (2013). Foi selecionado o FPSO Cidade de Paraty, que opera desde Junho de 2013 no Campo de Lula Nordeste. O Cidade de Paraty está interligado a 20 poços, sendo 13 produtores (dos quais 3 serão convertidos em injetores WAG), 5 injetores WAG e 2 injetores de gás. A capacidade de processamento é de aproximadamente 120.000 bpd e 5.000.000 Sm³/d de gás natural. A escolha do Cidade de Paraty se justificou pela qualidade e quantidade de dados de processo disponibilizados no EIA e às características do Gás do Campo de Lula Nordeste (alta RGO e 12% de concentração de CO₂). Como já mencionado, essas condições levam a uma grande demanda por compressão, conseqüentemente por água de resfriamento. Isso tornaria mais atrativa a utilização de um sistema alternativo de água de resfriamento, que possibilite reduzir a temperatura na sucção dos compressores.

Segundo o EIA da Etapa 1, esta UEP irá operar no Piloto de Produção de Lula Nordeste. A nomenclatura “Piloto de Produção” foi aplicada em razão do pioneirismo no Pré-Sal. Os Pilotos são utilizados para obter informações que possibilitam o desenvolvimento definitivo da produção no resto do Polo. A duração prevista para o Piloto de Lula Nordeste é de 27 anos, mas pode variar, dependendo de sua viabilidade econômica.

3.1 SIMULAÇÃO

O procedimento básico para simular processos estacionários nos simuladores termodinâmicos comerciais mais comuns envolve:

- Definição do sistema de unidades;
- Seleção dos componentes;
- Seleção do método termodinâmico;
- Inserção das correntes de entrada (ex: vazão, composição, temperatura e pressão);
- Inserção do(s) módulo(s) de equipamento(s);
- Inserção das correntes de saída de cada módulo;

- Inserção de estimativas iniciais e dados de entrada, requeridos por cada módulo;
- Execução e convergência da simulação.

3.1.1 Produção e Pré-processamento do Petróleo

Para simular adequadamente a planta de processamento de gás, primeiramente foi necessário gerar as correntes de gás (vazão, composição, temperatura e pressão), que são separadas do petróleo advindo dos poços produtores e alimentam os compressores principal e de recuperação de gases. Essas correntes são separadas do petróleo bruto em três estágios, como mostra a Figura 25. O separador de água livre opera a 1850 kPa (alta pressão), o separador de produção - trifásico - opera a 667.7 kPa (média pressão) e os separadores eletrostático e atmosféricos operam a baixa pressão (considerada 250 kPa).

Para gerar a corrente de petróleo que sai do reservatório foi utilizada uma extensão do Aspen HYSYS, denominada *GOR adjust*, onde GOR (*Gas-Oil Ratio*) remete à razão gás-óleo do petróleo ou RGO. Com base em correntes de óleo, gás e água, com composição, temperatura e pressão definidas, esta extensão permite ao utilizador definir quatro parâmetros para o petróleo: razão gás-óleo (RGO), razão água-óleo, Vazão e Densidade ($^{\circ}$ API). A equação de estado Peng-Robinson é o modelo termodinâmico padrão da extensão *GOR adjust*, e foi mantida neste estudo.

A composição do óleo e do gás de entrada foi considerada a mesma para todos os casos simulados. Foi considerada o teor máximo de 15 % molar de CO₂ no gás de entrada, baseado na tabela II.2.4-9 do EIA da Etapa 1(ver ANEXO I). A composição da corrente foi baseada na tabela II.2.4-34 do mesmo documento (ver Anexo I). Como o teor de CO₂ na composição do gás analisado era de 12,2% mol, foi feito um ajuste na composição dos outros componentes para que se chegasse aos 15%. Para tal, os componentes foram multiplicados pelo fator 0,9681, obtido pela razão entre a fração total dos outros componentes quando o teor de CO₂ é 12,2% (87,8%) e essa mesma fração quando o teor de CO₂ é 15% (85%). Esse ajuste resultou na composição mostrada na Tabela 1 para o gás seco. Nessa tabela também está disponível a composição das correntes de óleo e água que alimentam o módulo GOR adjust.

A pressão do reservatório foi considerada 6000 psi (41368 kPa) e a temperatura 40°C. As razões GOR e WOR do módulo foram fixadas em 268,2 e 0,0253, por tentativa e erro, a fim de alcançar as vazões de óleo, gás e água para o ano de 2016 - Ano de produção de gás máxima (4.750.184 Nm³/d de gás, 111.462 bbl/d de óleo e 2.906 bbl/d de água).

Tabela 1 - Composição das Correntes de Entrada

	ÓLEO	GÁS	ÁGUA
Temperatura (°C)	40	40	40
Pressão (kPa)	41368	41368	41368
Composição (frações molares)			
CO2	0,0000	0,1513	0,0000
H2S	0,0000	0,0000	0,0000
N2	0,0000	0,0051	0,0000
Metano	0,0000	0,6396	0,0000
Etano	0,0000	0,0924	0,0000
Propano	0,0050	0,0591	0,0000
i-Butano	0,0019	0,0099	0,0000
n-Butano	0,0081	0,0207	0,0000
i-Pentano	0,0065	0,0052	0,0000
n-Pentano	0,0122	0,0075	0,0000
C_6*	0,0295	0,0063	0,0000
C_7*	0,0559	0,0009	0,0000
C_8*	0,0777	0,0016	0,0000
C_9*	0,0658	0,0005	0,0000
C_10*	0,0604	0,0000	0,0000
C_11*	0,0405	0,0000	0,0000
C_12*	0,0537	0,0000	0,0000
C_13*	0,0488	0,0000	0,0000
C_14*	0,0436	0,0000	0,0000
C_15*	0,0308	0,0000	0,0000
C_16*	0,0339	0,0000	0,0000
C_17*	0,0224	0,0000	0,0000
C_18*	0,0236	0,0000	0,0000
C_19*	0,0224	0,0000	0,0000
C20+*	0,3573	0,0000	0,0000
H2O	0,0000	0,0000	1,0000
MM C20+		500	
Densidade C20+		0,9496	

Como mostra a Figura 25 e com base no EIA da Etapa 1, o petróleo sai do reservatório, a 2223 metros de profundidade, sendo distribuído por 13 *risers* de diâmetro nominal 6" e 7100 metros de comprimento, até alcançar a válvula *choke*,

onde a pressão é quebrada para 1930 kPa. As perdas de carga do aquecedor e do separador de água livre foram consideradas 50 kPa e 30 kPa, assim, a pressão final do gás separado fica em 1850 kPa, como definido para a simulação da planta de gás.

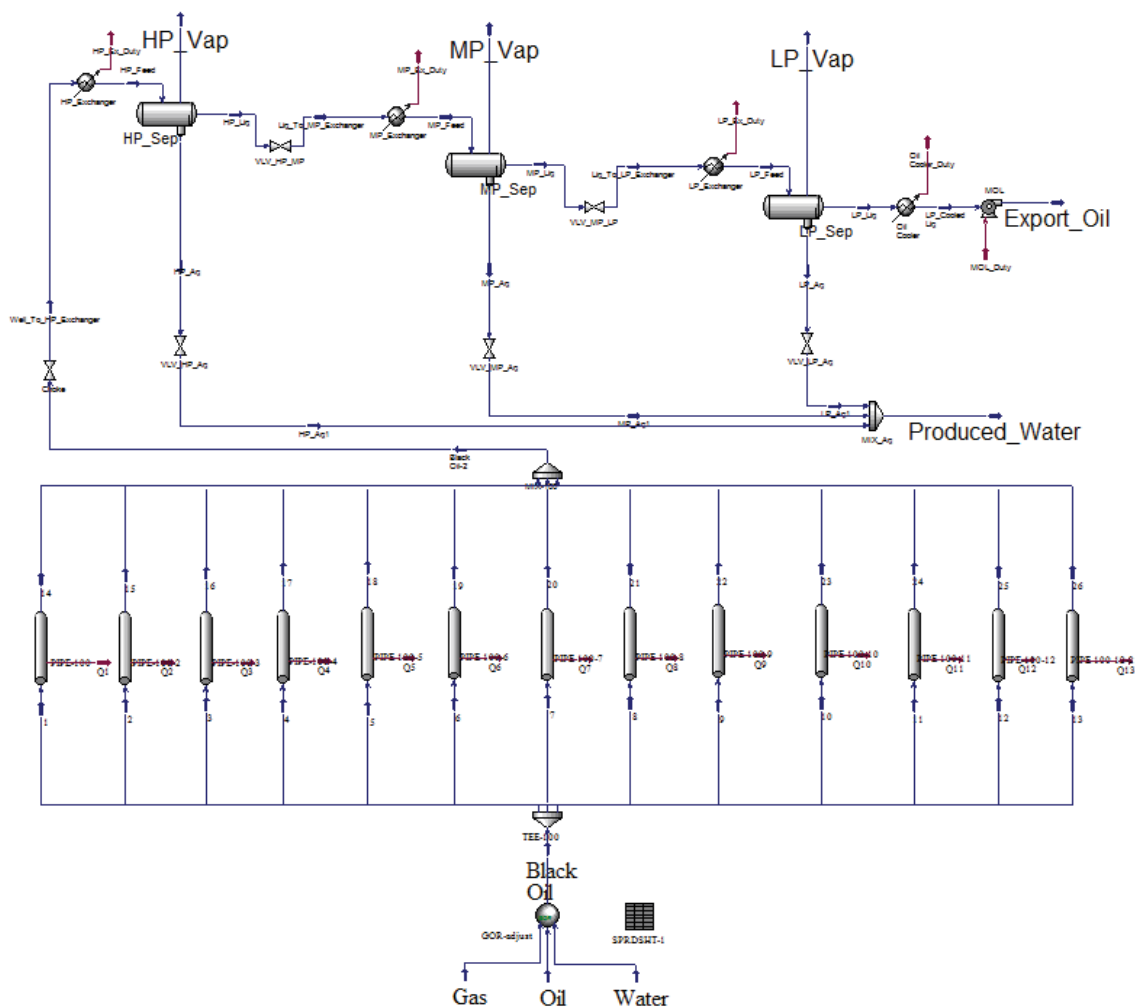


Figura 25 – Fluxograma da Simulação da Planta de Processamento de Óleo

3.1.2 Planta de Processamento de Gás - Caso Base

O modelo termodinâmico adotado foi Soave-Redlich-Kwong (SRK01). Foram selecionadas as opções de utilizar a tabela da GPSA para determinar a pressão parcial de água no gás e de decantar a água como uma fase pura, como mostra a Figura 26.

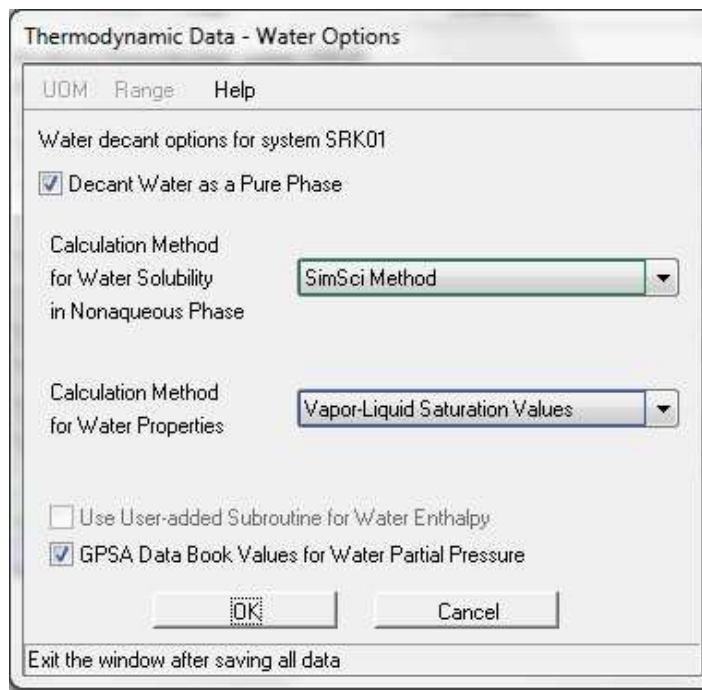


Figura 26 - Janela “Water Options” do Simulador de Processos PRO/II

A sequência de cálculo foi definida manualmente para o Caso Base e para o Caso Alternativo, elas são apresentadas no Apêndice I. Essas sequências foram utilizadas para os diferentes subcasos avaliados (100%, 75%, 50% e 25%). Porém, a presença de muitos loops nas simulações (vide Apêndice I), principalmente nos controles *anti-surge*, tornava a convergência das simulações lenta e os valores das vazões das correntes de reciclo aumentava expressivamente a cada vez que a simulação era executada. Além disso, nos casos em que a vazão era reduzida para 50% e 25% a simulação sequer convergia.

Para corrigir esse problema houve necessidade de alteração no método de convergência das simulações. O método padrão do simulador é a substituição direta, mas o simulador disponibiliza a utilização de métodos de aceleração, como mostra a Figura 27. A opção de aceleração por Broyden (1965) foi a que levou a um menor tempo de execução, corrigiu o problema da variação na vazão dos reciclos e convergia para todos os casos simulados. A tolerância de convergência para composição foi definida em 0,005 e para temperatura em 0,1. Esses valores são mais restritivos que o padrão do simulador mas levaram a resultados mais precisos com pouco prejuízo a velocidade de convergência.

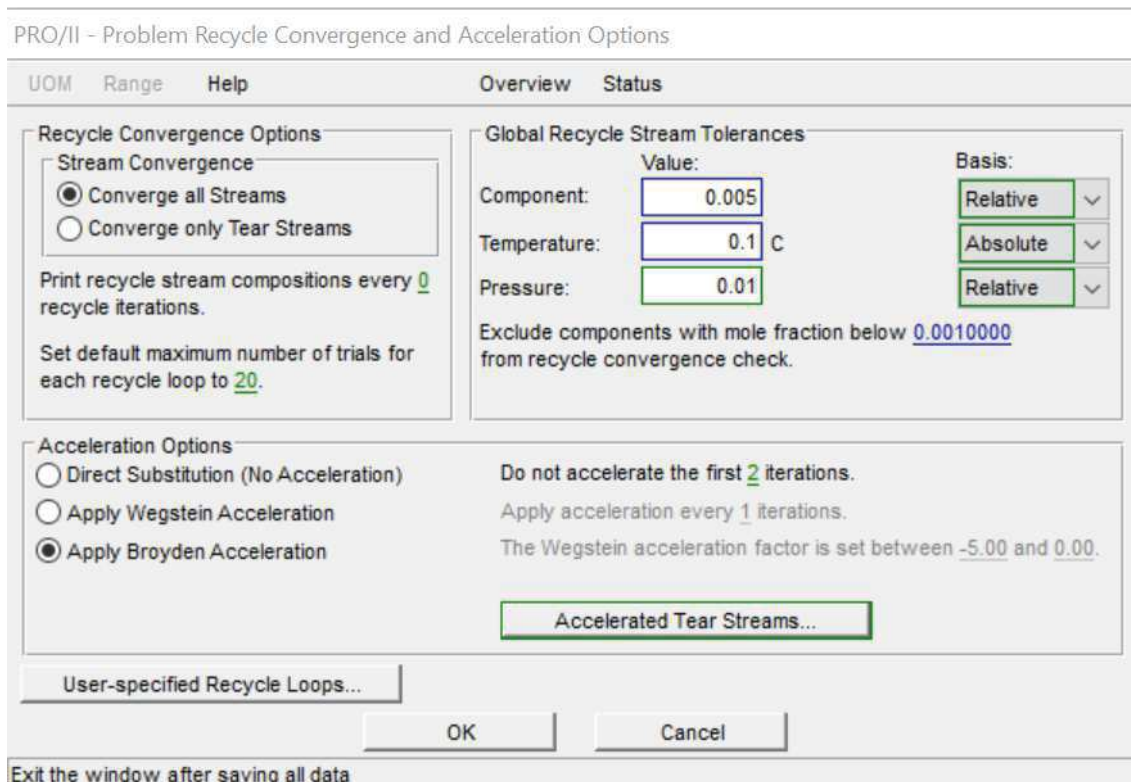


Figura 27 – Janela de Convergência de Reciclos e Opções de Aceleração do PRO/II

Em todos os casos simulados foram inseridas as mesmas correntes de entrada, mostradas na Tabela 2. Assim, variações nas correntes de saída são consequência apenas de diferenças nas configurações das plantas do caso alternativo, em virtude do uso de água de resfriamento gelada e suas consequências.

Como mencionado anteriormente, neste trabalho será dado enfoque a planta de processamento de gás. A Figura 28 mostra um diagrama de blocos do sistema de tratamento de gás do FPSO Cidade de Paraty. As simulações do Caso Base foram executadas de maneira a reproduzir da maneira mais fiel possível o sistema de tratamento de gás mostrado nesse fluxograma. As informações foram retiradas do EIA da Etapa 1.

Tabela 2 - Correntes de Entrada das Simulações da Planta de Processamento de Gás

Corrente	101	201	206
Descrição	Gás do 1º Estágio de Separação (Alta Pressão)	Gás do 2º Estágio de Separação (Média Pressão)	Gás do 3º Estágio de Separação (Baixa Pressão)
Temperatura (°C)	55	55	55
Pressão (kPa)	1850	250	667,7
Vazão (kgmol/h)	8326,09	123,00	211,57
Composição (frações molares)			
Nitrogenio	0,00537	0,00043	0,00194
Metano	0,66074	0,21133	0,46064
Etano	0,08965	0,16692	0,13762
Propano	0,05112	0,19696	0,10533
Ibutano	0,00713	0,03533	0,01605
Butano	0,01420	0,07410	0,03253
Ipentano	0,00290	0,01618	0,00672
Pentano	0,00388	0,02183	0,00899
Hexano	0,00281	0,01579	0,00642
Heptano	0,00147	0,00805	0,00328
Octano	0,00096	0,00502	0,00206
Nonano	0,00032	0,00158	0,00066
Decano	0,00012	0,00054	0,00023
C11	0,00003	0,00015	0,00006
C12	0,00002	0,00007	0,00003
C13	0,00001	0,00003	0,00001
C14	0,00000	0,00001	0,00000
O2	0,00000	0,00000	0,00000
CO2	0,15072	0,18434	0,19414
H2O	0,00856	0,06134	0,02329

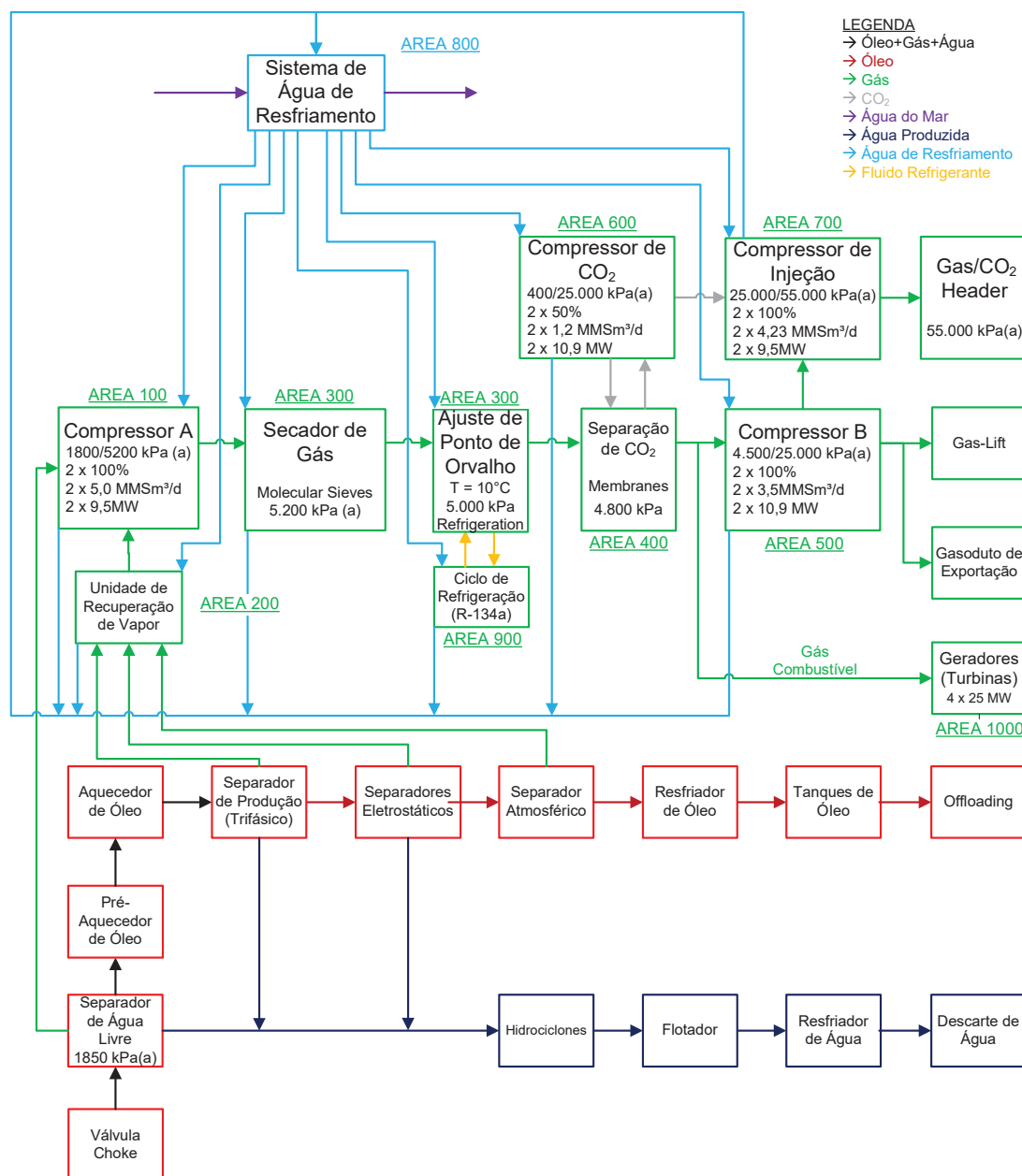


Figura 28 - Sistema de Tratamento de Gás do FPSO Cidade de Paraty

O sistema de água de resfriamento utilizado nestas simulações é o mostrado na Figura 15 e as temperaturas consideradas estão na Tabela 3.

Tabela 3 - Temperaturas da Água do Sistema de Resfriamento Caso Base

Temperatura Máxima de Captação da Água do Mar	32 °C
Temperatura de Entrada da Água de Resfriamento	35 °C
Delta T da Água de Resfriamento	20 °C
Temperatura de Saída da Água de Resfriamento	55 °C
Temperatura de Saída da Água do Mar	40 °C

Respeitando-se os *approaches* mínimos da Figura 16, o gás processado pode ser resfriado com água até 40°C.

Foram feitas cinco simulações para o Caso Base. A primeira foi feita para o projeto dos equipamentos, utilizando as vazões máximas mencionadas no EIA da Etapa 1. Esse caso não serve para dimensionar o sistema de água de resfriamento, pois as vazões máximas dos compressores Principal B e de CO₂ somadas (5.900.000 Sm³/d) superam a capacidade máxima de projeto da planta (5.000.000 Sm³/d). As outras 4 simulações representam o processamento de 100%, 75%, 50% e 25% da vazão do ano de máxima produção de gás do FPSO Cidade de Paraty. Elas irão avaliar o desempenho da planta com os controles anti-surge dos compressores ativados, principalmente o consumo de gás combustível em função da redução na potência dos compressores. O caso de operação a 100% será utilizado para dimensionamento do sistema de água de resfriamento.

3.1.2.1 Simulação para Projeto de Equipamentos

Na simulação de projeto a conservação de massa não foi respeitada. Foi simulada a capacidade máxima dos compressores, com base na Figura 28 e em informações do EIA da Etapa 1. O Quadro 4 mostra um resumo das vazões e concentrações de CO₂ utilizadas nesta simulação.

Quadro 4 - Vazão e Concentração de CO₂ assumidas para o Caso Base/Projeto

Compressor	Vazão Máxima	[CO ₂] _{máx}	Referência
	Sm ³ /d	%molar	
Principal	5.000.000	15	EIA Etapa 1
Exportação	3.500.000	5	EIA Etapa 1
CO ₂	2.400.000	56,6 ^[1]	
Injeção	4.230.000	15,6 ^[2]	

[1] calculado por interpolação linear, levando em consideração a concentração de CO₂ de projeto do gás separado (15%), a faixa de concentração de CO₂ esperada na entrada (8% - 55%) e a faixa de concentração de CO₂ esperada para o retentado (52% - 83%)

[2] Retirado da simulação (corrente 401, que entra na membrana de remoção de CO₂).

A Figura 29 mostra o fluxograma da simulação Caso Base/Projeto.

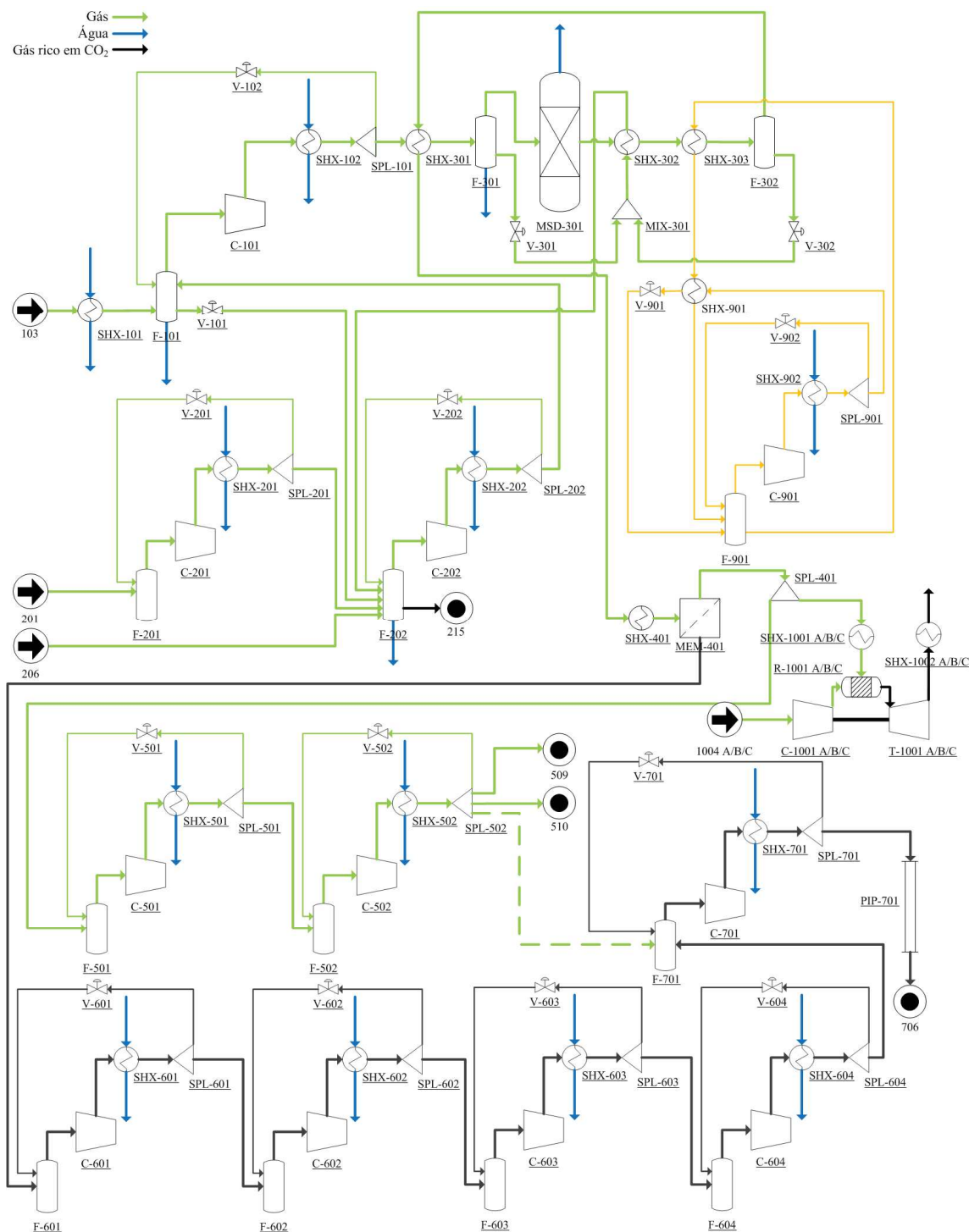


Figura 29 - Fluxograma da Simulação do Caso Base

O fluxograma real da simulação é apresentado no Apêndice I.

Os dados de entrada e especificações dos equipamentos mais relevantes serão apresentados a seguir, separados por tipo de equipamento.

- Compressores

Os dados de entrada e especificações dos compressores estão na Tabela 4.

Tabela 4 - Compressores do Caso Base/Projeto

AREA	100	200	500	600	700	900
Compressor	Principal	VRU ^[4]	Exportação	CO ₂	Injeção	Ciclo de C ₃
Nº de Estágios	1	2	2	4	1	1
P_{sucção} (kPa)	1800	250	4500	400 ^[1]	25000	476.6
P_{descarga} (kPa)	5200	1800	25000	25000	55000	1738
ΔP cooler 1 (kPa)	50	25	50	25	50	-
ΔP cooler 2 (kPa)	-	50	50	25	-	-
ΔP cooler 3 (kPa)	-	-	-	50	-	-
ΔP cooler 4 (kPa)	-	-	-	50	-	-
Razão de Compressão/Estágio ^[2]	2.9167	2.7708	2.3649	2.8385	2.202	3.6466
Vazão 1º estágio (m³/h)	12027	1317	2894	12939	313	1885
Vazão 2º estágio (m³/h)	-	1848	1110	4728	-	-
Vazão 3º estágio (m³/h)	-	-	-	1583	-	-
Vazão 4º estágio (m³/h)	-	-	-	467	-	-
η Politrópica 1º estágio	82%	74%	77%	83%	57%	75%
η Politrópica 2º estágio	-	75%	73%	79%	-	-
η Politrópica 3º estágio	-	-	-	74%	-	-
η Politrópica 4º estágio	-	-	-	70%	-	-

[1] Valor Assumido (Baixa Pressão, típica do permeado em membranas de CO₂).

[2] Calculado pela Equação 3

[3] Eficiências baseadas em interpolação da Figura 13-23 do GPSA (Ver Anexo II)

[4] VRU – *Vapor Recovery Unit* (Compressores de Recuperação de Vapor)

- Permutadores de Calor

Os dados de entrada e especificações de permutadores de calor estão na Tabela 5.

Tabela 5 - Dados de Entrada dos Permutadores de Calor do Caso Base/Projeto

TAG	Utilidade	T _{entrada} (°C)	T _{saída} (°C)	DP (kPa)	Especificação	Valor (°C)	DP gás (kPa)
SHX-101	Água de Resfriamento	35	45	100	TFQ	40	50
SHX-102	Água de Resfriamento	35	55	50	TFQ	40	50
SHX-201	Água de Resfriamento	35	50	50	TFQ	40	25
SHX-202	Água de Resfriamento	35	55	50	TFQ	40	50
SHX-301	-				TFQ	5	50
SHX-302	-				TFQ entra - TFF sai	3	50
SHX-303	Propano	0	0	13.8	TFQ	10	50
SHX-501	Água de Resfriamento	35	55	100	TFQ	40	50
SHX-502	Água de Resfriamento	35	55	100	TFQ	40	50
SHX-601	Água de Resfriamento	35	55	50	TFQ	40	25
SHX-602	Água de Resfriamento	35	55	50	TFQ	40	25
SHX-603	Água de Resfriamento	35	55	100	TFQ	40	50
SHX-604	Água de Resfriamento	35	55	50	TFQ	40	50
SHX-701	Água de Resfriamento	35	55	50	TFQ	40	50
SHX-801	Água do Mar	32	40	60	TFQ	35	60
SHX-901	-				°C acima do Ponto de Orvalho	10	0
SHX-902	Água de Resfriamento	35	55	50	Fração Vaporizada no FQ	0	0

[1] O resfriador E5 utilizaria o Fluido Refrigerante R134a (1,1,1,2-Tetrafluoretano) para resfriar o gás, porém o ciclo de refrigeração foi simulado com Propano pois o PRO/II não possui o R134a em seu banco de fluidos refrigerantes.

[2] FQ = Fluido Quente; TFQ = Temperatura do Fluido Quente; TFF = Temperatura do Fluido Frio

- Desidratador de Gás Natural (Peneiras Moleculares)

O Desidratador de Gás não foi simulado, pois não existe tal módulo no PRO/II. Porém, sua única função é reduzir a concentração de água no gás para 1 ppmv (no máximo), conforme especificado pelo EIA da Etapa 1. Para representar o Desidratador foi utilizado um módulo de cálculo chamado *Stream Calculator*. Neste módulo a composição da corrente de saída, a perda de carga e o calor de adsorção foram especificados.

Segundo a UOP, fabricante de peneiras do tipo 4A (utilizadas para desidratação de GN), o calor de adsorção nesse tipo de peneira é de 1000 kcal/kg de

H₂O removido. A perda de carga foi definida em 150 kPa, de forma a fechar o balanço de pressão. A perda de carga dos trocadores de calor envolvidos no resfriamento e ajuste de HCDP do gás, somada a perda de carga no Desidratador de Gás (ajuste de WDP), resulta em 400 kPa, conforme indicado na Figura 28.

- Separação de CO₂ (Membranas)

Como em todos os casos simulados a temperatura do gás na entrada da membrana será a mesma e a composição varia muito pouco, não será necessário dimensionar e estimar o custo desse equipamento. Por isso, o módulo de membranas do PRO/II não foi utilizado na simulação. Optou-se por utilizar o *Stream Calculator* em seu lugar. Este módulo permite que as correntes de saída sejam especificadas, dada uma corrente de entrada. A Figura 30 mostra o fluxograma da simulação do módulo de Remoção de CO₂ em detalhes.

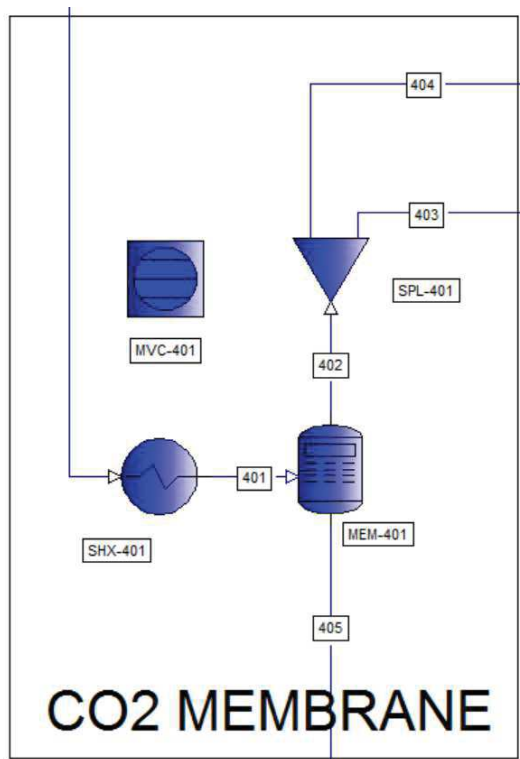


Figura 30 - Simulação do Módulo de Separação de CO₂

São necessárias duas especificações para definir as composições e vazões do retentado (corrente 402) e do permeado (corrente 405). A primeira, retirada do EIA da Etapa 1, determina que o retentado deve sair com até 5% molar de CO₂. A segunda determina que a composição de CO₂ no permeado deve ser de 56.6 %, conforme **Erro! Fonte de referência não encontrada.** Para isso, em conjunto com o *Stream Calculator* foi utilizado um controlador multivariáveis. Ele atua variando vazão de CO₂ e Metano no retentado (SPEC1 e SPEC5 do *Stream Calculator*), até que as composições de CO₂ desejadas sejam atingidas, como mostram a Figura 31 e a Figura 32.

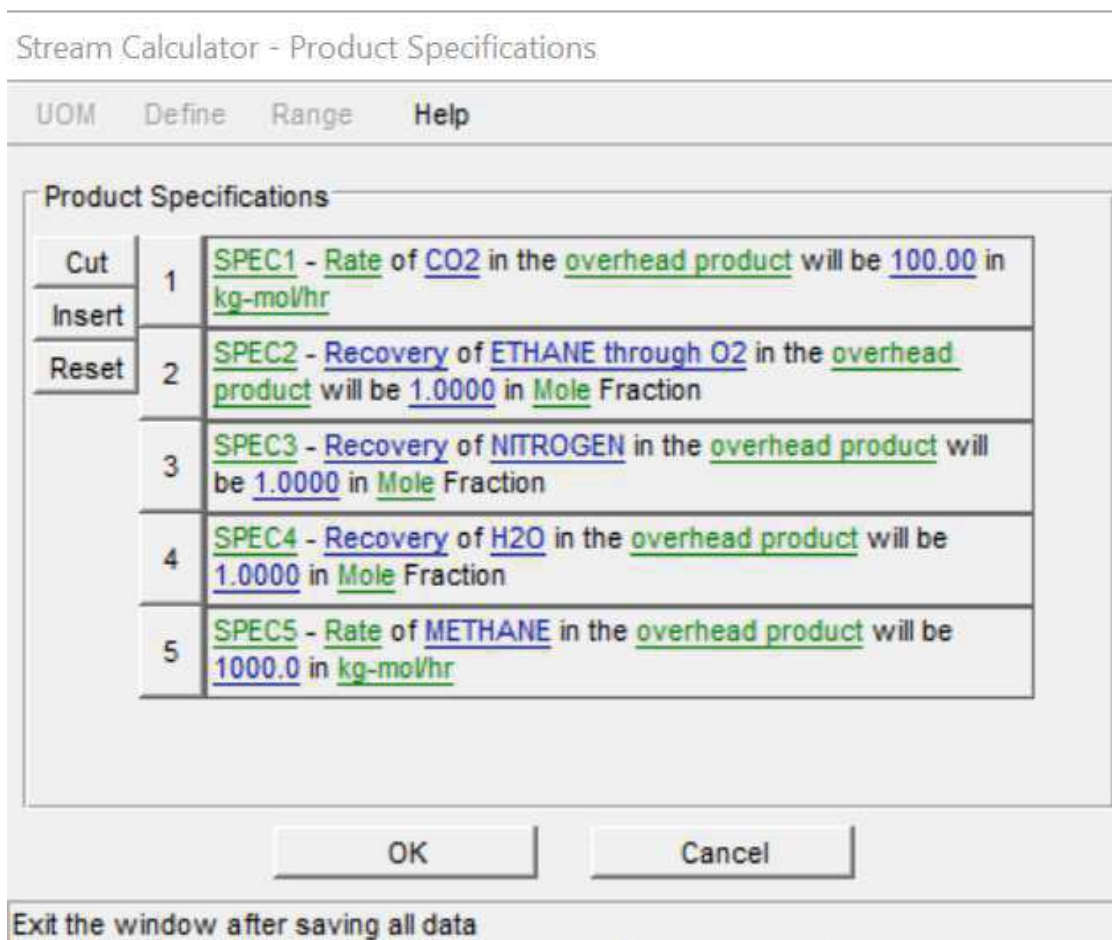


Figura 31 - Especificações do Módulo *Stream Calculator* para Separação de CO₂

PRO/II - Multivariable Controller

UOM	Range	Help	Overview	Status	Notes
Unit:	MVC-401	Description:			
Specifications: 2 equals Variables: 2					
Specifications:					
Cut	1	MVC1SPEC1 - Stream 402 Composition of component CO2 on a Wet basis in Mole fraction = 0.050000 within the default tolerance			
Insert					
Reset	2	MVC1SPEC2 - Stream 405 Composition of component CO2 on a Wet basis in Mole fraction = 0.56600 within the default tolerance			
Variables:					
Cut	1	Stream Calculator MEM-401 Specification SPEC1 within default limits			
Insert	2	Stream Calculator MEM-401 Specification SPEC5 within default limits			
Reset					
		MVC Options...	Print Options...		
		OK	Cancel		
Exit the window after saving all data					

Figura 32 - Controlador Multivariáveis MVC-401

As temperaturas das correntes de saída foram determinadas através de balanço de energia, pelo próprio *Stream Calculator*. Como ferramenta auxiliar, foi inserido um vaso de *flash*, que indica o ponto de orvalho da corrente de saída de Gás Natural (402). Segundo a UOP, tradicional fabricante de membranas, deve ser garantida uma margem de segurança entre a temperatura do retentado e seu HCDP, como mostra a Figura 33. O objetivo é garantir que não haverá formação de líquidos no interior da membrana, que é prejudicial ao material que a constitui.

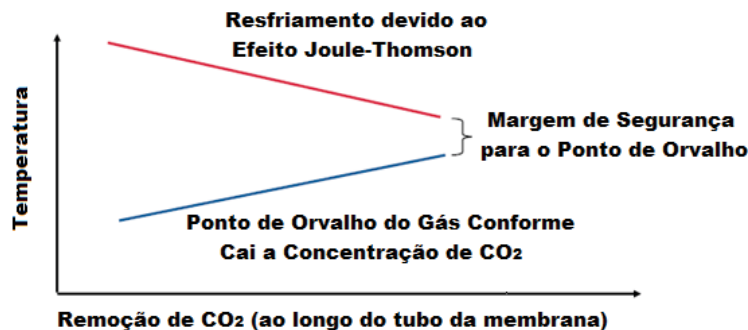


Figura 33 - Temperatura versus Remoção de CO₂ em Membranas

Fonte: adaptado de UOP

- Ciclo de Refrigeração para Ajuste de HCDP

Como já mencionado, o ciclo de refrigeração foi simulado com propano, pois o PRO/II não possui o R134a em seu banco de componentes. A Figura 34 mostra o fluxograma da simulação do ciclo.

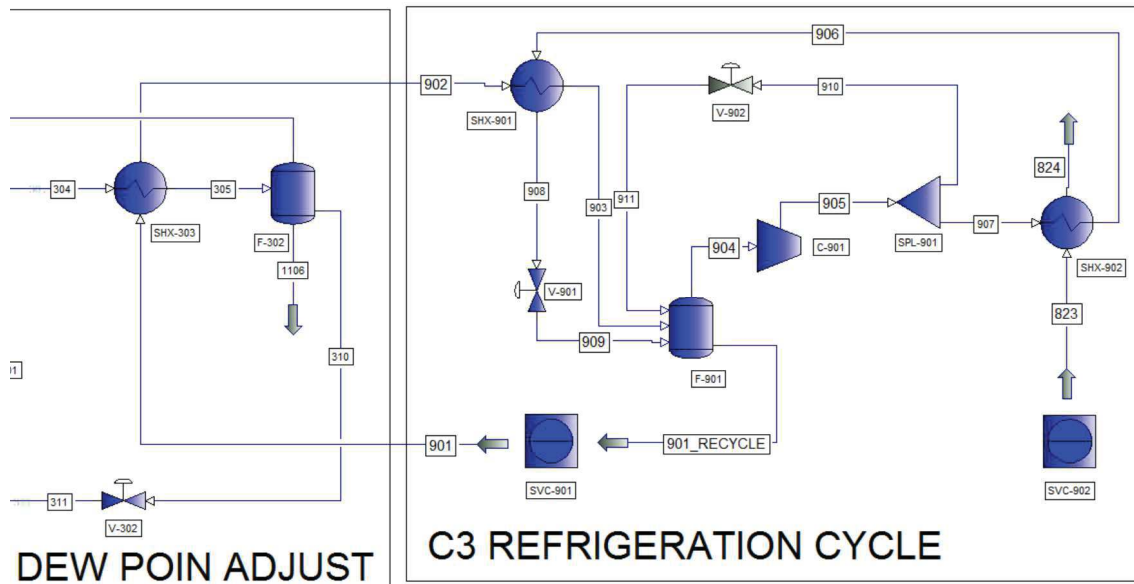


Figura 34 - Simulação do Ciclo de Refrigeração

Foi considerado que o ΔT de *Approach* entre a temperatura de saída do gás natural (corrente 305) e a temperatura de entrada do fluido refrigerante (corrente 902) deverá ser de 10°C. Segundo a Figura 28, A temperatura de ajuste do HCDP deve ser de 10°C, logo é necessário que o propano refrigerante chegue no resfriador que faz esse serviço (SHX-303) a 0°C e como líquido saturado. Isso implica que a pressão seja de 476.6 kPa.

A pressão de descarga foi definida em 1738 kPa, a perda de carga do refrigerante no condensador foi desprezada. Nessa pressão a temperatura de condensação do propano é de aproximadamente 50°C. Essa temperatura garante um *approach* de 15°C com relação à temperatura de entrada da água de resfriamento no condensador (SHX-902).

A perda de carga na Válvula de Expansão foi calculada para que a pressão retornasse a pressão de sucção do compressor (476.6 kPa). Essa perda de carga vaporiza 35% do líquido, formando uma corrente de vapor parasita, que retorna para o vaso de carga do compressor. O líquido resfriado retorna para o SHX-303.

Tabela 7 – Propriedades do Gás Combustível – Caso Base

Estado do combustível	Gasoso
Pressão (kPa)	3500
Temperatura (°C)	22,5
LHV (kJ/kg)	43487
HHV (kJ/kg)	47848
Massa Molar (kg/kgmol)	22,91
Composição (frações molares)	
Nitrogênio	0,00672
CO₂	0,05000
Metano	0,69910
Etano	0,14380
Propano	0,06802
n-Butano	0,01684
n-Pentano	0,00567
Hexano	0,00093
Isobutano	0,00892

Tabela 8 – Temperatura e Umidade Relativa do Ar na Bacia de Santos

	TEMPERATURAS (°C)			UMIDADES RELATIVAS (%)		
	Mín	Média	Máx	Mín	Média	Máx
Jan	24,0	25,7	26,6	85,5	89,3	93,3
Fev	25,1	26,3	27,8	84,3	88,8	93,2
Mar	24,5	25,9	27,3	83,1	87,9	91,6
Abr	22,7	24,6	26,3	79,9	86,1	90,9
Mai	21,3	23,0	24,4	77,7	84,5	89,9
Jun	20,3	21,9	23,8	77,1	83,9	89,5
Jul	19,5	21,1	22,8	79,6	84,2	88,9
Ago	19,5	21,1	22,6	78,9	84,4	88,5
Set	20,0	21,2	22,8	79,7	85,4	89,7
Out	20,2	21,9	23,5	82,1	87,1	90,1
Nov	21,6	23,1	24,2	83,3	87,8	93,6
Dez	23,2	24,4	26,0	82,9	88,9	91,9
Média	22	23	25	81	87	91

Tabela 9 – Efeito da Temperatura e Umidade Relativa do Ar na Potência dos Turbo geradores GE LM2500

T (°C)	Umidade Relativa						Aumento na Potência
	60%	75%	80%	85%	90%	95%	
15	28,480	28,531	28,548	28,565	28,583	28,600	0,42%
20	27,014	27,084	27,107	27,131	27,154	27,178	0,61%
25	25,412	25,53	25,569	25,608	25,647	25,687	1,08%
30	23,636	23,793	23,845	23,897	23,949	24,002	1,55%
35	21,907	22,112	22,180	22,249	22,317	22,385	2,18%
Redução na Potência	23,1%	22,5%	22,3%	22,1%	21,9%	21,7%	

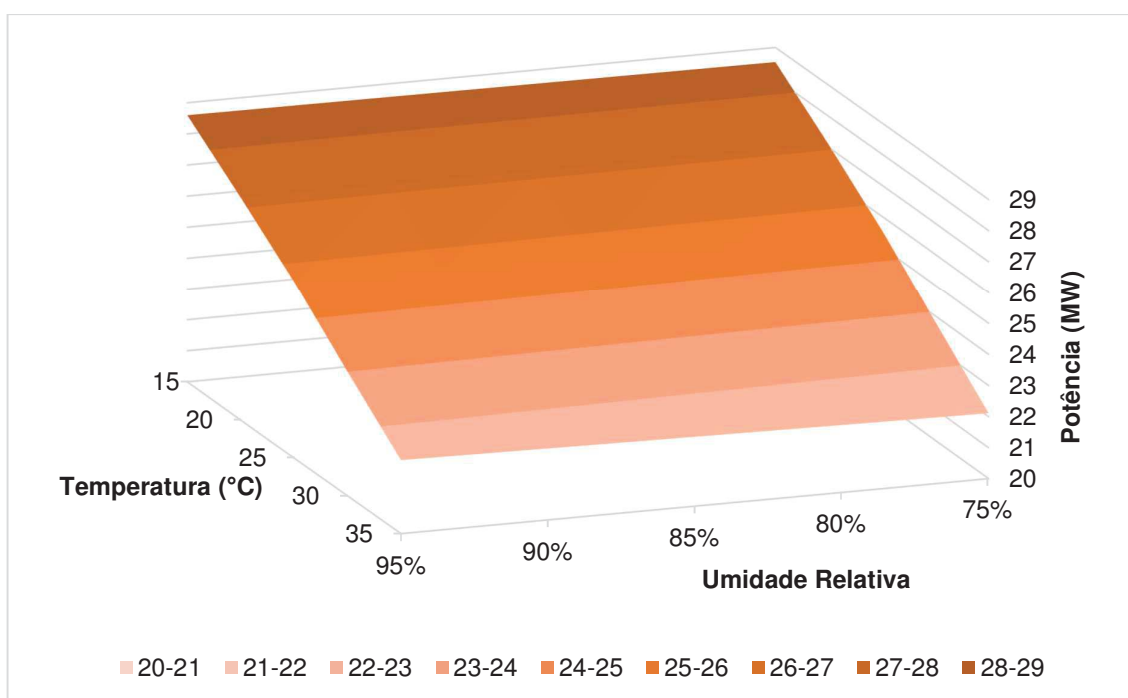


Figura 36 - Efeito da Temperatura e Umidade Relativa do Ar na Potência dos Turbo geradores GE LM2500

Após simular apropriadamente os turbo geradores no Thermoflex, foi feita uma simulação destes equipamentos no PRO/II, integrando a planta de processamento de gás aos geradores de energia elétrica. Como o PRO/II não tem um módulo para simulação de turbinas, o mesmo foi desenvolvido, utilizando um compressor (C-1001A), um reator de combustão completa (R-1001A) e uma turbina adiabática expansora (T-1001A), assim como no Thermoflex, foi incluído um recuperador de calor (SHX-1001A) na exaustão da turbina, como ocorre no FPSO

Cidade de Paraty. O fluxograma das simulações das turbinas no PRO/II está disponível na Figura 37.

Como pode ser visto, foi utilizado um controlador multivariáveis (MVC-1001A), o objetivo foi definir a temperatura e vazão do gás exausto (corrente 1007A). As variáveis manipuladas foram a vazão de combustível (corrente 1002A) admitida à câmara de combustão e a vazão de ar que entra no compressor (corrente 1003A), respectivamente. A temperatura e vazão do gás exausto foram definidas de acordo com os dados gerados pelo Thermoflex, pois essas variáveis determinam a potência e eficiência (*Heat Rate*) da turbina e variam conforme a temperatura e umidade relativa do ar e capacidade operacional utilizada da turbina.

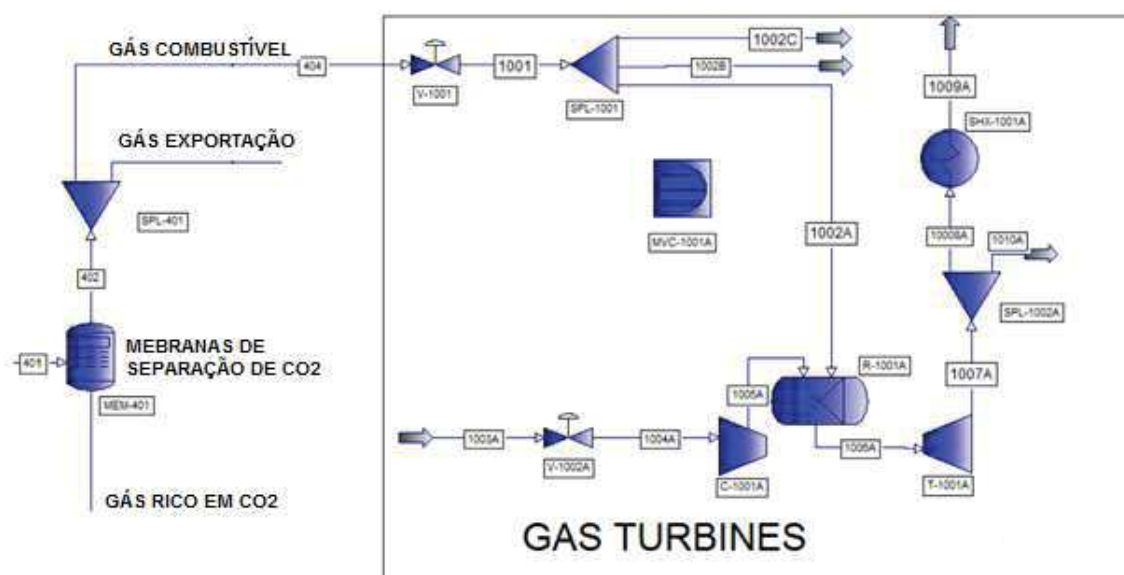


Figura 37 - Simulação dos Turbo geradores no PRO-II – Caso Base

3.1.2.2 Simulações do Caso Base/Operação

Essas simulações serão utilizadas para dimensionar o sistema de água de resfriamento e calcular o consumo de energia (gás natural) e emissões de CO₂ do FPSO ao longo do tempo.

Foi considerado o modo de operação em que a maior parte do gás produzido está sendo exportada por gasoduto e apenas a corrente rica em CO₂ é reinjetada. Segundo o EIA da Etapa 1, a produção máxima de GN ocorrerá em 2016, alcançando 4,75 MM Sm³/d. Essa vazão resulta em 95% da máxima capacidade de

processamento da planta, que é de 5,0 MM Sm³/d. O compressor principal (C-101) tem capacidade máxima de 5,0 MMSM³/d. Caso a planta receba 5,0 MM Sm³/d de gás esse compressor irá operar ligeiramente acima de sua capacidade pois, analisando a Figura 29, nota-se que há um reciclo do líquido formado no ajuste de HCDP, que é expandido e retorna ao vaso de carga do C-202, que por sua vez alimenta o C-101 com vapores recuperados. Com isso a vazão no C-101 é maior que a vazão de entrada de gás na planta.

O EIA da Etapa 1 fornece uma estimativa da produção de GN para cada ano de operação do FPSO. Com a simulação da planta em 4 capacidades diferentes (100%, 75%, 50% e 25%), será ajustada uma curva de consumo de energia versus capacidade. Baseado nessa curva pode ser estimado o consumo de energia durante cada ano de operação do FPSO, com e sem a captação de água gelada, permitindo a comparação do caso Base com o Alternativo quanto à parcela do OPEX relacionada à geração de energia elétrica. A Figura 38 mostra a curva de produção e a capacidade utilizada da planta de processamento de gás durante 23 anos.

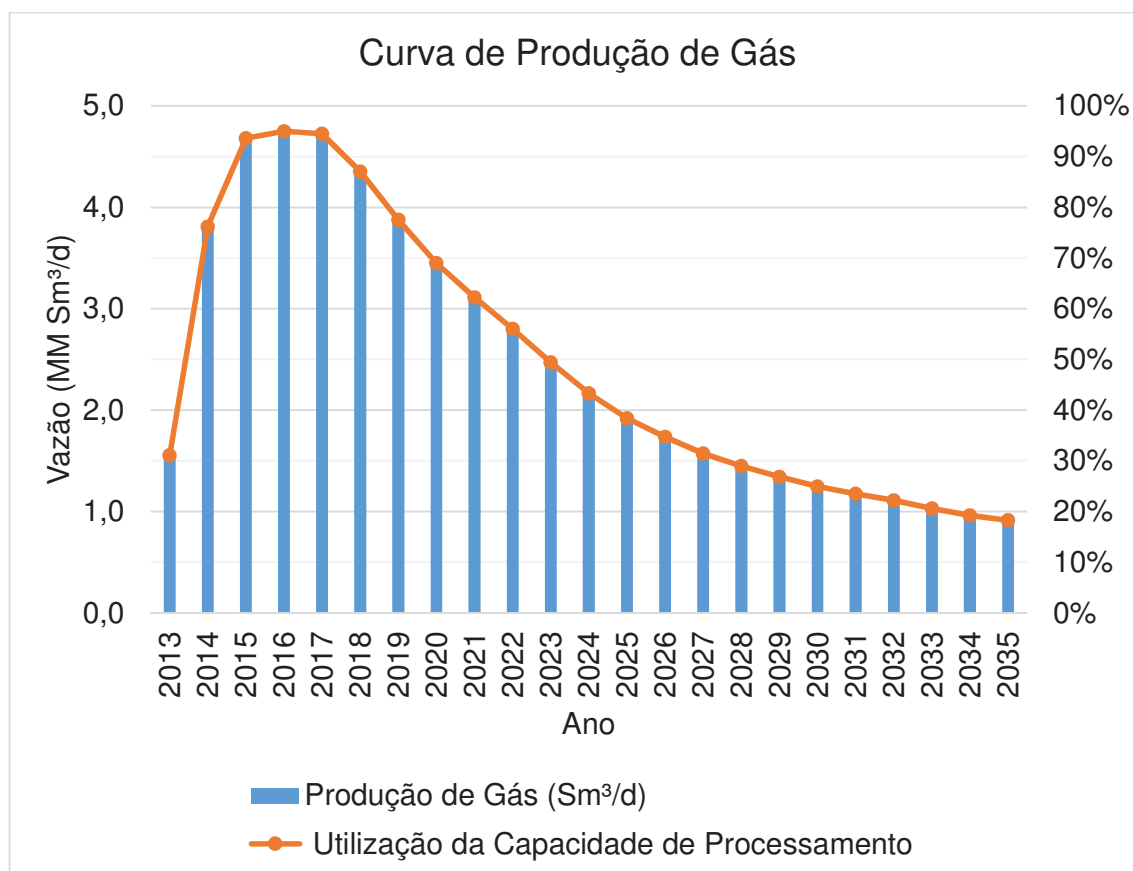


Figura 38 – Curva de Produção e Capacidade de Processamento de Gás

Foram simulados os casos com entrada de 100%, 75%, 50% e 25% da vazão de projeto da planta de gás (5,0 MM Sm³/d). Em cada caso a vazão dos compressores foi mantida igual ao caso de projeto, através do ajuste dos *splitters* que promovem a recirculação do gás de volta à sucção do compressor, como pode ser visto na Figura 29. Cada estágio de compressão tem um sistema de reciclo, chamado controle *anti-surge*. O *surge* é um problema operacional relacionado à compressores centrífugos. Esse problema ocorre quando a vazão de entrada de gás do compressor é reduzida além do limite mínimo, chamado limite de *Surge*, onde começam a ocorrer problemas de vibração excessiva, instabilidade e danos ao equipamento.

No caso 100% os controles *anti-surge* dos compressores C-101, C-201, C-202, C-501 e C-502 não foram acionados, pois eles operam com 100% de suas capacidades ou até um pouco acima disso. Porém, como a vazão dos compressores de CO₂ (área 600) e principalmente de reinjeção (C-701) é reduzida em relação à de projeto, o reciclo de gás foi ajustado, através dos *splitters*, para manter 100% de suas vazões de projeto. Para todos os outros casos houve necessidade de acionamento do controle *anti-surge* em todos os compressores, como mostra a Tabela 10.

Tabela 10 – Vazões dos Compressores e % Reciclo do Controle *Anti-Surge* – Caso Base

Compressor	Vazão Nominal (MMSm ³ /d)	Caso Base/Operação 100%		Caso Base/Operação 75%		Caso Base/Operação 50%		Caso Base/Operação 25%	
		5,0 MM Sm ³ /d		3,75 MM Sm ³ /d		2,5 MM Sm ³ /d		1,25 MM Sm ³ /d	
		Vazão	Reciclo	Vazão	Reciclo	Vazão	Reciclo	Vazão	Reciclo
C-101	5,082	5,082	0,0%	5,082	25,2%	5,081	50,3%	5,085	75,3%
C-201	0,071	0,071	0,0%	0,071	26,0%	0,071	52,0%	0,071	76,0%
C-202	0,302	0,302	0,0%	0,301	26,0%	0,301	52,0%	0,301	77,0%
C-501	3,500	3,506	0,0%	3,506	27,5%	3,508	50,1%	3,504	82,8%
C-502	3,500	3,506	0,0%	3,506	27,5%	3,508	50,1%	3,504	82,8%
C-601	1,200	1,200	16,6%	1,200	37,5%	1,200	58,3%	1,200	79,1%
C-602	1,200	1,200	16,6%	1,200	37,5%	1,200	58,3%	1,200	79,1%
C-603	1,200	1,200	16,6%	1,200	37,5%	1,200	58,3%	1,200	79,1%
C-604	1,200	1,200	16,6%	1,200	37,5%	1,200	58,3%	1,200	79,1%
C-701	4,230	4,231	76,4%	4,230	82,3%	4,230	88,2%	4,230	94,1%
C-901	0,254	0,254	0,0%	0,254	18,5%	0,254	37,8%	0,254	57,0%

Além da planta de processamento de gás, existem muitos outros consumidores de energia elétrica em um FPSO. Essa energia foi estimada em com base em Martins et. Al (2014), que disponibiliza tabelas com os principais consumidores de energia elétrica de um FPSO projetado para o campo de Libra e

suas potências. Foram feitas algumas adaptações como aumento do número de pessoas nas acomodações, de 70 para 100, como informa o EIA da Etapa 1. No Cidade de Paraty não há módulo de remoção de H₂S e existe uma caldeira dedicada exclusivamente ao sistema de bombeamento de óleo (*offloading*). A Tabela 11 mostra outros consumidores de energia elétrica considerados neste estudo e suas potências.

Tabela 11 – Outros Consumidores de Energia Elétrica Considerados neste Estudo

CASCO E SALA DE MÁQUINAS	Potência Total (kW)
Compressor de Gás Booster	600
Turbo Compressor de Gás	245
Painel do Tratador de Óleo	300
Centro de Controle Motor	2190
Guindastes	290
Mangote de Offloading	150
Bombas de Água Quente	90
Gerador de Gás Inerte	125
Bomba Desaeradora	132
Iluminação Naval	150
Gerador de Hipoclorito	330
Geração Principal/Equipamentos Auxiliares	112
Compressores de Ar	155
Sistema de Lastro e Esgotamento	110
Bomba de Resfriamento de Emergência	95
Água Quente de Emergência	90
Bombas de Resfriamento do Gerador de Gás Inerte	110
ACOMODAÇÕES (100 pessoas)	
Equipamentos Diversos	157,14
Academia	0,59
Lavanderia	7,14
Hospital	2,89
Cozinha	36,34
Outros	39,14
Aparelhos Elétricos	96,50
PLANTA DE PROCESSO	
Sistema do Flare	2300
Remoção de CO ₂	1500
Sistema de Desidratação de Gás, Gás Combustível e HCDP	560
Manifolds de Produção e Injeção	155
Processamento e Tratamento de Óleo	5000
Unidade de Injeção de Água e Remoção de Sulfatos	300
Unidade Química e de Estocagem de produtos	3500
Utilidades	515
Área de Laydown	65
Automação e Elétrica	1200
Pipe Rack	1450
Torre do Flare	655
Laboratório	350
TOTAL	23164

Fonte: Martins et. Al (2014). Portal Engenharia Naval e Oceânica UFRJ

- Sistema de Água de Resfriamento

A Figura 39 mostra a simulação do sistema de água de resfriamento.

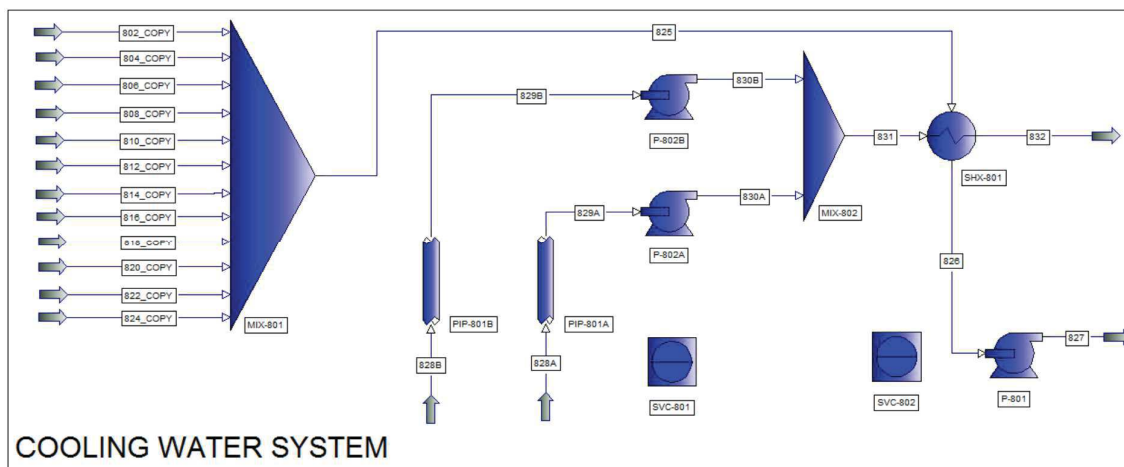


Figura 39 - Simulação do Sistema de Água de Resfriamento (Caso Base/Operação)

O sistema de água de resfriamento foi dimensionado para o caso 100%, mas foi simulado para todos os casos analisados.

As temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento nos resfriadores de gás é fixa (ver Tabela 5). A temperatura de saída foi definida em cada resfriador, utilizando-se um controlador, que varia a vazão de água de resfriamento até ser atingida a temperatura especificada na corrente de saída da água. Uma cópia de cada corrente de saída dos resfriadores foi inserida no misturador (MIX-801). A vazão total de água de resfriamento quente segue para o permutador a placas (SHX-801), que resfria a água de processo com água do mar.

A bomba de circulação de água de resfriamento é a P-801. Foi considerado que a pressão da água de resfriamento na descarga dessa bomba é de 735,5 kPa abs (7,5 kgf/cm²) e que ela chega aos consumidores à 539,37 kPa abs (5,5 kgf/cm²). A mesma pressão de descarga foi considerada para as bombas P-802 A/B, que garante o fluxo de água do mar no SHX-801. Para calcular a vazão de água do mar foi utilizado um controlador de vazão (SVC-802), especificando que a temperatura de saída da água do mar, após passar pelo SHX-801, deve ser de 40°C.

O ANEXO IV apresenta uma lista de bombas de captação de água do mar. Nota-se que para este serviço são utilizadas bombas centrífugas do tipo BB2 ou CD, que atendem ao API 610 (ISO 13709). Segundo SULZER (2014), um dos fabricantes

desse tipo de bomba, esse equipamento tem fluxo radial dividido, com dois impelidores na sucção. Isso resulta em um baixo NPSH requerido. Como não há coluna de água na sucção das bombas de captação, o NPSH é um fator crítico. No ANEXO V encontra-se um gráfico de seleção de bombas BB2, da SULZER. Ele foi utilizado para determinar a vazão máxima das bombas de captação em 2.000 m³/h (foi considerada a utilização de bombas BBS 4 polos, que proporciona o *Head* necessário). Esse critério foi utilizado para determinar que são necessárias 2 bombas em paralelo. Porém, na prática, o que determina o número de bombas é a voltagem máxima especificada para a UEP em questão. A voltagem é função da potência do motor elétrico que movimenta a bomba.

Foram inseridas tubulações na sucção das bombas de captação de água do mar (PIP-801 A e B). A Tabela 12 mostra as considerações respectivas ao sistema de captação de água do mar.

Tabela 12 - Simulação do Sistema de Captação de Água do Mar - Caso Base

Comprimento Equivalente (m)^[1]	380
Elevação(m)^[2]	-2,0
Rugosidade Absoluta (mm)^[3]	0,0015
Perda de Carga por Atrito Máxima (kPa)^[4]	60
Perda de Carga no filtro de Sucção(kPa)	30
Velocidade Máxima (m/s)^[5]	2,0
Troca de Calor Externa	Isotérmico ^[6]
Vazão Máxima de Água do Mar por Tubo ^[7]	Mesma da bomba

[1] Comprimento equivalente estimado. Considerou-se uma captação de água a 30,0 m de profundidade e 350 metros de comprimento reto equivalente (100 metros de trecho reto da superfície do mar até a bomba e 250m de comprimento equivalente aos acidentes).

[2] Elevação baseada na Figura 40. Considerou-se que a pressão na superfície do mar é de 101,33 kPa abs. OBS: a coluna de água até a superfície não foi considerada. Como a pressão no extremo inferior do tubo de captação é equivalente a coluna de água, a água ascenderá até a superfície de maneira espontânea, devido a diferença de pressão. Haverá apenas perda de carga por atrito.

[3] Rugosidade Absoluta de Tubos de HDPE SDR 26, retirada do fabricante do Software Pipe Flow Expert - Flow Rate & Pressure Drop Calculations Software, Versão 6 (2013).

[4] Segundo ROGEZ (2012)

[5] Segundo MARLEY PIPE SYSTEMS (2010)

[6] Foi considerado que os tubos são perfeitamente isolados, desconsiderando-se assim qualquer variação de temperatura da água do mar ao longo do tubo de captação.

[7] A vazão máxima foi definida com base no catálogo da SULZER (Ver ANEXO V)

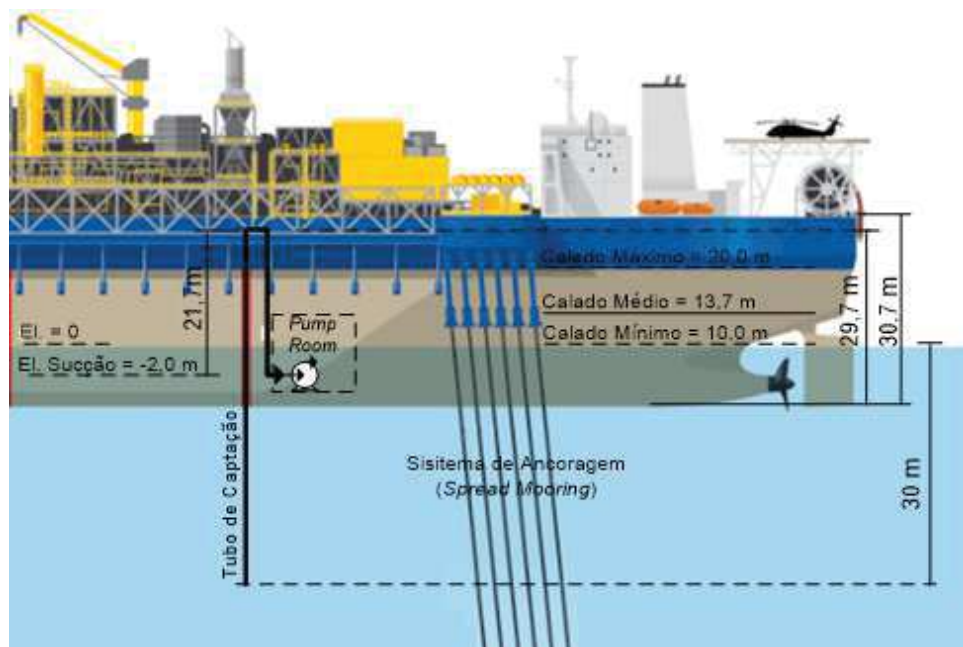


Figura 40 – Arranjo do Sistema de Captação de Água do Mar - Caso Base

Na Figura 40, as cotas de Calado Médio (13,7 m) e Altura do Costado (30,7 m) foram retiradas do EIA da Etapa 1. Todas as outras cotas foram estimadas.

3.1.3 Caso Alternativo

A mesma metodologia aplicada ao Caso Base foi adotada no Alternativo. Como já foi mencionado, no Caso Alternativo, a água do mar é captada a 900 metros de profundidade e à 4°C. Com os mesmos *approaches* mínimos da Figura 16, o sistema de água de resfriamento adotou as temperaturas mostradas na Tabela 13.

Tabela 13 - Temperaturas da Água do Sistema de Resfriamento - Caso Alternativo

Temperatura Máxima de Captação da Água do Mar	4 °C
Temperatura de Entrada da Água de Resfriamento	7 °C
Delta T da Água de Resfriamento	20 °C
Temperatura de Saída da Água de Resfriamento	27 °C
Temperatura de Saída da Água do Mar	[1] °C

[1] Calculada em função da área requerida pelo trocador SHX-801

A Figura 41 mostra o fluxograma da simulação do Caso Alternativo.

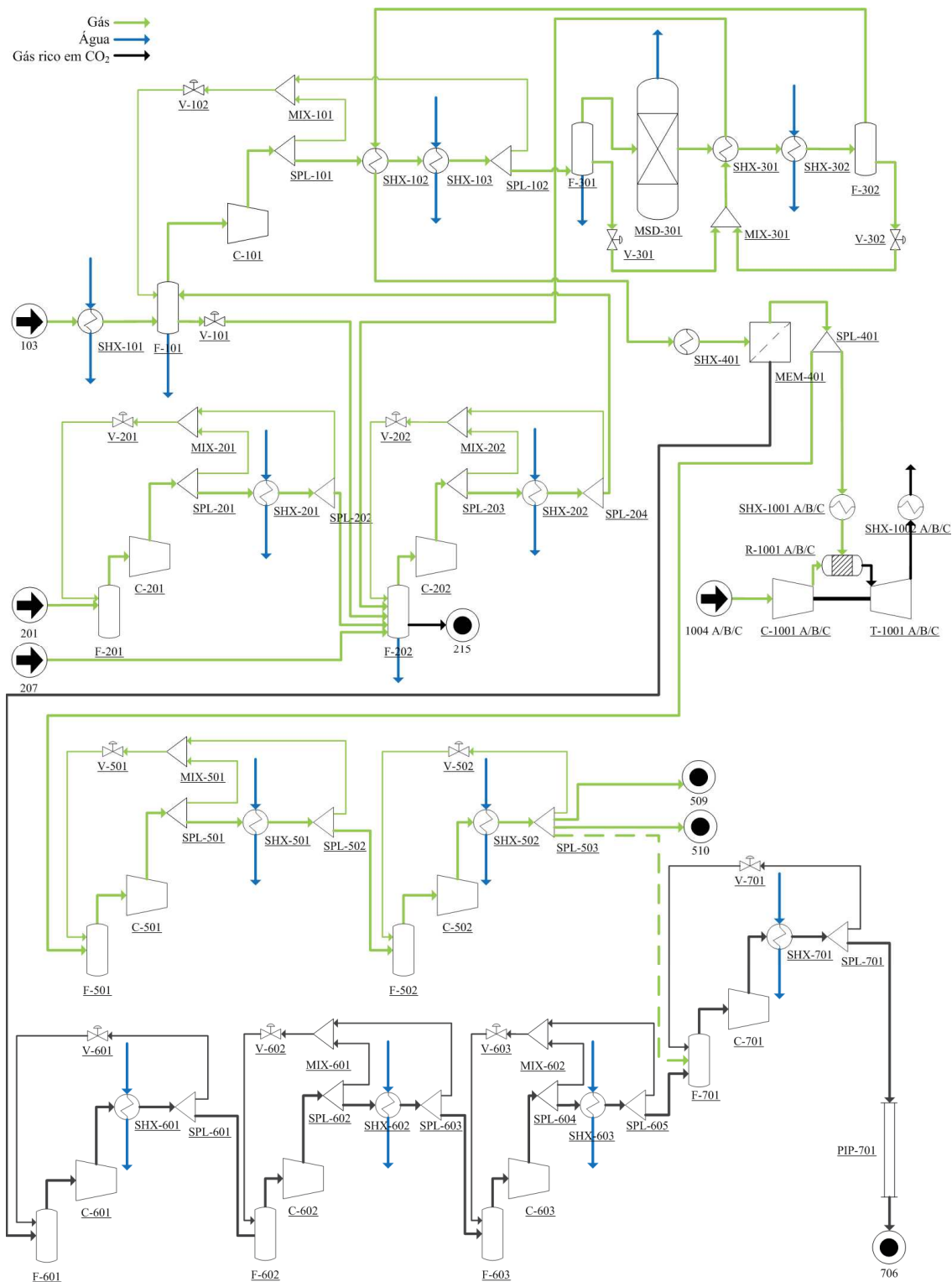


Figura 41 - Fluxograma da Simulação do Caso Alternativo

O fluxograma real da simulação é apresentado no Apêndice I.

Como mostra a Tabela 13, o gás processado pode ser resfriado até 12°C com a água de resfriamento mais fria. Isso levou a algumas modificações no processamento do gás.

Assim como para o Caso Base, foram feitas cinco simulações para o Caso Alternativo. A primeira para o projeto dos equipamentos, utilizando as mesmas vazões de entrada máximas do Caso Base (ver Figura 28). As outras quatro simulam a entrada de 100%, 75%, 50% e 25% da vazão de projeto da planta de gás, que é de 5,0 MM Sm³/d. Permitindo o ajuste da curva de consumo de energia versus capacidade para o Caso Alternativo.

Primeiramente, como pode ser visto na Figura 41, foi removido o ciclo de refrigeração para ajuste de HCDP, utilizando apenas um resfriador à água (SHX-302) para executar este serviço. Outra modificação implementada foi a redução do número de estágios do compressor de CO₂, para 3 ao invés dos 4 originais. Isso foi possível pois, graças ao resfriamento adicional do gás, que permitiu trabalhar com razões de compressão maiores por estágio sem atingir a temperatura limite dos materiais que compõem os compressores (aproximadamente 180°C). Essa configuração é inferior em termos de eficiência energética, pois quanto mais estágios de compressão com resfriamento intermediário, menor a potência dos compressores. Porém, em um FPSO a redução de peso, espaço e custo, obtidas através da redução de um estágio de compressão é muito importante e compensa essa possível redução de eficiência.

A vazão dos compressores foi mantida igual ao caso de projeto (ver Figura 28), através do controle *anti-surge*. Porém, como a temperatura do gás no Caso Alternativo é bem mais baixa que no Base, o efeito Joule-Thomson nas válvulas *anti-surge* levou a temperaturas tão baixas nas linhas de reciclo e na sucção de alguns compressores que poderiam ocorrer problemas operacionais. A montante do sistema de desidratação do gás, onde o gás ainda está húmido, foi detectada a possibilidade de formação de hidratos e gelo. Também foram detectadas temperaturas negativas na sucção dos compressores de CO₂ (C-601, C-602, C-603 e C-604) e do primeiro estágio do compressor de exportação (C-501), o que poderia gerar a necessidade de compressores mais caros, para baixas temperaturas, com internos em aço inoxidável ao invés de aço carbono.

Para evitar formação de hidratos, congelamento ou temperaturas baixas demais nos compressores, outra modificação notada na Figura 41 é inserção de *splitters*, para controle de temperatura. Esse controle é chamado *hot bypass*, pois

parte da corrente quente que sai do compressor é separada, não passa pelo resfriador de gás se mistura com a corrente que é recirculada, à montante da válvula *anti-surge*, com a finalidade de elevar sua temperatura. Tentou-se utilizar controladores para fazer o ajuste da vazão do *hot by-pass* nos compressores, definindo a temperatura da corrente na sucção do compressor ou após a válvula *anti-surge*. Nos compressores de CO₂ o controle convergiu. Porém, nos outros compressores esse controlador causou lentidão e não convergência da simulação, devido a sua participação em outros loops da simulação. Nesses casos as vazões do *hot by-pass* foram ajustadas manualmente. As tabelas 14 a 17 mostram as configurações do controle *anti-surge*, vazões do *hot bypass* e limites mínimos de temperatura adotados para cada caso.

Tabela 14 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 100%

Compressor	Vazão de Projeto (MMSm ³ /d)	Vazão de convergência (MM Sm ³ /d)	% Reciclo Anti-Surge	Hot Bypass (Sm ³ /d)	T hidrato ^[1] (°C)	T mínima (°C)
C-101	4,956	4,956	0,0%	0	8,7/0	5
C-201	0,071	0,071	0,0%	0	-7,8/0	5
C-202	0,238	0,238	0,0%	0	3,6/0	5
C-501	3,500	3,520	0,0%	0	N/P	5
C-502	3,500	3,520	0,0%	0	N/P	5
C-601	1,200	1,201	16,5%	0	N/P	5
C-602	1,200	1,201	16,5%	4228	N/P	5
C-603	1,200	1,201	16,5%	51291	N/P	5
C-701	4,200	4,230	76,3%	0	N/P	5

[1] Avaliada com a ferramenta Hydrate Analysis do PRO/II. N/P= Não previsto

Tabela 15 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 75%

Compressor	Vazão de Projeto (MMSm ³ /d)	Vazão de convergência (MM Sm ³ /d)	% Reciclo Anti-Surge	Hot Bypass (Sm ³ /d)	T hidrato ^[1] (°C)	T mínima (°C)
C-101	4,956	4,956	25,0%	300000	8,7/0	5
C-201	0,071	0,071	27,0%	1500	-7,8/0	5
C-202	0,238	0,239	26,0%	12500	3,6/0	5
C-501	3,500	3,503	27,1%	180000	N/P	5
C-502	3,500	3,503	27,1%	0	N/P	5
C-601	1,200	1,200	37,5%	0	N/P	5
C-602	1,200	1,200	37,5%	75222	N/P	5
C-603	1,200	1,200	37,5%	191159	N/P	5
C-701	4,200	4,230	82,3%	0	N/P	5

[1] Avaliada com a ferramenta Hydrate Analysis do PRO/II. N/P= Não previsto

Tabela 16 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 50%

Compressor	Vazão de Projeto (MMSm ³ /d)	Vazão de convergência (MM Sm ³ /d)	% Reciclo Anti-Surge	Hot Bypass (Sm ³ /d)	T hidrato ^[1] (°C)	T mínima (°C)
C-101	4,956	4,956	50,0%	525000	8,7/0	5
C-201	0,071	0,070	52,5%	3750	-7,8/0	5
C-202	0,238	0,239	51,0%	39000	3,5/0	5
C-501	3,500	3,502	54,5%	820000	N/P	5
C-502	3,500	3,502	54,5%	0	N/P	5
C-601	1,200	1,201	58,4%	0	N/P	5
C-602	1,200	1,201	58,4%	146977	N/P	5
C-603	1,200	1,201	58,4%	332054	N/P	5
C-701	4,200	4,230	88,2%	0	N/P	5

[1] Avaliada com a ferramenta Hydrate Analysis do PRO/II. N/P= Não previsto

Tabela 17 – Anti-Surge, Hot Bypass e Temperaturas Mínimas - Caso Alternativo 25%

Compressor	Vazão de Projeto (MMSm ³ /d)	Vazão de convergência (MM Sm ³ /d)	% Reciclo Anti-Surge	Hot Bypass (Sm ³ /d)	T hidrato ^[1] (°C)	T mínima (°C)
C-101	4,956	4,956	75,0%	750000	8,7/0	5
C-201	0,071	0,071	77,0%	6750	-7,8/0	5
C-202	0,238	0,239	76,1%	58000	3,5/0	5
C-501	3,500	3,503	82,3%	1440000	N/P	5
C-502	3,500	3,503	82,3%	0	N/P	5
C-601	1,200	1,200	79,2%	0	N/P	5
C-602	1,200	1,200	79,2%	217204	N/P	5
C-603	1,200	1,200	79,2%	470246	N/P	5
C-701	4,200	4,230	94,1%	0	N/P	5

[1] Avaliada com a ferramenta Hydrate Analysis do PRO/II. N/P= Não previsto

3.1.3.1 Simulação do Caso Alternativo/Projeto

- Compressores

As especificações dos compressores foram inseridas conforme mesma metodologia do Caso Base e são apresentadas na Tabela 18.

Tabela 18 - Compressores do Caso Alternativo/Projeto

AREA	100	200	500	600	700
Compressor	Principal	VRU	Exportação	CO ₂	Injeção
Nº de Estágios	1	2	2	3	1
P_{sucção} (kPa)	1800	250	4500	400 ^[1]	25000
P_{descarga} (kPa)	5200	1800	25000	25000	55000
ΔP cooler 1 (kPa)	50	25	50	25	50
ΔP cooler 2 (kPa)	-	50	50	25	-
ΔP cooler 3 (kPa)	-	-	-	50	-
Razão de Compressão/Estágio ^[2]	2,9167	2,7708	2,3649	3,9974	2,202
Vazão 1º estágio (m³/h)	10437	1317	2894	12888	313
Vazão 2º estágio (m³/h)	-	1431	835	2943	-
Vazão 3º estágio (m³/h)	-	-	-	581	-
η Politrópica 1º estágio	82%	74%	77%	83%	57%
η Politrópica 2º estágio	-	74%	72%	77%	-
η Politrópica 3º estágio	-	-	-	71%	-

- Permutadores de Calor

Dados de entrada e especificações são apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 - Dados de Entrada dos Permutadores de Calor do Caso Alternativo/Projeto

TAG	Utilidade	T _{entrada} (°C)	T _{saída} (°C)	DP (kPa)	Especificação ^[1]	Valor (°C)	DP gás (kPa)
SHX-101	Água de Resfriamento	7	17	100	TFQ	12	50
SHX-102	-	-	-	50	TFF	35	50
SHX-103	Água de Resfriamento	7	27	50	TFQ	20	50
SHX-201	Água de Resfriamento	7	27	50	TFQ	12	25
SHX-202	Água de Resfriamento	7	27	50	TFQ	12	50
SHX-301	-			50	TFQ entra - TFF sai	3	50
SHX-302	Água de Resfriamento	7	13	50	TFQ	10	50
SHX-501	Água de Resfriamento	7	27	100	TFQ	12	50
SHX-502	Água de Resfriamento	7	27	100	TFQ	40	50
SHX-601	Água de Resfriamento	7	27	50	TFQ	12	25
SHX-602	Água de Resfriamento	7	27	50	TFQ	12	25
SHX-603	Água de Resfriamento	7	27	100	TFQ	12	50
SHX-701	Água de Resfriamento	7	27	50	TFQ	40	50
SHX-801	Água do Mar	4	11	60	TFQ	7	60

[1] FQ = Fluido Quente; FF = Fluido Frio; TFQ = Temperatura do Fluido Quente; TFF = Temperatura do Fluido Frio

- Desidratador de Gás Natural (Peneiras Moleculares)

As mesmas considerações feitas para o Caso Base valem para o Caso Alternativo.

- Turbo geradores

A redução na demanda de energia em virtude do uso de água de resfriamento mais fria, que acarreta redução da potência dos compressores, possibilitou o uso de turbo geradores de menor potência, como será mostrado no Capítulo 4. Assim, foi selecionado um modelo de turbina similar ao original (GE LM 2500) mas com potência menor (27 MW na condição ISO, ao invés de 28,1 MW como no Caso Base).

A metodologia aplicada foi idêntica à do Caso Base. Primeiramente, o sistema de geração de energia elétrica foi simulado no Thermoflex, nas mesmas três condições: ISO, Projeto e Operação. As propriedades do gás combustível variaram um pouco, em função das diferenças nas temperaturas de processamento do gás, conforme mostra a Tabela 20.

Tabela 20 –Propriedades do Gás Combustível – Caso Alternativo

Estado do combustível	Gasoso
Pressão (kPa)	3500
Temperatura (°C)	22,5
LHV (kJ/kg)	43486
HHV (kJ/kg)	47847
Massa Molar	22,92
Composição (frações molares)	
Nitrogênio	0,00673
CO₂	0,05000
Metano	0,70100
Etano	0,14000
Propano	0,06966
n-Butano	0,01687
n-Pentano	0,00583
Hexano	0,00099
Isobutano	0,00892

A Figura 43 mostra o fluxograma para o caso de operação no Thermoflex, as premissas adotadas são as mesmas do caso base, ver Tabela 6.

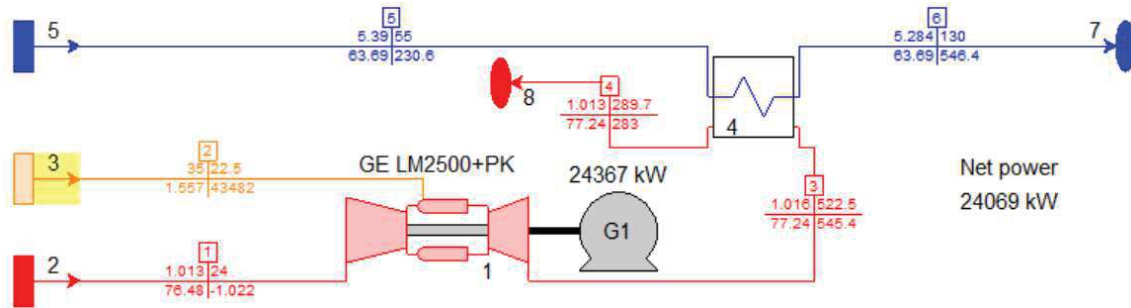


Figura 42 - Simulação dos Turbo geradores no Thermoflex – Caso Alternativo

A integração da planta de processamento de gás aos geradores de energia elétrica no PRO/II foi efetuada seguindo a mesma metodologia do Caso Base. O fluxograma das simulações das turbinas no PRO/II é similar ao da Figura 37.

3.1.3.2 Simulação do Caso Alternativo/Operação

- Sistema de Água de Resfriamento

Seguindo a metodologia utilizada no Caso Base, a simulação do Caso Alternativo/Operação será utilizada para estimar a demanda máxima de água de resfriamento e assim dimensionar o sistema dessa utilidade. A Figura 43 mostra o fluxograma da simulação do sistema de água de resfriamento do Caso Alternativo/Operação.

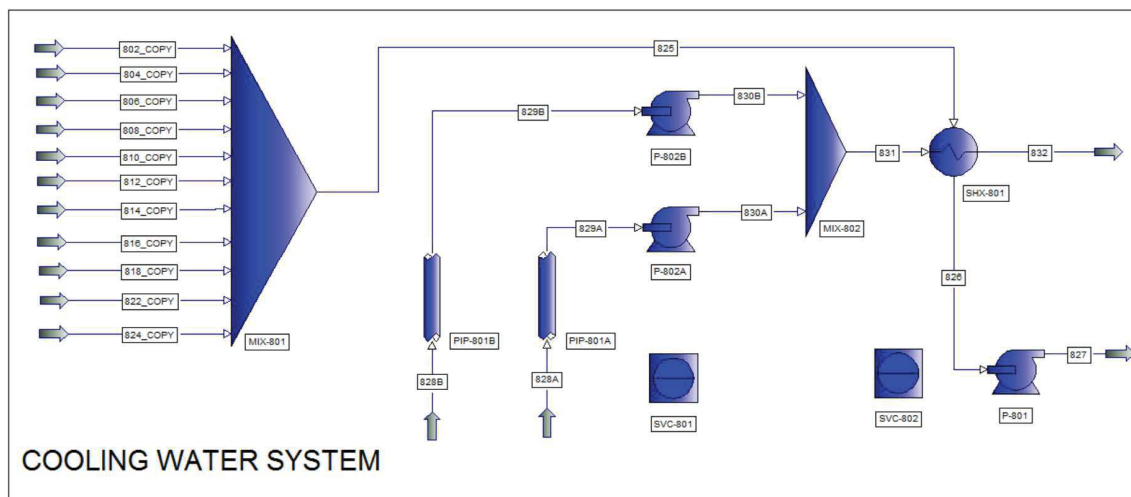


Figura 43 - Fluxograma da Simulação Caso Alternativo/Operação

Foi utilizada a mesma metodologia do Caso Base/Operação. Porém, em função das supracitadas mudanças no processo e na captação de água do mar mais profunda, as correntes que chegam ao sistema tem vazões diferentes e algumas vem de resfriadores diferentes. Por não existir o ciclo de refrigeração para ajuste de HC DP, não existe o condensador à água do ciclo de refrigeração (SHX-902). O ajuste de HC DP foi feito no resfriador à água SHX-303, que não existia anteriormente, pois substituiu o evaporador do ciclo de refrigeração, que fazia o serviço no Caso Base.

Para calcular a vazão de água do mar nas bombas P-802 A/B, foi utilizado o Controlador de Vazão (SVC-802), especificando que a temperatura de saída da água do mar deve ser de 11°C (limitando o cruzamento de temperatura de saída da água de resfriamento e a de saída da água do mar em 4°C, para evitar uma área requerida de troca térmica inviável). Assim como no Caso Base/Operação, foi considerado que a pressão de descarga das bombas P-801 e P-802-A/B é de 735,5 kPa abs (7,5 kgf/cm²).

Foi considerado o sistema de captação profunda de água. Assim, a única diferença para o Caso Base/Operação é que o comprimento do tubo de captação é de 900m, ao invés de 30m. A Figura 44 mostra uma possível configuração desse sistema, aproveitando o boião submerso que suporta os *risers* de produção do FPSO Cidade de Paraty.

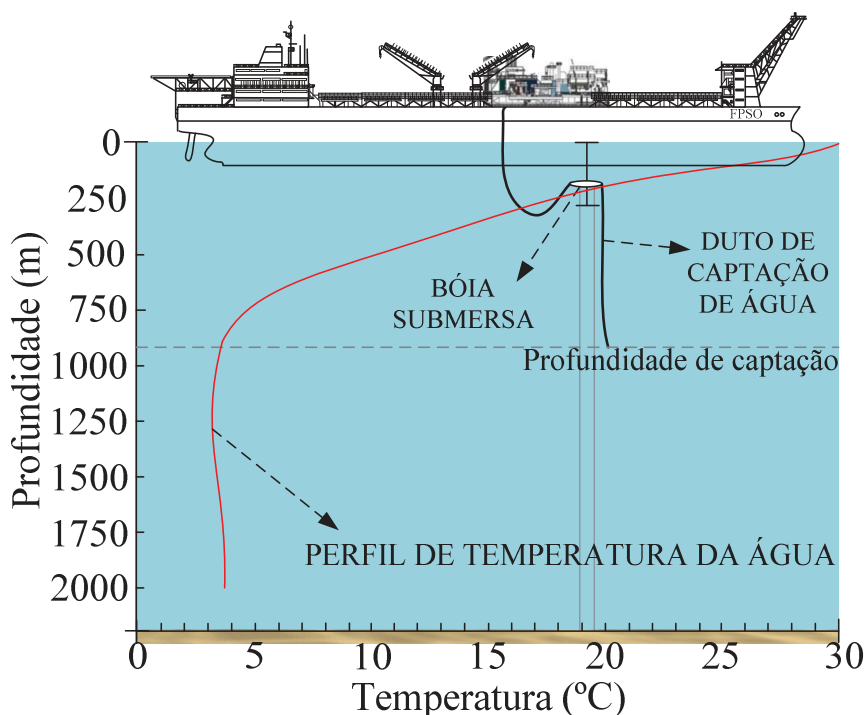


Figura 44 – Sistema de Captação Profunda de Água do Mar - Caso Alternativo

A Tabela 21 resume as considerações feitas para o sistema.

Tabela 21 - Simulação do Sistema de Captação de Água do Mar

Comprimento Equivalente (m) ^[1]	1550
Elevação(m) ^[2]	-2,0
Rugosidade Absoluta (mm) ^[3]	0,0015
Perda de Carga por Atrito Máxima (kPa) ^[4]	60
Perda de Carga Máx no filtro de Sucção(kPa)	30
Velocidade Máxima (m/s) ^[5]	2,0
Troca de Calor Externa	Isotérmico ^[6]
<u>Vazão Máxima de Água do Mar por Tubo ^[7] Mesma da bomba</u>	

[1] Comprimento equivalente estimado. Considerou-se uma captação de água com 1550 metros de comprimento (900 metros de profundidade + 300 metros de curvatura) e 350 metros de comprimento reto equivalente (100 metros de trecho reto da superfície do mar até a bomba e 250 metros de comprimento equivalente aos acidentes).

[2]] Elevação baseada na Figura 40. Considerou-se que a pressão na superfície do mar é de 101,33 kPa abs. OBS: a coluna de água até a superfície não foi considerada. Como a pressão no extremo inferior do tubo de captação é equivalente a coluna de água, a água ascenderá até a superfície de maneira espontânea, devido a diferença de pressão. Haverá apenas perda de carga por atrito.

[3] Rugosidade Absoluta de Tubos de HDPE SDR 26, retirada do fabricante do Software Pipe Flow Expert - Flow Rate & Pressure Drop Calculations Software, Versão 6 (2013).

[4] Segundo ROGEZ (2012)

[5] Segundo MARLEY PIPE SYSTEMS (2010)

[6] Foi considerado que os tubos são perfeitamente isolados, desconsiderando-se assim qualquer variação de temperatura da água do mar ao longo do tubo de captação.

[7] A vazão máxima foi definida com base no catálogo da SULZER (Ver ANEXO V)

3.2 DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS

O objetivo do dimensionamento de equipamentos é possibilitar a estimativa de seus custos. Para a análise comparativa proposta neste trabalho, basta que sejam estimados os custos dos equipamentos que sofreram alteração, em função da redução na temperatura da água de resfriamento. Os principais equipamentos, ou unidades, que sofreram alteração foram:

- Compressores
- Trocadores de Calor (Resfriadores e Permutadores)
- Desidratador de Gás (Leito de Peneiras Moleculares)
- Ajuste de Ponto de Orvalho
- Sistema de Água de Resfriamento (Bombas de circulação de água de resfriamento e captação de água do mar e tubos de captação).

A simulação fornece os dados necessários para estimar os custos dos compressores no *Aspen Capital Cost Estimator*, então não é necessário dimensionamento.

Houve pequena redução, de 6,38% em massa, no teor de água da corrente de gás que entra no módulo de Desidratação de Gases. Essa redução traria alguma economia em termos de CAPEX – redução do tamanho dos vasos - ou OPEX – ciclos de adsorção maiores, prolongando a vida útil das peneiras moleculares e reduzindo custos relacionados a regeneração. CAMPBELL (1992) fornece metodologia para projetar sistemas de desidratação de gás natural por peneiras moleculares, dado o teor de água no gás e o tipo de peneira envolvido. Peneiras 4A são as indicadas para remoção de água. Mas, o projeto e comparação do sistema de desidratação de gás está fora do escopo deste trabalho e não será executado.

Quanto às bombas do sistema de água de resfriamento, os dados fornecidos pela simulação são suficientes para avaliar custos.

Assim, somente os trocadores de calor de ambos os casos simulados (Base/Projeto e Alternativo/Projeto) foram dimensionados. A exceção é o permutador de placas SHX-801 (Água do Mar/Água de Resfriamento), que foi dimensionado para as simulações Base/Operação e Alternativo/Operação.

O dimensionamento da maioria dos trocadores de calor foi feito no PRO/II, utilizando o módulo de Trocador de Calor Rigoroso. O SHX-801 foi dimensionado no programa *Aspen Exchanger Design and Rating*.

3.2.1 Caso Base

A Tabela 22 e a Tabela 23 mostram um resumo das especificações feitas para dimensionar os resfriadores e permutadores do Caso Base.

Tabela 22 - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Base

	RHX-101	RHX-102	RHX-201	RHX-202
Carga Térmica	Cópia do SHX-101	Cópia do SHX-102	Cópia do SHX-201	Cópia do SHX-202
Fluido Quente	Tubos	Tubos	Tubos	Tubos
Fluido Frio	Casco	Casco	Casco	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	25	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	25	50	50	50
Cascos em Série	2	1	1	1
Cascos em Paralelo	1	1	1	1
Passes nos Tubos/Casco	1	4	2	2
Tipo	AEL	NFU	NFU	NFU
Diâmetro Casco (mm)	900	1800	350	500
Material do Casco	A 516	A 516	A 516	A 516
Material dosTubos	Inconel	Inconel	Inconel	Inconel
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	25,4	19,05	19,05	19,05
BWG Tubos	18	18	18	18
Comprimento Tubos (m)	5,7	6,096	6,096	6,096
Passo (mm)	31,7	25,4	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	Simples	Dupla	Simples	Simples
% Corte Chicanas	25	30	25	25
Esp. Chicanas (mm)	250	350	150	170
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611	0,17611

Tabela 22 (Continuação) - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Base

	RHX-301	RHX-302	RHX-303	RHX-501
Carga Térmica	Cópia do SHX-301	Cópia do SHX-302	Cópia do SHX-303	Cópia do SHX-501
Fluido Quente	Casco	Tubos	Tubos	Tubos
Fluido Frio	Tubos	Casco	Casco	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	25	50	50	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	25	50	0	50
Cascos em Série	2	1	1	2
Cascos em Paralelo	1	1	1	1
Passes nos Tubos/Casco	2	2	2	2
Tipo	BHM	NFU	NFU	DFU
Diâmetro Casco (mm)	1150	750	800	800
Material do Casco	A 516	SS316	A 516	A 516
Material dosTubos	Inconel	316LS	316LS	316LS
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	25,4	25,4	19,05
BWG Tubos	18	18	18	18
Comprimento Tubos (m)	11,6	4,5	6,6	10,6
Passo (mm)	25,4	31,7	31,7	25,4
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	Simples	Simples	Simples	Dupla
% Corte Chicanas	25	25	25	33
Esp. Chicanas (mm)	350	120	150	600
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611	0,17611

Tabela 22 (Continuação) - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Base

	RHX-502	RHX-601	RHX-602	RHX-603
Carga Térmica	Cópia do SHX-502	Cópia do SHX-601	Cópia do SHX-602	Cópia do SHX-603
Fluido Quente	Tubos	Tubos	Tubos	Tubos
Fluido Frio	Casco	Casco	Casco	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	50	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	50	50	50	50
Cascos em Série	2	1	2	-
Cascos em Paralelo	1	2	1	-
Passes nos Tubos/Casco	2	2	2	-
Tipo	DFU	NFU	NFU	DFU
Diâmetro Casco (mm)	800	900	700	550
Material do Casco	A 516	A 516	A 516	A 516
Material dos Tubos	316LS	A179	A179	316LS
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	19,05	19,05	19,05
BWG Tubos	16	18	18	18
Comprimento Tubos (m)	11,8	8,4	11	9,4
Passo (mm)	25,4	25,4	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	Dupla	Simples	Dupla	-
% Corte Chicanas	33	30	30	-
Esp. Chicanas (mm)	750	300	500	-
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611	0,17611

Tabela 22 (Continuação) - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Base

	RHX-604	RHX-701	RHX-901	RHX-902
Carga Térmica	Cópia do SHX-604	Cópia do SHX-701	Cópia do SHX-901	Cópia do SHX-902
Fluido Quente	Tubos	Casco	Casco	Tubos
Fluido Frio	Casco	Tubos	Tubos	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	0	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	50	50	0	50
Cascos em Série	-	-	1	1
Cascos em Paralelo	-	-	1	1
Passes nos Tubos/Casco	-	-	1	6
Tipo	DFU	DFU	BEM	AJL
Diâmetro Casco (mm)	-	-	325	850
Material do Casco	A516	A516	A 516	A 516
Material dosTubos	316LS	316LS	A179	A179
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	19,05	25,4	19,05
BWG Tubos	-	-	18	18
Comprimento Tubos (m)	-	-	1,5	5,2
Passo (mm)	-	-	31,7	25,4
Arranjo dos Tubos	-	-	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	-	-	-	Simple
% Corte Chicanas	-	-	-	25
Esp. Chicanas (mm)	-	-	-	80
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611	0,17611

[1] Não foi possível dimensionar os trocadores RHX-604, RHX-701, pois o simulador não é capaz de executar o módulo de trocadores rigorosos para correntes em condições supercríticas, como ocorre nesses trocadores, que operam à altíssima pressão (55000 kPa). São necessárias determinadas propriedades, que o simulador não pode estimar quando o fluido é supercrítico. Para estimativa de custos, foi feita uma estimativa de suas áreas, baseada na extrapolação da tendência de decaimento do Coeficiente Global de Troca Térmica obtido para os trocadores rigorosos RHX-601, 602 e 603, ver Figura 45. A área dos trocadores foi calculada dividindo-se o coeficiente U.A, gerado pela simulação dos SHX-604 e SHX-701, pelo U extrapolado (591 W/m².K para o RHX-604 e 629 W/m².K para o RHX-701).

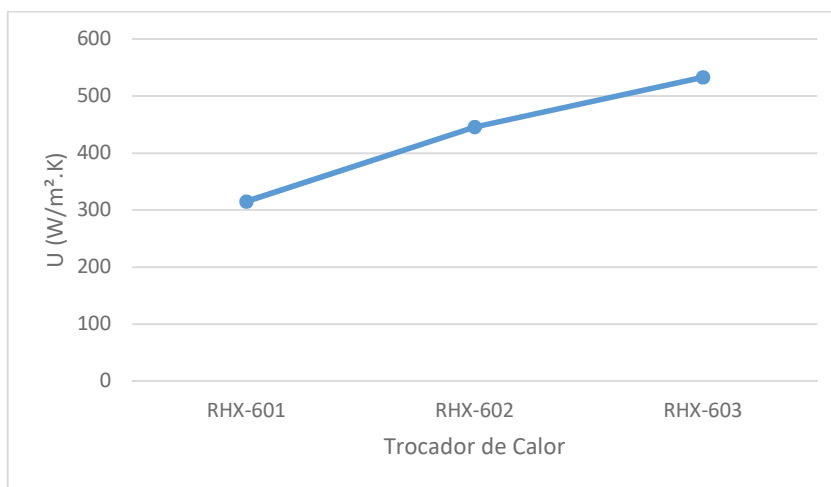


Figura 45 – Coeficientes Globais de Troca Térmica dos RHX-601,602 e 603 - Caso Base

Tabela 23 - Especificações do Permutador de Placas E13 (Caso Base)

Fluido	FLUIDO FRIO	FLUIDO QUENTE
	Água do Mar	Água de Resfriamento
Vazão ^[1] (kg/s)	calculada-	162,9
Temperatura de Entrada (°C)	32	53,6 ^[2]
Temperatura de Saída (°C)	40	35
Pressão na Entrada (kPa abs)	800	500
ΔP máx (kPa)	60	60
Fator de Incrustação (m ² .K/W)	0,3	0,2

[1] A vazão utilizada corresponde a 1/4 da vazão de água de resfriamento calculada na simulação Caso Base/Operação 100% (Corrente 825). Não foi possível utilizar a vazão total pois o programa Aspen Heat Exchanger Design and Rating limita a vazão para Permutadores de Placas a 1.800.000 kg/s. Assim, serão considerados 4 permutadores em paralelo.

[2] Temperatura calculada na simulação Caso Base/Operação 100% (Corrente 825).

3.2.2 Caso Alternativo

A Tabela 24 e a Tabela 25 mostram um resumo das especificações feitas para dimensionar os resfriadores e permutadores do Caso Alternativo.

Tabela 24 - Dimensionamento dos Trocadores de Calor - Caso Alternativo

	RHX-101	RHX-102	RHX-103
Carga Térmica	Cópia do SHX-101	Cópia do SHX-102	Cópia do SHX-103
Fluido Quente	Tubos	Casco	Tubos
Fluido Frio	Casco	Tubos	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	25	50	50
Cascos em Série	2	1	1
Cascos em Paralelo	1	2	1
Passes nos Tubos/Casco	2	1	2
Tipo	AEL	BHM	NFU
Diâmetro Casco (mm)	1280	450	1000
Material do Casco	A 516	A 516	A 516
Material dos Tubos	Inconel	Inconel	Inconel
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	25,4	19,05	19,05
BWG Tubos	18	18	18
Comprimento Tubos (m)	4,3	3,1	11,6
Passo (mm)	31,7	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	Simple	Simple	Dupla
% Corte Chicanas	25	25	30
Esp. Chicanas (mm)	400	250	500
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611

Tabela 24 (Continuação) – Dim. dos Trocadores de Calor - Caso Alternativo

	RHX-201	RHX-202	RHX-301
Carga Térmica	Cópia do SHX-201	Cópia do SHX-202	Cópia do SHX-301
Fluido Quente	Tubos	Tubos	Casco
Fluido Frio	Casco	Casco	Tubos
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	25	25	50
Cascos em Série	1	2	1
Cascos em Paralelo	1	1	1
Passes nos Tubos/Casco	2	2	6
Tipo	NFU	NFU	BHM
Diâmetro Casco (mm)	350	400	500
Material do Casco	A 516	A 516	A 516
Material dos Tubos	Inconel	Inconel	SS 316
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	19,05	25,4
BWG Tubos	18	18	18
Comprimento Tubos (m)	12	8,4	4,7
Passo (mm)	25,4	25,4	31,7
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	Simples	Simples	Simples
% Corte Chicanas	25	25	25
Esp. Chicanas (mm)	200	250	500
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611

Tabela 24 (Continuação) – Dim. dos Trocadores de Calor - Caso Alternativo

	RHX-302	RHX-501	RHX-502
Carga Térmica	Cópia do SHX-302	Cópia do SHX-501	Cópia do SHX-502
Fluido Quente	Tubos	Tubos	Tubos
Fluido Frio	Casco	Casco	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	50	50	50
Cascos em Série	2	2	1
Cascos em Paralelo	1	1	1
Passes nos Tubos/Casco	2	2	2
Tipo	NFU	DFU	DFU
Diâmetro Casco (mm)	1000	1050	620
Material do Casco	A 516	A 516	A 516
Material dos Tubos	SS 316	SS 316	SS 316
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	25,4	19,05	19,05
BWG Tubos	18	18	16
Comprimento Tubos (m)	10,4	9	9
Passo (mm)	31,7	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Tipo de Chicanas	Dupla	Dupla	Dupla
% Corte Chicanas	30	33	33
Esp. Chicanas (mm)	280	850	400
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611

Tabela 24 (Continuação) – Dim. dos Trocadores de Calor - Caso Alternativo

	RHX-601	RHX-602	RHX-603	RHX-701
Carga Térmica	Cópia do SHX-601	Cópia do SHX-602	Cópia do SHX-603	Cópia do SHX-701
Fluido Quente	Tubos	Tubos	Tubos	Tubos
Fluido Frio	Casco	Casco	Casco	Casco
$\Delta P_{\text{máx casco/Casco}}$ (kPa)	50	50	50	50
$\Delta P_{\text{máx tubos/Casco}}$ (kPa)	50	50	50	50
Cascos em Série	1	1	-	-
Cascos em Paralelo	1	1	-	-
Passes nos Tubos/Casco	2	2	-	-
Tipo	NFU	NFU	DFU	DFU
Diâmetro Casco (mm)	900	780	-	-
Material do Casco	A 516	A 516	A516	A516
Material dosTubos	A179	A179	SS316	SS316
Rugosidade Tubos (mm)	0,04572	0,04572	0,04572	0,04572
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	19,05	19,05	19,05
BWG Tubos	18	18	-	-
Comprimento Tubos (m)	9,2	12	-	-
Passo (mm)	25,4	25,4	-	-
Arranjo dos Tubos	Triangular 30°	Triangular 30°	-	-
Tipo de Chicanas	Simples	Simples	-	-
% Corte Chicanas	25	30	-	-
Esp. Chicanas (mm)	500	650	-	-
F Incrustação (m².K/kW)	0,17611	0,17611	0,17611	0,17611

[1] Não foi possível dimensionar os trocadores RHX-603 e RHX-701, pois o simulador não é capaz de executar o módulo de trocadores rigorosos para correntes em condições supercríticas, como ocorre nesses trocadores, que operam à altíssima pressão (55000 kPa). São necessárias determinadas propriedades, que o simulador não pode estimar quando o fluido é supercrítico. Para estimativa de custos, foi feita uma estimativa de suas áreas, baseada na extrapolação da tendência de decaimento do Coeficiente Global de Troca Térmica obtido para os trocadores rigorosos RHX-601 e 602, ver Figura 46. A área dos trocadores foi calculada dividindo-se o coeficiente U.A, gerado pela simulação dos SHX-603 e SHX-701, pelo U extrapolado (433 W/m².K para o RHX-603 e 463 W/m².K para o RHX-701).

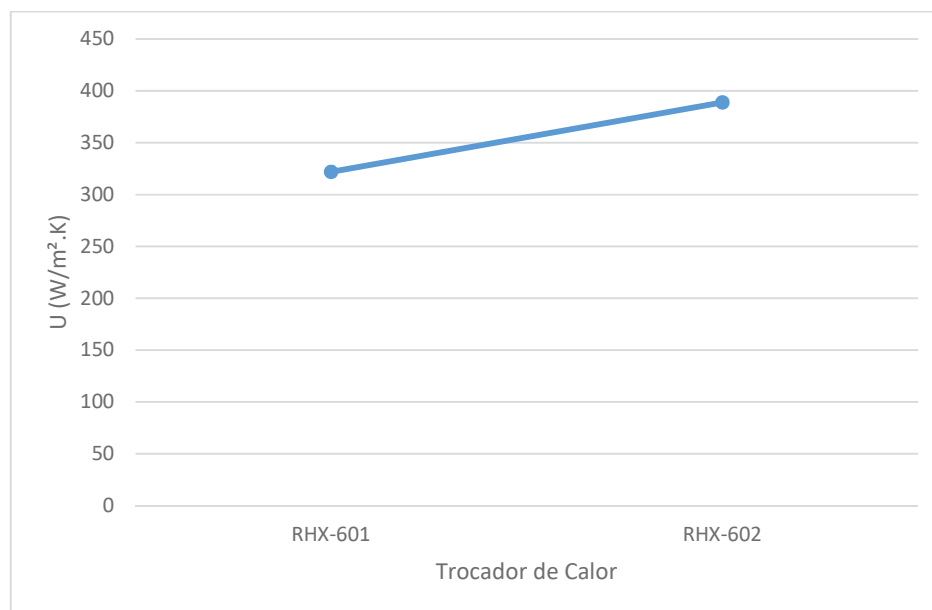


Figura 46 – Coeficientes Globais de Troca Térmica dos RHX-601 e 602 - Caso Alternativo

Tabela 25 - Especificações do Permutador de Placas E13 (Caso Alternativo)

	FLUIDO FRIO	FLUIDO QUENTE
Fluido	Água do Mar	Água de Resfriamento
Vazão^[1] (kg/s)	calculada	133,1
Temperatura de Entrada (°C)	4	23,8 ^[2]
Temperatura de Saída (°C)	11	7
Pressão na Entrada (kPa abs)	800	500
ΔP máx (kPa)	60	60
Fator de Incrustação (m².K/kW)	0,3	0,2

[1] A vazão utilizada corresponde a 1/5 da vazão de água de resfriamento calculada na simulação Caso Alternativo/Operação 100% (Corrente 825). Não foi possível utilizar a vazão total pois o programa Aspen Heat Exchanger Design and Rating limita a vazão para Permutadores de Placas a 1.800.000 kg/s e área de troca máxima em 1675 m². Foram considerados 5 permutadores em paralelo.

[2] Temperatura calculada na simulação Caso Alternativo/Operação (Corrente 825).

3.3 ANÁLISE ECONÔMICA

Para estimar os custos dos principais equipamentos dos casos base e alternativo será utilizado o programa *Aspen Capital Cost Estimator v8.8*. O *software* da Aspen foi utilizado para levantar os custos de Compressores, Trocadores de Calor, Bombas e Turbo geradores de energia elétrica. Sua base de dados foi atualizada em dezembro de 2014. Porém o *Capital Cost Estimator* não permite a especificação direta da potência dos compressores. É necessário inserir dados das correntes de entrada e saída e o próprio programa calcula a potência requerida e a potência do *driver* (no caso um motor elétrico). Isso acarreta dois problemas:

- O programa não permite uma pressão de descarga maior que 20.950 kPa. Como a pressão de descarga dos compressores de exportação e de CO₂ é de 25.000 kPa e a do compressor de reinjeção é de 55.000 kPa, o programa não consegue estimar o custo desses equipamentos. Foi utilizada uma extrapolação para chegar ao custo dos equipamentos fora da faixa de pressão do *software*.
- Mesmo nos casos em que a pressão está dentro da faixa permitida, o programa não reproduz exatamente o *Head* politrópico e a potência calculados na simulação. Porém, como o erro é igual para os dois casos avaliados, essa diferença se torna nula no comparativo.

Quanto a estimativas de redução de custos operacionais (OPEX), foi considerado que o único impacto da mudança proposta neste trabalho é a redução no consumo de GN. Por não ser queimado para produção de energia esse gás pode ser exportado, gerando receita.

Os custos de manutenção poderiam ser reduzidos, devido a operação dos equipamentos a uma temperatura mais fria. Porém, essa análise foge ao escopo deste trabalho e não foi realizada. A vazão de água de resfriamento (circuito fechado) foi praticamente igual nos dois casos e diferenças de custo com tratamento da água não seriam relevantes.

Considerando que o gás queimado para geração de energia deixa de ser exportado, é possível atribuir um custo à geração de energia. Para calcular o custo anual com queima de gás combustível, para os dois casos avaliados, considerou-se o preço de venda do GN praticado pela Petrobras às distribuidoras. Esse preço é disponibilizado nos Boletins Mensais de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural, publicado pelo Ministério de Minas e Energia (2016). O boletim nº 111, de maio de 2016, indica o preço de 5,97 US\$/MMBTU, que foi adotado como base neste estudo. Esse mesmo boletim disponibiliza os históricos de preços, como mostra a Figura 47. Foi utilizada a faixa entre 4 US\$/MMBTU e 14 US\$/MMBTU para uma análise de sensibilidade, quanto ao incremento de receita com venda de GN fruto da aplicação de captação profunda de água gelada.



Figura 47 – Histórico de Preços do Gás Natural.

Fonte: Ministério de Minas e Energia (2016)

3.3.1 Caso Base

3.3.1.1 Estimativa de *Capital Expenditure* (CAPEX)

Os dados de entrada utilizados para estimar o investimento em bens de capital, usualmente denominado CAPEX, foram organizados em tabelas, como mostrado a seguir:

- Compressores: Tabela 26
- Trocadores de Calor: Tabelas 27, 28 e 29
- Bombas: Tabela 30
- Turbo geradores: Tabela 31

Tabela 26 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Compressores Caso Base

	C-101	C-201	C-202	C-501	C-502	C-601
Material	CS	CS	CS	CS	CS	CS
Vazão Vol. Sucção (m³/h)	11975,6	1238,5	1838,7	2894,0	1110,4	12939,3
Pressão na Sucção (kPag)	1699	149	566	4399	10491	299
Temperatura na Sucção (°C)	39,48	55	25,01	28,86	40	30
Pressão na Descarga (kPag)	5149	591	1749	10541	24949 ^[1]	1034
Peso Molecular do Gás	25,35	39,83	34,50	22,56	22,56	31,87
Cp/Cv	1,3049	1,1579	1,2179	1,4858	1,8807	1,308
Zsucção	0,9462	0,9837	0,9517	0,8555	0,7451	0,9879
Zdescarga	0,9484	0,9744	0,9317	0,8923	0,9366	0,9887
Material tubos	SS316L	SS316L	SS316L	CS	SS316L	CS
Driver	Motor	Motor	Motor	Motor	Motor	Motor

Tabela 26 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Compressores Caso Base (Continuação)

	C-602	C-603	C-604	C-701	C-901
Material	CS	CS	CS	CS	CS
Corrente da Simulação na Sucção	605	609	613	702	904
Corrente da Simulação na Descarga	606	610	614	703	905
Vazão Vol. Sucção (m³/h)	4727,7	1583,2	466,5	312,8	1884,9
Pressão na Sucção (kPag)	1009	3025	8724	24899	375
Temperatura na Sucção (°C)	40	40	40	37,42	0
Pressão na Descarga (kPag)	3050	8774	24949 ^[1]	54949 ^[1]	1637
Peso Molecular do Gás	31,87	31,87	31,87	25,22	44,10
Cp/Cv	1,3316	1,436	1,9648	n/a	1,1992
Zsucção	0,97	0,9147	0,7607	n/a	0,898
Zdescarga	0,976	0,949	0,9419	n/a	0,7835
Material tubos	CS	SS316L	SS316L	SS316L	CS
Driver	Motor	Motor	Motor	Motor	Motor

[1] Pressão fora do range do Aspen Capital Cost Estimator

Tabela 27 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Trocadores de Calor Caso Base

	SHX-101	SHX-102	SHX-201	SHX-202	SHX-301
Área de Troca (m²) ^[1]	587,50	1093,00	41,00	108,50	1153,00
Nº de Cascos ^[2]	2,00	1,00	1,00	1,00	2,00
Tipo ^[3]	AEL	NFU	NFU	NFU	BHM
Material dos Tubos ^[2]	Inconel	Inconel	Inconel	Inconel	Inconel
P operação Tubos (kPag) ^[1]	1749	5149	591	1749	4799
P projeto Tubos (kPag) ^[4]	2094	5494	761	2094	5144
T. operação. Tubos (°C) ^[1]	55	126	116	92	35
T projeto Tubos (°C) ^[5]	125	156	146	125	125
Diâm. Ext. Tubos (mm) ^[2]	25,4	25,4	19,1	19,1	25,4
Material do Casco ^[2]	A 516	A 516	A 516	A 516	A 516
P operação Cascos (kPag) ^[1]	438	438	438	438	5099
P projeto. Cascos (kPag) ^[4]	608	608	608	608	5444
T operação Cascos (°C) ^[1]	45	55	50	55	40
T projeto Cascos (°C) ^[5]	125	125	125	125	125
Comprimento Tubos (m) ^[2]	5,70	9,00	10,00	12,20	11,60
Espessura Tubos (BWG) ^[2]	18	18	18	18	18
Passo (mm) ^[2]	31,7	25,4	25,4	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos ^[2]	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Diâmetro Casco (mm) ^[1]	900	1800	350	500	1150
Material do Espelho	A 516	A 516	A 516	A 516	A 516
Material do Cabeçote	A 516	A 516	A 516	A 516	A 516
Material do Cladeamento	Inconel	Inconel	Inconel	Inconel	Inconel
Localização Cladeamento	Cabeçote	Cabeçote	Cabeçote	Cabeçote	Cabeçote
Nº Passes Tubos/Casco ^[2]	1,00	4,00	2,00	2,00	2,00
Nº de Passes nos Cascos ^[2]	1,00	2,00	2,00	2,00	4,00

Tabela 27(Continuação) - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Trocadores de Calor Caso Base

	SHX-302	SHX-303	SHX-501	SHX-502	SHX-601
Área de Troca (m ²) ^[1]	1153	76,8	128,2	505,5	563,6
Nº de Cascos ^[2]	2	1	1	2	2
Tipo ^[3]	BHM	NFU	NFU	DFU	DFU
Material dos Tubos ^[2]	Inconel	316LS	316LS	316LS	316LS
P operação Tubos (kPag) ^[1]	4799	4899	4849	10541	24949
P projeto Tubos (kPag) ^[4]	5144	5244	5194	11068	26196
T. operação. Tubos (°C) ^[1]	35	21,6	18	102	110
T projeto Tubos (°C) ^[5]	125	22	22	132	140
Diâm. Ext. Tubos (mm) ^[2]	19,05	25,4	25,4	19,05	19,05
Material do Casco ^[2]	A 516	SS316	A 516	A 516	A 516
P operação Cascos (kPag) ^[1]	5099	616	375	438	438
P projeto. Cascos (kPag) ^[4]	5444	786	545	608	608
T operação Cascos (°C) ^[1]	40	-11	-1	55	55
T projeto Cascos (°C) ^[5]	125	-41	-31	125	125
Comprimento Tubos (m) ^[2]	11,6	4,5	6,6	10,6	11,8
Espessura Tubos (BWG) ^[2]	18	18	18	18	16
Passo (mm) ^[2]	25,4	31,7	31,7	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos ^[2]	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Diâmetro Casco (mm) ^[1]	1150	750	800	800	800
Material do Espelho	A 516	316L	A 516	316L	316L
Material do Cabeçote	A 516	316L	A 516	316L	316L
Material do Cladeamento	Inconel	-	-	-	-
Localização Cladeamento	Cabeçote	-	-	-	-
Nº Passes Tubos/Casco ^[2]	2	2	2	2	2
Nº de Passes nos Cascos ^[2]	4	2	2	2	2

Tabela 27(Continuação) - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Trocadores de Calor no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Base)

	SHX-602	SHX-603	SHX-901	SHX-902
Área de Troca (m ²) ^[1]	198,7	203,3	8,64	266,1
Nº de Cascos ^[2]	1	2	1	1
Tipo ^[3]	NFU	DFU	BEM	AJL
Material dos Tubos ^[2]	A179	316LS	A179	A179
P operação Tubos (kPag) ^[1]	3050	8774	375	438
P projeto Tubos (kPag) ^[4]	3395	9213	545	608
T. operação. Tubos (°C) ^[1]	142	150	10	45
T projeto Tubos (°C) ^[5]	172	180	22	125
Diâm. Ext. Tubos (mm) ^[2]	19,05	19,05	19,05	19,05
Material do Casco ^[2]	A 516	A 516	A 516	A 516
P operação Cascos (kPag) ^[1]	438	438	1637	1637
P projeto. Cascos (kPag) ^[4]	608	608	1807	1807
T operação Cascos (°C) ^[1]	55	55	50	66
T projeto Cascos (°C) ^[5]	125	125	125	125
Comprimento Tubos (m) ^[2]	11	9,4	1,5	5,2
Espessura Tubos (BWG) ^[2]	18	18	18	18
Passo (mm) ^[2]	25,4	25,4	31,7	25,4
Arranjo dos Tubos ^[2]	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Diâmetro Casco (mm) ^[1]	700	550	325	850
Material do Espelho	A 516	316L	A 516	A 516
Material do Cabeçote	A 516	316L	A 516	A 516
Material do Cladeamento	-	-	-	-
Localização Cladeamento	-	-	-	-
Nº Passes Tubos/Casco ^[2]	2	2	1	6
Nº de Passes nos Cascos ^[2]	2	2	1	1

[1] Os valores foram retirados dos outputs da Simulação Caso Base

[2] Conforme especificado no item 3.2.1.

[3] Conforme especificado no item 3.2.1, exceto nos casos onde foi especificado o tipo DFU. O programa da Aspen não tem o cabeçote tipo D em seu banco de dados. Esse tipo de cabeçote é utilizado quando os tubos trabalham com altas pressões. Nesses casos foi considerado o cabeçote tipo N, logo, os custos reais desses trocadores devem ser maiores que os estimados.

[4] Pressão de Projeto calculada conforme Figura 48.

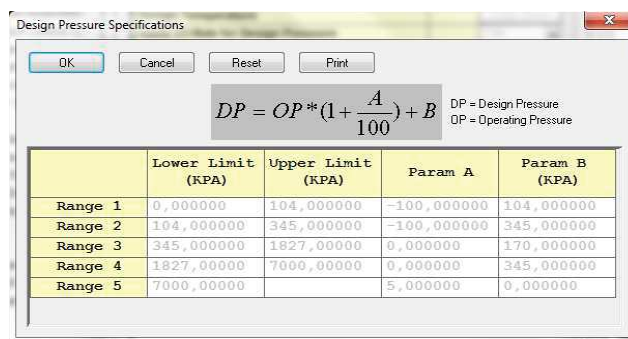


Figura 48 - Cálculo da Pressão de Projeto

Fonte: Aspen Capital Cost Estimator

[5] Temperatura de Projeto calculada conforme Figura 49

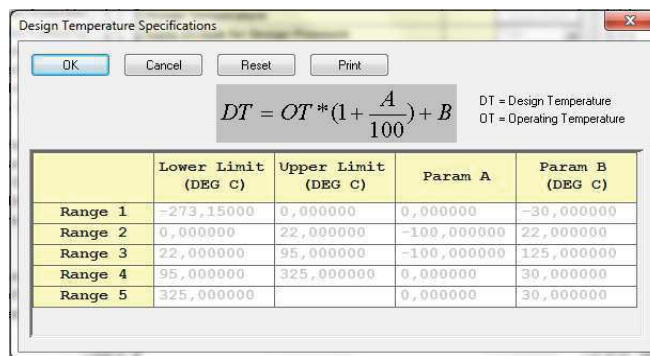


Figura 49 - Cálculo da Temperatura de Projeto

Fonte: Aspen Capital Cost Estimator

Tabela 28 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX do SHX-604 e SHX-701 - Caso Base

	SHX-604	SHX-701
U (W/m ² .K) ^[1]	591	629
UA (W/K) ^[2]	141477	429733
Área de Troca Requerida (m ²)	239,4	683,2
Nº de Cascos	2	2
Tipo	DFU	DFU
Material dos Tubos	316LS	316LS
P op. nos Tubos (kPag)	24949	54949
P proj. nos Tubos (kPag)	26196	57696
Temp. de Op. nos Tubos (°C)	147	103
Temp. de proj. nos Tubos (°C)	177	133
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	19,05
Material do Casco	A516	A516
P op. nos Cascos (kPag)	438	438
P proj. nos Cascos (kPag)	608	608
Temp. de Op. nos Cascos (°C)	55	55
Temp. de proj. nos Cascos (°C)	125	125
Comprimento dos Tubos (m)	0	0
Espessura dos Tubos (BWG)	-	-
Passo (mm)	-	-
Arranjo dos Tubos	-	-
Diâmetro do Casco (mm)	-	-
Material do Espelho	316L	316L
Material do Cabeçote	316L	316L
Material do Cladeamento	-	-
Localização do Cladeamento	-	-
Nº de Passes nos Tubos/Casco	2	2
Nº de Passes nos Cascos	2	2

[1] Conforme explicado no item 3.2.

[2] Valores retirados da simulação Caso Base/Projeto.

[3] O Capital Cost Estimator não permite pressões superiores a 27.500 kPag. Foi considerada essa pressão máxima, logo, o custo real desse trocador deve ser maior que o estimado pelo programa.

Tabela 29 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – SHX-801 Caso Base

SHX-801	
Nº de Trocadores	3 + 1 reserva
Área de Troca Requerida (m²)	2415,5
Nº de Placas	669
P operação (kPag)	792,85
P projeto (kPag)	963
T operação (°C)	53,6
T projeto (°C)	125
Material	titanium

[1] Área requerida e Nº de Placas foram calculadas no Aspen Exchanger Desing and Rating.

Tabela 30 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – Bombas Caso Base

	P1	P2
Modelo	DCP API 610	DCP API 610
Bombas em Operação	1x100%	2x50%
Bombas Reserva	1	1
Material	Aço Carbono	Aço/Bronze
Vazão (L/s)^[1]	647,7	564,4
Head (m)^[1]	36,6	75,4

[1] Valores retirados da simulação Caso Base/Operação.

Tabela 31 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Turbo geradores no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Base)

TGs em Operação^[1]	3
TGs Reserva^[1]	1
Potência Total por Gerador (kW)^[1]	28491
Power Factor^[2]	0,9
Geração de Energia (kVA)^[3]	31657

[1] Informações retiradas do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1

[2] retirado de BRANDÃO et al. (2006)

[3] Potência Elétrica (kVA) = Potência (kW) / Power Factor

3.3.1.2 Consumo de Energia

A partir das simulações do Caso Base processando 100%, 75%, 50% e 25% da capacidade máxima da planta foi possível definir a potência e consumo de energia elétrica dos compressores e bombas e assim o consumo de gás natural pelos turbo geradores. Com essas informações foi estimado o consumo de energia elétrica e de gás para cada ano de operação do FPSO, baseado em ajustes polinomiais dos pontos de potência e consumo de gás versus porcentagem de vazão de entrada de gás, como mostram a Figura 50 e Figura 51 respectivamente.

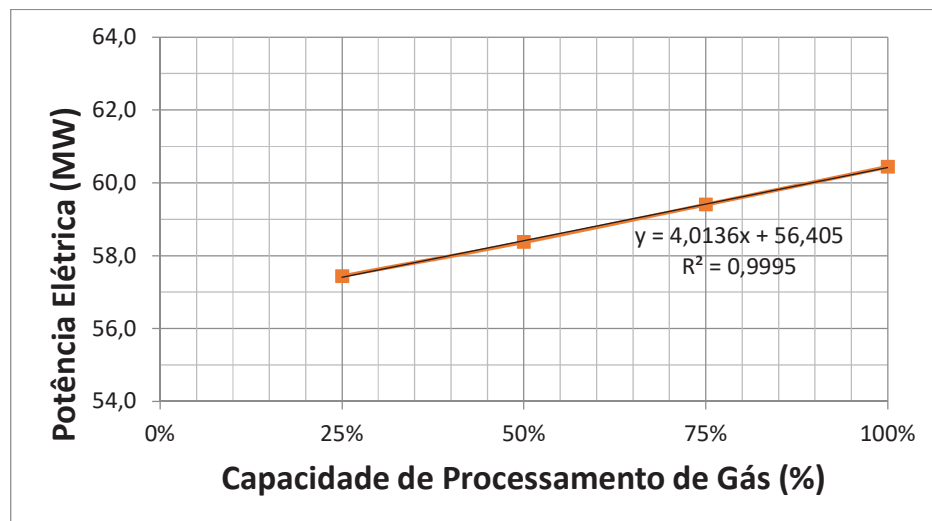


Figura 50 – Potência Requerida pelo FPSO versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Base

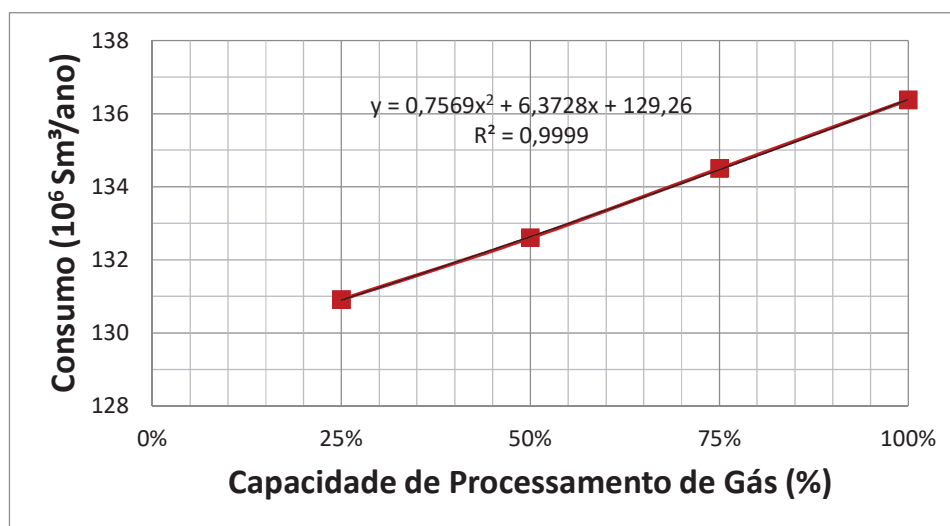


Figura 51 – Consumo de Gás Combustível dos Turbo geradores versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Base

A Tabela 32 mostra a potência e consumo de gás combustível médios para cada ano de operação do FPSO.

Tabela 32 - Curva de Produção, Potência Elétrica e Consumo de Gás – Caso Base

Ano	Produção de Gás (Sm ³ /d)	Capacidade	Potência Elétrica (MW)	Consumo de Gás Combustível (MM Sm ³ /ano)
2013	1553353	31,1%	57,652	131,313
2014	3808207	76,2%	59,462	134,553
2015	4680487	93,6%	60,162	135,889
2016	4750184	95,0%	60,218	135,998
2017	4726882	94,5%	60,199	135,961
2018	4351021	87,0%	59,898	135,379
2019	3877911	77,6%	59,518	134,658
2020	3449713	69,0%	59,174	134,017
2021	3111317	62,2%	58,903	133,519
2022	2801137	56,0%	58,654	133,068
2023	2470570	49,4%	58,388	132,594
2024	2165769	43,3%	58,144	132,162
2025	1919672	38,4%	57,946	131,818
2026	1734367	34,7%	57,797	131,562
2027	1571083	31,4%	57,666	131,337
2028	1448020	29,0%	57,567	131,169
2029	1341866	26,8%	57,482	131,025
2030	1244432	24,9%	57,404	130,893
2031	1173246	23,5%	57,347	130,797
2032	1108365	22,2%	57,295	130,710
2033	1030402	20,6%	57,232	130,605
2034	961000	19,2%	57,176	130,513
2035	912000	18,2%	57,137	130,448

[1] Vazões retiradas do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1.

3.3.2 Caso Alternativo

3.3.2.1 Estimativa de *Capital Expenditure* (CAPEX)

Os dados de entrada utilizados para estimar o CAPEX foram organizados em tabelas, como mostrado a seguir:

- Compressores: Tabela 33
- Trocadores de Calor: Tabelas 38, 39 e 40
- Bombas: Tabela 37
- Turbo geradores: Tabela 38

Tabela 33 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Compressores Caso Alternativo

	C-101	C-201	C-202	C-501	C-502
Material	CS	CS	CS	CS	CS
Corrente da Simulação na Sucção	103	202	208	501	506
Corrente da Simulação na Descarga	104	203	209	502	507
Vazão Vol. Sucção (m³/h)	10427,7	1238,5	1426,0	2893,6	835,4
Pressão na Sucção (kPag)	1699	149	566	4399	10491
Temperatura na Sucção (°C)	10,7	55,0	19,3	28,9	12,0
Pressão na Descarga (kPag)	5149	591	1749	10541	24949 ^[1]
Peso Molecular do Gás	24,78	39,83	33,41	22,56	22,56
Cp/Cv	1,3525	1,1579	1,23	1,4859	2,4739
Zsucção	0,9275	0,9837	0,953	0,8554	0,6156
Zdescarga	0,9289	0,9744	0,9365	0,8922	0,873
Material tubos	SS316L	SS316L	SS316L	CS	SS316L
Driver	Motor	Motor	Motor	Motor	Motor

Tabela 33 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX - Compressores Caso Alternativo (Continuação)

	C-601	C-602	C-603	C-701
Material	CS	CS	CS	CS
Corrente da Simulação na Sucção	601	605	610	702
Corrente da Simulação na Descarga	602	606	611	703
Vazão Vol. Sucção (m³/h)	12888,3	2943,5	581,0	312,8
Pressão na Sucção (kPag)	299	1473	6165	24899
Temperatura na Sucção (°C)	28,9	12,0	12,0	28,7
Pressão na Descarga (kPag)	1498	6190	24949 ^[1]	54949 ^[1]
Peso Molecular do Gás	31,84	31,84	31,84	25,21
Cp/Cv	1,3087	1,3915	2,0355	n/a
Zsucção	0,9878	0,9401	0,7388	n/a
Zdescarga	0,9897	0,9601	0,9465	n/a
Material tubos	CS	CS	SS316L	SS316L
Driver	Motor	Motor	Motor	Motor

[1] Pressão fora do range do Aspen Capital Cost Estimator

Tabela 34 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – Trocadores de Calor Caso Alternativo

	SHX-101	SHX-102	SHX-103	SHX-201
Área de Troca (m ²) ^[1]	883,20	89,30	439,00	49,20
Nº de Cascos ^[2]	2,00	2,00	1,00	1,00
Tipo ^[3]	AEL	BHM	NFU	NFU
Material dos Tubos ^[2]	Inconel	Inconel	Inconel	Inconel
P operação Tubos (kPag) ^[1]	1749	4799	5099	591
P projeto Tubos (kPag) ^[4]	2094	5144	5444	761
T. operação. Tubos (°C) ^[1]	55	35	70	116
T projeto Tubos (°C) ^[5]	125	125	125	146
Diâm. Ext. Tubos (mm) ^[2]	25,4	19,1	19,1	19,1
Material do Casco ^[2]	A 516	A 516	A 516	A 516
P operação Cascos (kPag) ^[1]	438	5149	438	438
P projeto. Cascos (kPag) ^[4]	608	5494	608	608
T operação Cascos (°C) ^[1]	7	96	27	27
T projeto Cascos (°C) ^[5]	22	126	125	125
Comprimento Tubos (m) ^[2]	4,30	3,10	11,60	12,00
Espessura Tubos (BWG) ^[2]	18	18	18	18
Passo (mm) ^[2]	31,7	25,4	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos ^[2]	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Diâmetro Casco (mm) ^[1]	1280	450	1000	350
Material do Espelho	A 516	A 516	A 516	A 516
Material do Cabeçote	A 516	A 516	A 516	A 516
Material do Cladeamento	Inconel	-	Inconel	Inconel
Localização Cladeamento	Cabeçote	-	Cabeçote	Cabeçote
Nº Passes Tubos/Casco ^[2]	1,00	1,00	2,00	2,00
Nº de Passes nos Cascos ^[2]	1,00	2,00	2,00	2,00

Tabela 34 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – Trocadores de Calor Caso Alternativo (Continuação)

	SHX-202	SHX-301	SHX-302	SHX-501
Área de Troca (m ²) ^[1]	91,60	91,6	62,6	660
Nº de Cascos ^[2]	2,00	2	1	2
Tipo ^[3]	NFU	NFU	BHM	NFU
Material dos Tubos ^[2]	Inconel	Inconel	SS 316	SS 316
P operação Tubos (kPag) ^[1]	1749	1749	616	4849
P projeto Tubos (kPag) ^[4]	2094	2094	786	5194
T. operação. Tubos (°C) ^[1]	89	89	-19	18
T projeto Tubos (°C) ^[5]	125	125	-49	22
Diâm. Ext. Tubos (mm) ^[2]	19,1	19,05	25,4	25,4
Material do Casco ^[2]	A 516	A 516	A 516	A 516
P operação Cascos (kPag) ^[1]	438	438	4899	438
P projeto. Cascos (kPag) ^[4]	608	608	5244	608
T operação Cascos (°C) ^[1]	27	27	20	7
T projeto Cascos (°C) ^[5]	125	125	22	22
Comprimento Tubos (m) ^[2]	8,40	8,4	4,7	10,4
Espessura Tubos (BWG) ^[2]	18	18	18	18
Passo (mm) ^[2]	25,4	25,4	31,7	31,7
Arranjo dos Tubos ^[2]	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Diâmetro Casco (mm) ^[1]	400	400	500	1000
Material do Espelho	A 516	A 516	A 516	A 516
Material do Cabeçote	A 516	A 516	A 516	A 516
Material do Cladeamento	Inconel	Inconel	-	-
Localização Cladeamento	Cabeçote	Cabeçote	-	-
Nº Passes Tubos/Casco ^[2]	2,00	2	6	2
Nº de Passes nos Cascos ^[2]	2,00	2	4	2

Tabela 34 - Dados de Entrada para Estimativa de CAPEX – Trocadores de Calor Caso Alternativo

	SHX-502	SHX-601	SHX-602
Área de Troca (m²) ^[1]	748,7	125,8	272
Nº de Cascos ^[2]	2	1	1
Tipo ^[3]	DFU	DFU	NFU
Material dos Tubos ^[2]	SS 316	SS 316	A179
P operação Tubos (kPag) ^[1]	10541	24949	6190
P projeto Tubos (kPag) ^[4]	11068	26196	6535
T. operação. Tubos (°C) ^[1]	102	70	149
T projeto Tubos (°C) ^[5]	132	125	179
Diâm. Ext. Tubos (mm) ^[2]	19,05	19,05	19,05
Material do Casco ^[2]	A 516	A 516	A 516
P operação Cascos (kPag) ^[1]	438	438	438
P projeto. Cascos (kPag) ^[4]	608	608	608
T operação Cascos (°C) ^[1]	27	27	27
T projeto Cascos (°C) ^[5]	125	125	125
Comprimento Tubos (m) ^[2]	9	9	12
Espessura Tubos (BWG) ^[2]	18	16	18
Passo (mm) ^[2]	25,4	25,4	25,4
Arranjo dos Tubos ^[2]	Triangular 30°	Triangular 30°	Triangular 30°
Diâmetro Casco (mm) ^[1]	1050	620	780
Material do Espelho	316L	316L	A 516
Material do Cabeçote	316L	316L	A 516
Material do Cladeamento	-	-	-
Localização Cladeamento	-	-	-
Nº Passes Tubos/Casco ^[2]	2	2	2
Nº de Passes nos Cascos ^[2]	2	2	2

[1] Os valores foram retirados dos Outputs da Simulação Caso Alternativo/Projeto.

[2] Conforme especificado no item 3.2.2.

[3] Conforme especificado no item 3.2.2, exceto nos casos onde foi especificado o tipo DFU. O programa da Aspen não tem o cabeçote tipo D em seu Banco de Dados. Esse tipo de cabeçote é utilizado quando os tubos trabalham com altas pressões. Nesses casos foi considerado o cabeçote tipo N, logo, os custos reais desses trocadores devem ser maiores que os estimados.

[4] Valores retirados da simulação Caso Alternativo/Projeto

[5] Pressão de Projeto calculada conforme Figura 48.

[6] Temperatura de Projeto calculada conforme Figura 49

Tabela 35 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Resfriadores E11 e E12 no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo)

	SHX-603	SHX-701
U (W/m ² .K) ^[1]	433	463
UA (W/K) ^[2]	152561	140588
Área de Troca Requerida (m ²)	352,3	303,6
Nº de Cascos	1	1
Tipo	DFU	DFU
Material dos Tubos	SS316	SS316
P op. nos Tubos (kPag)	24949	54949
P proj. nos Tubos (kPag)	26196	57696
Temp. de Op. nos Tubos (°C)	150	90
Temp. de proj. nos Tubos (°C)	180	125
Diâm. Ext. Tubos (mm)	19,05	19,05
Material do Casco	A516	A516
P op. nos Cascos (kPag)	438	438
P proj. nos Cascos (kPag)	608	608
Temp. de Op. nos Cascos (°C)	27	27
Temp. de proj. nos Cascos (°C)	125	125
Comprimento dos Tubos (m)	0	0
Espessura dos Tubos (BWG)	-	-
Passo (mm)	-	-
Arranjo dos Tubos	-	-
Diâmetro do Casco (mm)	-	-
Material do Espelho	316L	316L
Material do Cabeçote	316L	316L
Material do Cladeamento	-	-
Localização do Cladeamento	-	-
Nº de Passes nos Tubos/Casco	2	2
Nº de Passes nos Cascos	2	2

[1] Conforme explicado no item 3.2.

[2] Valores retirados da simulação Caso Alternativo/Projeto.

[3] O Capital Cost Estimator não permite pressões superiores a 27.500 kPag. Foi considerada essa pressão máxima, logo, o custo real desse trocador deve ser maior que o estimado pelo programa.

Tabela 36 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo do E13 no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo)

	SHX-801
Nº de Trocadores	4 + 1 reserva
Área de Troca Requerida (m ²)	1908,2
Nº de Placas	687
P operação (kPag)	792,85
P projeto (kPag)	963
T operação (°C)	23,8
T projeto (°C)	125
Material	titanium

[1] Área requerida e Nº de Placas foram calculadas no Aspen Exchanger Desing and Rating.

Tabela 37 - Dados de Entrada para Estimativa das Bombas no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo)

	P1	P2
Modelo	DCP API 610	DCP API 610
Bombas em Operação	1x100%	2x50%
Bombas Reserva	1	1
Material	Aço Carbono	Aço/Bronze
Vazão (L/s)^[1]	664,7	818,5
Head (m)^[1]	36,6	75,1

[1] Valores retirados da simulação Caso Alternativo/Operação.

Tabela 38 - Dados de Entrada para Estimativa de Custo dos Turbo geradores no Aspen Capital Cost Estimator (Caso Alternativo)

TGs em Operação^[1]	3
TGs Reserva^[1]	1
Potência Total por Gerador (kW) ^[1]	27017
Power Factor^[2]	0,9
Geração de Energia (kVA) ^[3]	30019

[1] Informações retiradas do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1

[2] retirado de BRANDÃO et al. (2006)

[3] Potência Elétrica (kVA) = Potência (kW) / Power Factor

3.3.2.2 Consumo de Energia

Assim como no caso Base, para estimar o consumo de GN para produção de energia elétrica durante a vida útil do FPSO, foi utilizada a estimativa de produção de gás anual, disponibilizada pelo EIA da Etapa 1. A Tabela 39 mostra as vazões consideradas (mesmas vazões utilizadas no Caso Base).

A partir das simulações do Caso Alternativo processando 100%, 75%, 50% e 25% da capacidade máxima da planta foi possível definir a potência e consumo de energia elétrica dos compressores e bombas e assim o consumo de gás natural pelos turbo geradores. Com essas informações foi estimado o consumo de energia elétrica e de gás para cada ano de operação do FPSO, baseado em ajustes polinomiais dos pontos de potência e consumo de gás versus porcentagem de vazão de entrada de gás, como mostram a Figura 52 e Figura 53 respectivamente.

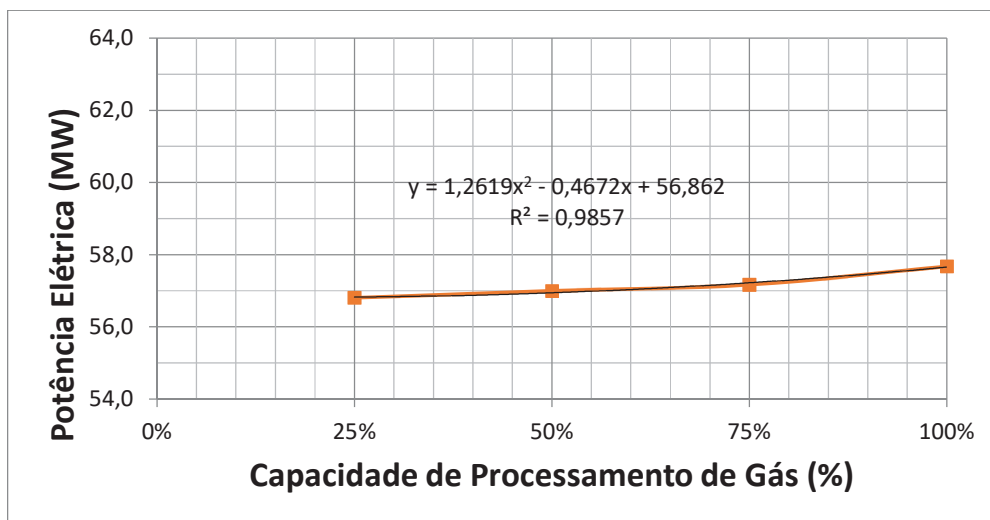


Figura 52 – Potência Requerida pelo FPSO versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Alternativo

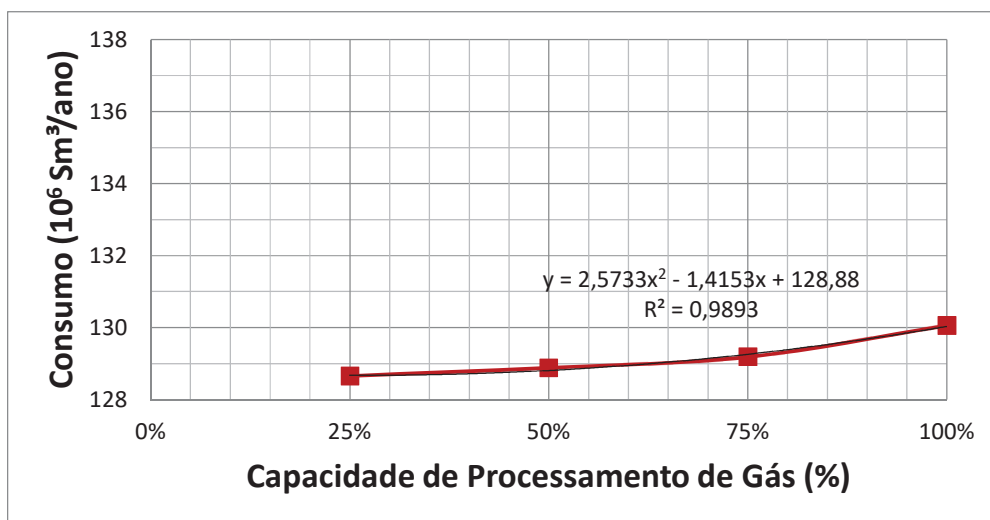


Figura 53 – Consumo de Gás Combustível dos Turbo geradores versus Capacidade de Processamento de Gás – Caso Alternativo

A Tabela 39 mostra a potência e consumo de gás combustível médios para cada ano de operação do FPSO.

Tabela 39 - Curva de Produção, Potência Elétrica e Consumo de Gás – Caso Alternativo

Ano	Produção de Gás (Sm³/d)	Capacidade	Potência Elétrica (MW)	Consumo de Gás Combustível (MM Sm³/ano)
2013	1553353	31,1%	56,839	128,689
2014	3808207	76,2%	57,238	129,295
2015	4680487	93,6%	57,530	129,810
2016	4750184	95,0%	57,557	129,858
2017	4726882	94,5%	57,548	129,842
2018	4351021	87,0%	57,411	129,597
2019	3877911	77,6%	57,259	129,330
2020	3449713	69,0%	57,140	129,128
2021	3111317	62,2%	57,060	128,996
2022	2801137	56,0%	56,996	128,895
2023	2470570	49,4%	56,939	128,809
2024	2165769	43,3%	56,896	128,750
2025	1919672	38,4%	56,869	128,716
2026	1734367	34,7%	56,852	128,699
2027	1571083	31,4%	56,840	128,689
2028	1448020	29,0%	56,833	128,686
2029	1341866	26,8%	56,828	128,686
2030	1244432	24,9%	56,824	128,687
2031	1173246	23,5%	56,822	128,690
2032	1108365	22,2%	56,820	128,693
2033	1030402	20,6%	56,819	128,698
2034	961000	19,2%	56,819	128,703
2035	912000	18,2%	56,819	128,707

4 RESULTADOS

Visando executar a análise comparativa proposta neste trabalho, primeiramente serão apresentados os resultados das simulações. Os resultados serão mostrados separadamente, por tipo de equipamento. Para cada grupo será feita uma comparação entre os Casos Base e Alternativo. A seguir, serão apresentados os resultados do dimensionamento dos principais equipamentos afetados pelas diferenças entre os dois casos. Ao final serão apresentados os custos totais estimados para cada caso e a análise comparativa. Essa análise chegará ao potencial de economia trazido pela captação profunda de água do mar, em cada grupo de equipamentos e no total. Também serão comparadas as emissões de CO₂ estimadas para cada caso.

4.1 SIMULAÇÃO

4.1.1 Compressores

A Tabela 40 mostra um comparativo da Vazão, Head Politrópico e Potência dos Compressores, para o Caso Base/Projeto e o Caso Alternativo/Projeto. Nota-se que no Caso Alternativo houve uma redução de 9% na Potência Total de Projeto dos Compressores. Porém, na Tabela 40 pode ser visto que nos compressores de estágios finais de compressão, como o C-202 e c-502, a redução na potência chega a aproximadamente 20%. Essa redução tem impacto direto no custo das máquinas, como será mostrado no item 4.3.

Também pode ser notado na Tabela 40 que os compressores de gás rico em CO₂ (C-601, C-602 e C-603), tiveram um aumento na potência (nota-se pelo sinal negativo na coluna de redução de potência). Isso ocorre, pois, o número de estágios de compressão foi reduzido, de 3 para 4, no caso alternativo. Com isso, cada estágio tem razões de compressão maiores, acarretando uma potência maior. Mas somando as potências dos quatro estágios do Caso Base chega-se a 8.811 kW. Somando a potência dos três estágios do Caso Alternativo chega-se a 8.463 kW. Ou seja, apesar de se ter reduzido o número de estágios, o que torna o conjunto de compressão menos eficiente, ainda houve uma redução de 3,9% na potência total do trem de compressão de CO₂ do Caso Alternativo. Também pode ser notada a inexistência do compressor

do ciclo de refrigeração (C-901), pois foi utilizada a água de resfriamento para ajuste de HCDP.

Tabela 40 - Análise Comparativa dos Resultados – Compressores/Projeto

CASO TAG	BASE/PROJETO			ALTERNATIVO/PROJETO			Redução na Potência
	Vazão na Sucção (m ³ /h)	Temperatura na Sucção (°C)	Potência (kW)	Vazão na Sucção (m ³ /h)	Temperatura na Sucção (°C)	Potência (kW)	
C-101	11976	39	8901	10428	11	7792	12,5%
C-201	1239	55	137	1239	55	137	0,0%
C-202	1839	25	511	1426	19	404	20,9%
C-501	2894	29	4596	2894	29	4595	0,0%
C-502	1110	40	4768	835	12	3856	19,1%
C-601	12939	30	2080	12888	29	2879	-38,4%
C-602	4728	40	2234	2943	12	2866	-28,3%
C-603	1583	40	2301	581	12	2718	-18,1%
C-604	466	40	2196	-	-	-	-
C-701	313	37	7672	313	29	7385	3,7%
C-901	1885	0	455	-	-	-	-
TOTAL			35850			32633	9,0%

Como já mencionado, as simulações Caso Base/Operação e Caso Alternativo/Operação foram executadas com a finalidade de estimar o efeito da redução na temperatura da água de resfriamento, e conseqüentemente dos gases processados, no consumo de energia (gás combustível) da planta. Foram simuladas 4 capacidades diferentes da planta de processamento de gás (100%, 75%, 50% e 25% da vazão de projeto, que é de 5,0 MM Sm³/d). Lembrando que foi considerado o modo de operação em que é feita a exportação do GN e reinjeção apenas do gás rico em CO₂. A Figura 54 mostra a variação na potência dos compressores do caso Base e a Figura 55 a mesma variação em termos percentuais. A Figura 56 mostra a temperatura na sucção de cada compressor simulado. As Figuras 57, 58 e 59 mostram os mesmos gráficos para o Caso Alternativo. A Figura 60 mostra a variação nominal de potência dos compressores do Caso Alternativo comparados ao Caso Base e a Figura 61 a variação percentual.

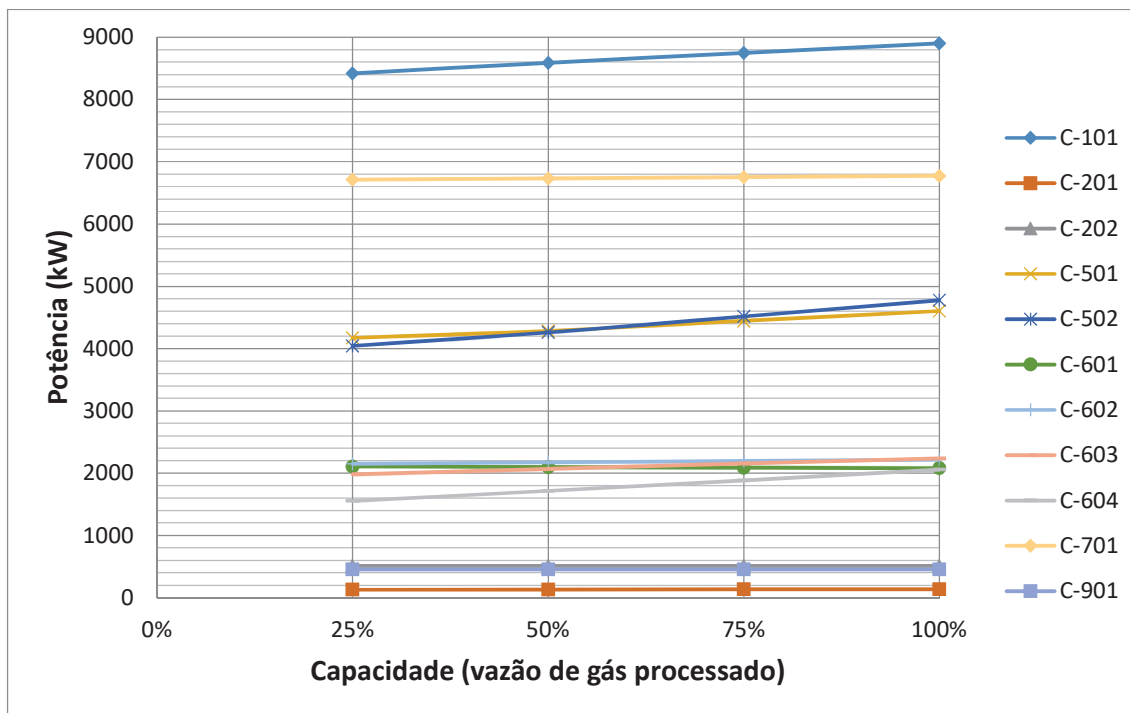


Figura 54 – Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Base

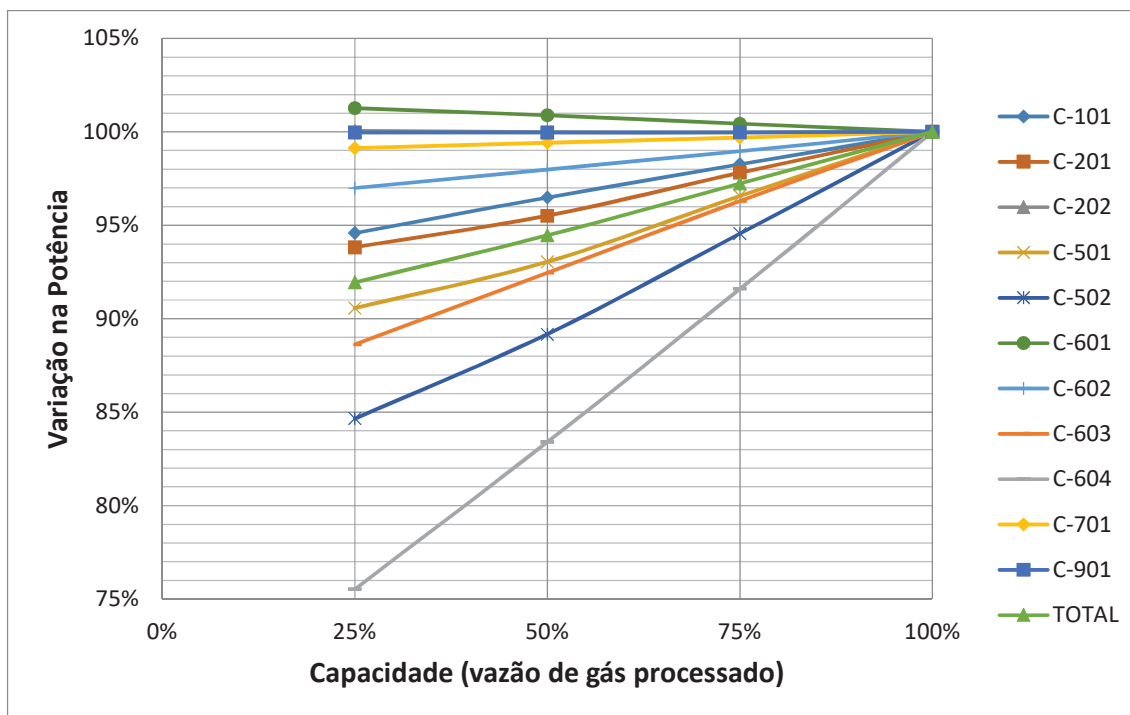


Figura 55 – Variação na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Base

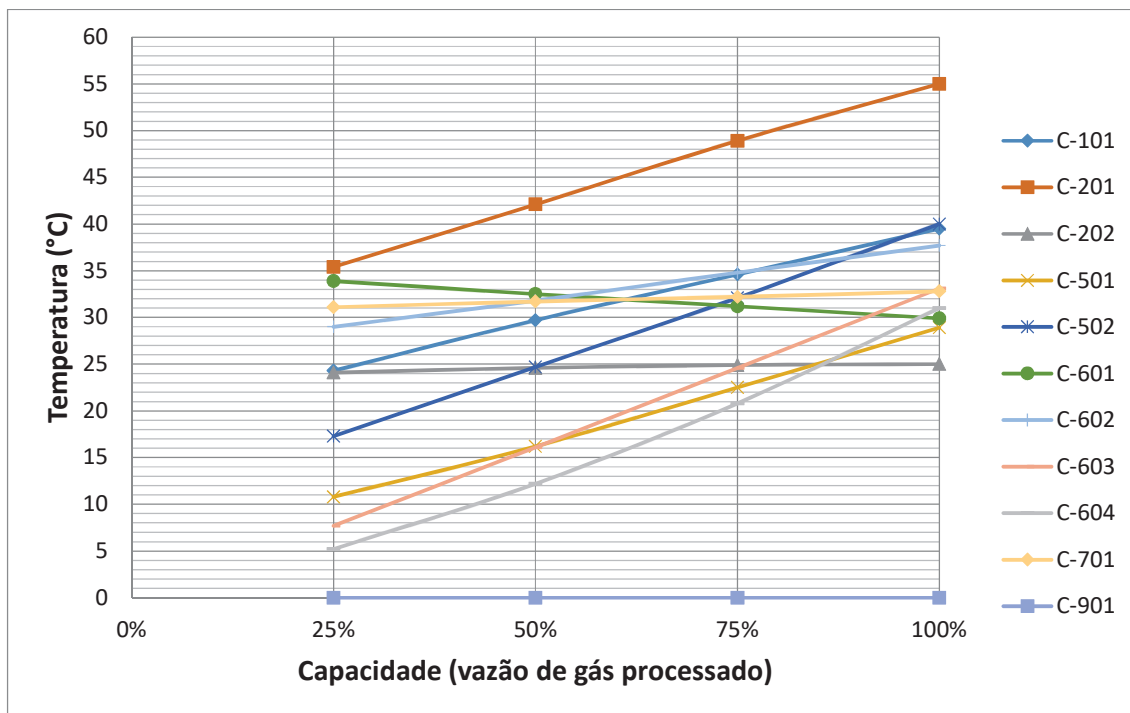


Figura 56 – Temperatura na Sucção dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Base

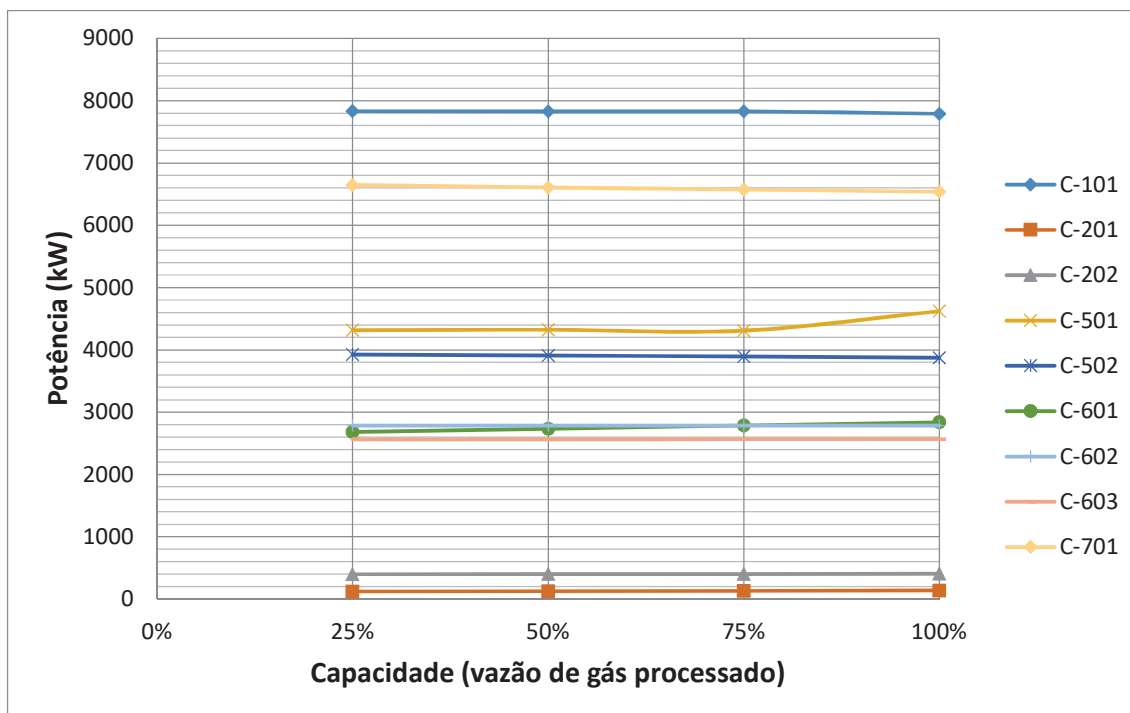


Figura 57 – Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo

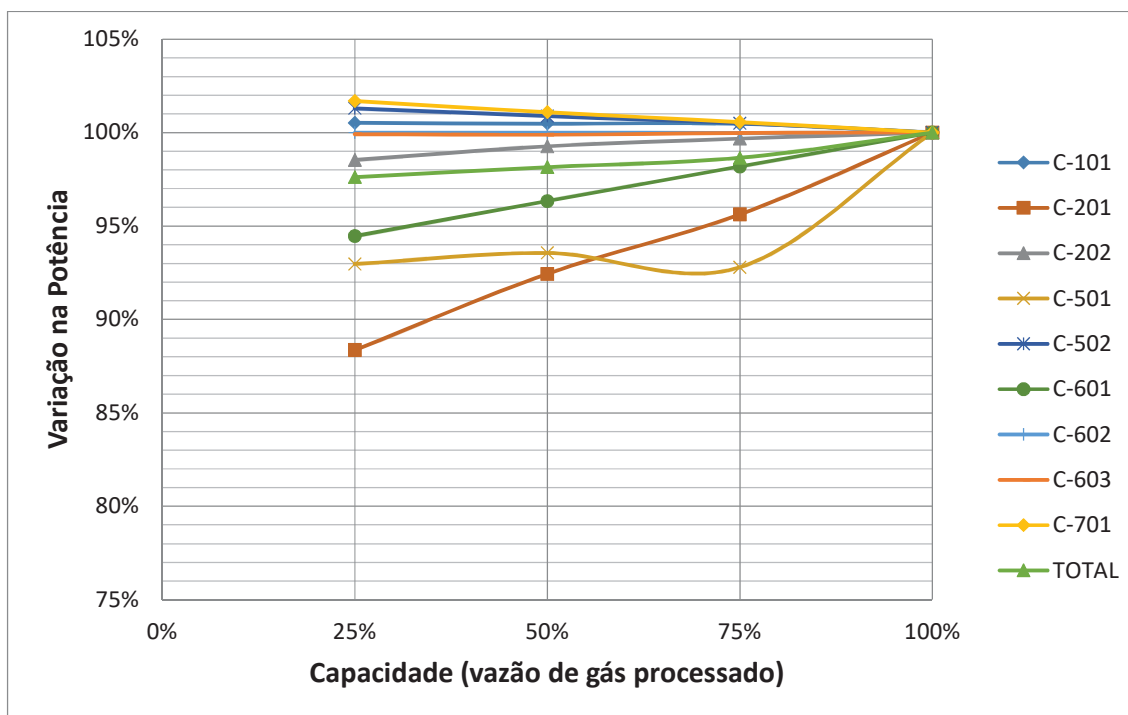


Figura 58 – Variação na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo

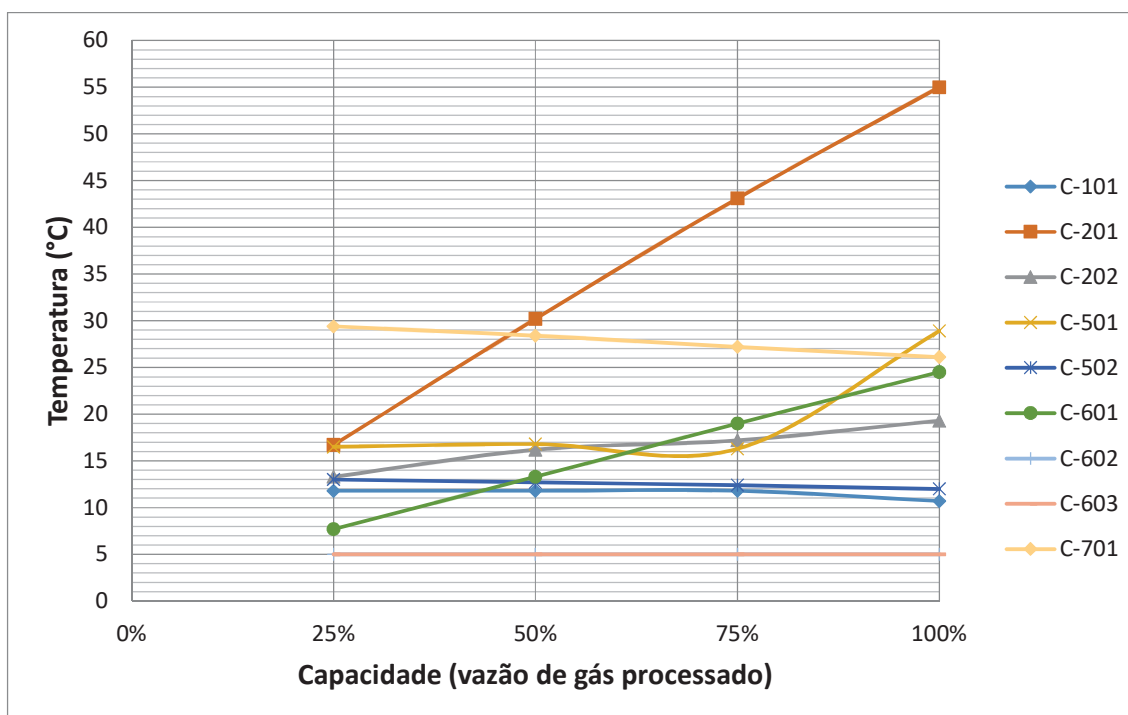


Figura 59 – Temperatura na Sucção dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo

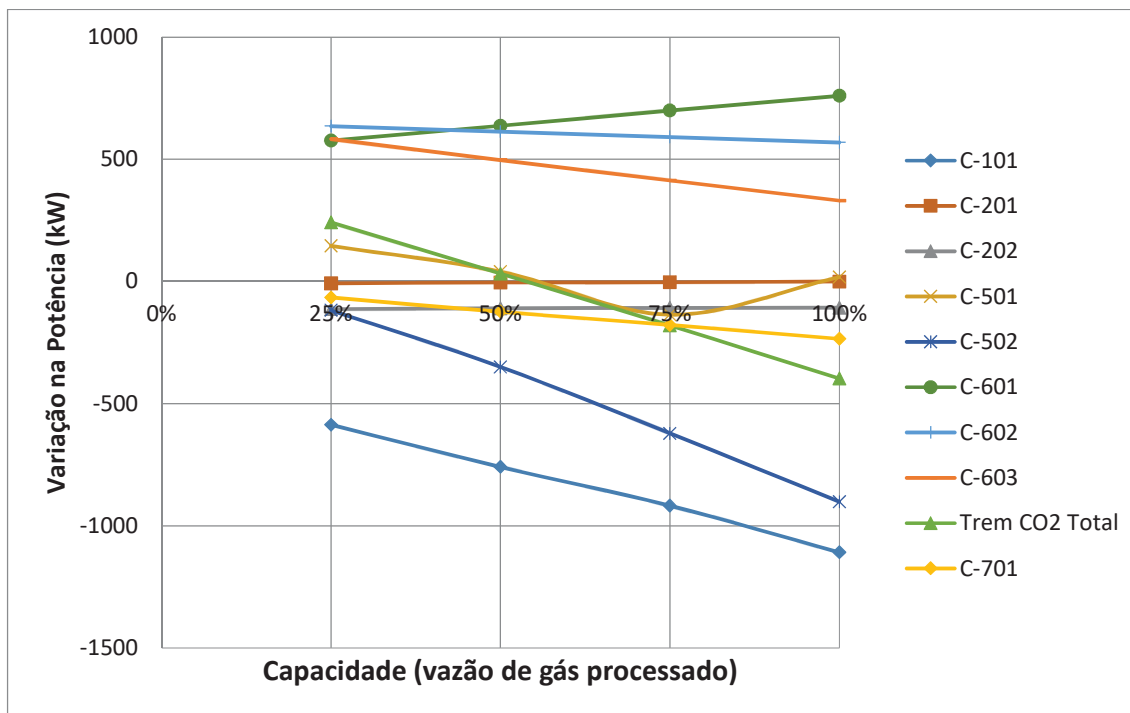


Figura 60 – Variação Nominal na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base

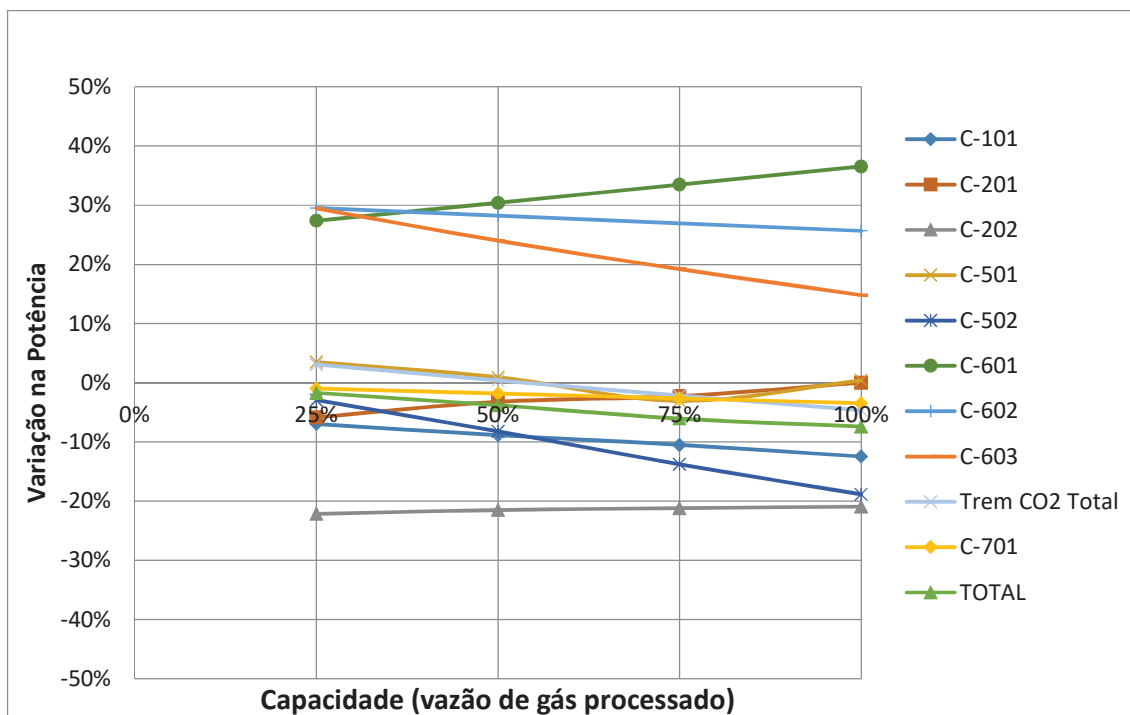


Figura 61 – Variação Percentual na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base

A Figura 61 mostra que no Caso Alternativo 100% houve uma redução de aproximadamente 9,2% na potência total de operação dos compressores, nos casos onde apenas 25% da capacidade da planta estava sendo utilizada a redução de potência do Caso Alternativo caiu para apenas 3,0%. Isso ocorre devido aos sistemas anti-surge e das limitações de redução de temperatura em função de hidratos e materiais. Nota-se pelas Figuras 55 e 58 que enquanto no Caso Base a redução de capacidade da planta leva a uma queda mais acentuada e linear na potência dos compressores, no Caso Alternativo essa redução é bem menor, e ajustada por uma curva quadrática, tendendo a um patamar abaixo de 40% da capacidade de processamento de gás. Essa diferença é mostrada na Figura 62.

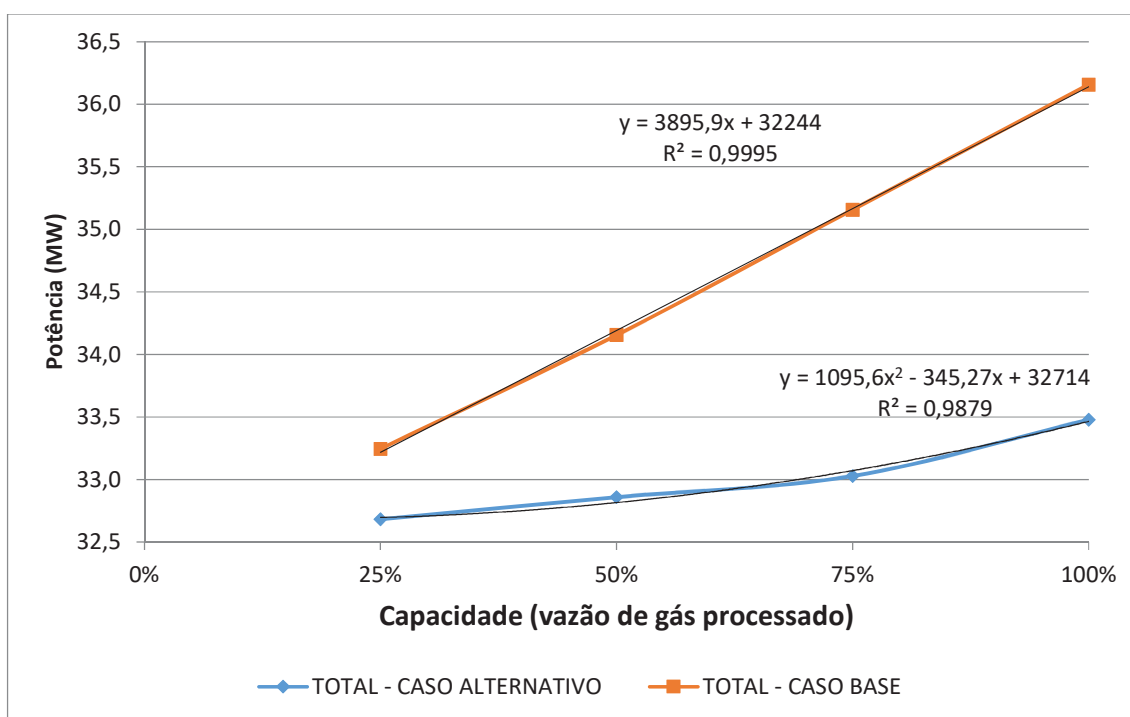


Figura 62 – Variação Percentual na Potência dos Compressores versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base

Isso mostra que o sistema de água de resfriamento gelada é mais vantajoso quando a planta opera próximo a sua capacidade máxima, sem necessidade de recirculação de gás para controle *anti-surge*, o que leva a menos limitações no resfriamento do gás.

A redução na potência dos compressores tem impacto direto no consumo de energia dessas máquinas, conseqüentemente permite uma redução no consumo de

gás combustível, redução nas emissões de CO₂ e aumento na exportação de gás (receita), como será mostrado no item 4.3.

4.1.2 Trocadores de calor

Os fatores que mais impactam no custo dos trocadores de calor são seus materiais constitutivos, a área de troca térmica e as classes de Pressão e Temperatura (do lado dos cascos e dos tubos, no caso de trocadores Casco e Tubos). Nas simulações foram determinadas as pressões e temperaturas de operação dos fluidos quentes e frios que passam pelos trocadores. A área de troca é função da carga térmica, do coeficiente global de troca térmica e do LMTD efetivo (LMTD é diferença média logarítmica de temperaturas do trocador), como mostra a equação 7.

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD_{efetivo} \quad (7)$$

Onde:

$$LMTD_{efetivo} = LMTD \cdot f_t = \frac{\Delta T_{máx} - \Delta T_{mín}}{\ln(\Delta T_{máx} - \Delta T_{mín})} \cdot f_t \quad (8)$$

Q = taxa de transferência térmica (W)

U = coeficiente global de troca térmica (W/m².K)

A = área de troca térmica requerida (m²)

f_t = fator de correção do LMTD (depende do tipo de permutador e nº de passes nos tubos utilizado)

$\Delta T_{máx}$ = variação de temperatura do fluido que sofre maior ΔT (K).

$\Delta T_{mín}$ = variação de temperatura do fluido que sofre menor ΔT (K).

Nas simulações foram determinadas as Pressões, Temperaturas e Cargas Térmicas dos Trocadores, disponíveis no Capítulo 3. Os materiais, o Coeficiente Global de Troca Térmica (U) e as Áreas de Troca Térmica foram calculados na etapa de dimensionamento, os resultados serão mostrados no item 4.2. A Tabela 41 apresenta o resultado das cargas térmicas de projeto e a Tabela 42 os LMTDs dos trocadores de calor utilizados nos dois casos simulados.

Tabela 41 - Resultados – Trocadores de Calor – Cargas Térmicas

Case		Carga Térmica (MJ/h)		
BASE	DSW	BASE	DSW	Diferença %
SHX-101	SHX-101	7,431	20,701	179%
SHX-102	SHX-103	42,254	23,104	-45%
SHX-201	SHX-201	1,016	1,532	51%
SHX-202	SHX-202	1,980	2,873	45%
SHX-301	SHX-102	11,428	11,429	0%
SHX-302	SHX-301	1,841	0,916	-50%
SHX-303	SHX-302	4,573	4,869	6%
SHX-501	SHX-501	24,071	37,691	57%
SHX-502	SHX-502	30,050	13,154	-56%
SHX-601	SHX-601	7,084	12,416	75%
SHX-602	SHX-602	9,173	14,044	53%
SHX-603	SHX-603	11,947	20,212	69%
SHX-604	-	15,169	-	-
SHX-701	SHX-701	29,320	23,631	-19%
SHX-801	SHX-801	131,058	168,197	28%
SHX-901	-	0,204	-	-
SHX-902	-	6,223	-	-
Total		334,823	354,769	6%

Pela Tabela 41 pode-se notar que no total, houve uma redução (representada por um sinal negativo na tabela) de 6% na carga térmica dos trocadores do Caso Alternativo. Isoladamente isso leva a uma redução na área de troca requerida. As reduções foram mais expressivas nos trocadores SHX-102, SHX-202 e SHX-502. Os trocadores do Caso Alternativo que sofreram aumento mais expressivo de carga térmica foram o SHX-101 (resfriador de gás separado) e intercoolers do gás rico em CO₂, em função da redução do número de estágios, que leva a uma temperatura maior no gás descarregado pelos compressores. Comparando-se as cargas térmicas dos trocadores SHX-801 (permutador de placas que resfriam a água de resfriamento com água do mar), vemos que a houve um aumento expressivo de carga térmica no Caso Alternativo, 28% maior que o do Caso Base. Isso ocorre, pois, o gás é mais resfriado no Caso Alternativo que no Caso Base, exigindo um sistema de água de resfriamento com mais capacidade de troca térmica.

Pela Tabela 42, nota-se que o LMTD variou de forma aleatória de trocador para trocador. Mas, a maioria dos equipamentos do caso alternativo sofreu aumento do LMTD. Isoladamente isso leva a uma redução na área de troca requerida.

Tabela 42 - Resultados – Trocadores de Calor - LMTD

Case		LMTD		
BASE	DSW	BASE	DSW	Diferença %
SHX-101	SHX-101	7,3	16,6	127%
SHX-102	SHX-103	23,5	25,0	6%
SHX-201	SHX-201	20,2	25,0	24%
SHX-202	SHX-202	12,7	16,2	27%
SHX-301	SHX-102	7,5	60,5	712%
SHX-302	SHX-301	10,0	11,3	13%
SHX-303	SHX-302	14,5	3,9	-73%
SHX-501	SHX-501	18,8	26,1	39%
SHX-502	SHX-502	20,9	37,8	81%
SHX-601	SHX-601	24,5	38,6	57%
SHX-602	SHX-602	28,8	36,9	28%
SHX-603	SHX-603	30,6	36,8	20%
SHX-604	-	29,8	-	-
SHX-701	SHX-701	19,0	46,7	146%
SHX-801	SHX-801	10,4	6,5	-37%
SHX-901	-	43,5	-	-
SHX-902	-	10,0	-	-

4.1.3 Bombas

A potência das bombas de circulação de água de resfriamento (P-801) é basicamente função da vazão e do *Head*, pois os fluidos bombeados são os mesmos. Em ambos os casos o *Head* foi o mesmo, assim, a diferença nas potências foi reflexo apenas da vazão ligeiramente maior do Caso Alternativo. Isso já era esperado, haja vista que o Delta T da água de resfriamento foi o mesmo em ambos os casos (20°C). Já as P-802 A e B bombeiam água do mar, que resfria a água de resfriamento. A vazão do Caso Alternativo é 6,4% maior, pois, para garantir um LMTD semelhante ao do Caso Base, o Delta T da água do Mar foi de 7°C, 1°C menor que no Caso Base. A Tabela 43 mostra as diferenças da potência de projeto das Bombas. Já os casos de operação são ilustrados pela Figura 63, de forma semelhante ao tratamento dado aos compressores.

Tabela 43 - Resultados – Bombas

Bomba	P-801 (1x 100%)		Diferença %
	CASO BASE	CASO ALTERNATIVO	
Vazão (L/s)	647,7	664,7	2,6%
Head (m)	36,6	36,4	-0,5%
Potência (kW)	307,5	315,6	2,6%
Bomba	P-802 A/B (2 x 50%)		Diferença %
	CASO BASE	CASO ALTERNATIVO	
Vazão (L/s)	564,4	818,5	31,0%
Head (m)	75,4	75,1	-0,4%
Potência (kW)	553,5	802,7	31,0%
NPSH (kPa)	45	32	-28%

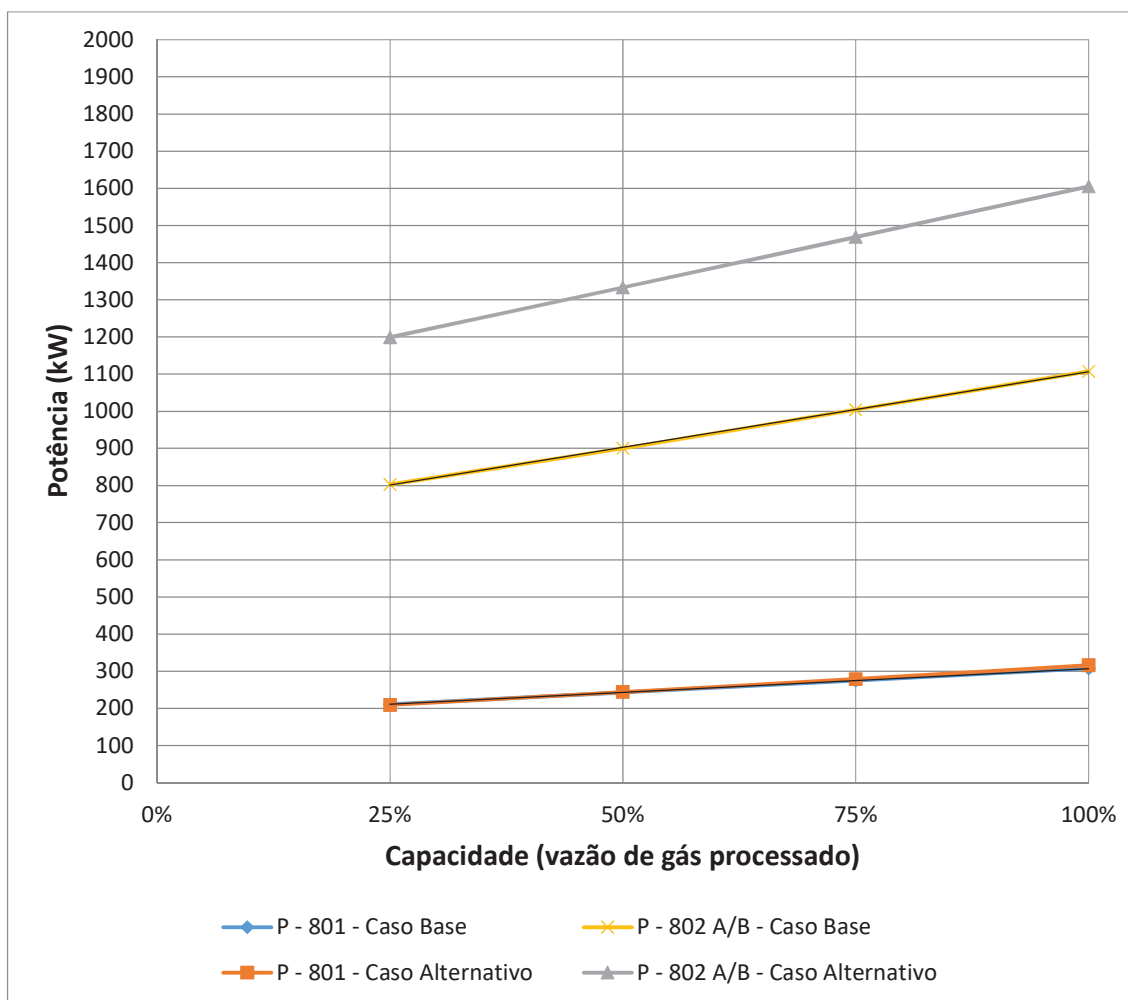


Figura 63 – Variação na Potência das Bombas de Água de Resfriamento versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada – Caso Alternativo Comparado ao Caso Base

4.1.4 Turbo geradores

4.1.4.1 Caso Base Projeto

Primeiramente, para fazer a seleção da turbina a gás que será utilizada, foi calculada a demanda elétrica do FPSO, como mostra a Tabela 44.

Tabela 44 – Cálculo da Demanda Elétrica de Projeto para o Caso Base

Potência de Projeto Compressores (MW) ^[1]	35,85
Potência de Projeto. Bombas (MW) ^[2]	1,414
Potência de Projeto Compressores e Bombas (MW)	37,264
Eficiência dos motores elétricos	97%
Demanda Elétrica de Projeto dos Compressores e Bombas (MW)	38,416
Outros Consumidores (MW) ^[3]	23,164
Demanda Elétrica Total (MW)	61,580

[1] Valor retirado da simulação Caso Base/Projeto, disponível na Tabela 40.

[2] Apenas bombas do sistema de água de resfriamento. Valor retirado da simulação Caso Base/Operação 100%, disponível na Tabela 43

[3] Valor retirado da Tabela 11

Definida a demanda elétrica, foi selecionada a turbina GE LM2500+PK no catálogo do Thermoflex 25. Trata-se de uma turbina aeroderivativa, muito empregada atualmente nos FPSO. Esse é o modelo utilizado no Cidade de Paraty. As informações técnicas da turbina selecionada estão resumidas na Tabela 45.

Tabela 45 – Dados das Turbina Selecionada para o Caso Base

Modelo do Turbogenerador	LM2500+PK
Potência de projeto (MW) ^[1]	70,608
Potência de operação (MW) ^[2]	77,34
Potência ISO (MW) ^[3]	84,528
Nº de Turbinas operando ^[4]	3
Potência elétrica líquida de projeto/turbina (MW) ^[1]	23,536
Potência elétrica líquida de operação/turbina (MW) ^[2]	25,780
Potência elétrica líquida ISO/turbina (MW) ^[3]	28,176
Efic. Gerador de energia	98,0%
Efic. Mecânica	99,0%
Efic. Total	97,0%
Razão de Compressão ^[5]	24,1
Potência ISO da turbina (MW) ^[3]	29,041
Temperatura do Gás exausto (°C) ^[3]	513
Vazão do Gás exausto (kg/s) ^[3]	86
Rotação (rpm) ^[5]	3000
Heat rate ISO (kJ/kWh) ^[5]	9677
Eficiência ^[6]	37,2%

- [1] valor simulado no Thermoflex 25 na condição de projeto (Ar à 30°C e 77% de umidade relativa; LHV do gás natural da simulação Caso Base – 40737 kJ/Sm³)
- [2] valor simulado no Thermoflex 25 na condição de operação (Ar à 23°C e 87% de umidade relativa; LHV do gás natural da simulação Caso Base – 40737 kJ/Sm³)
- [3] valor simulado no Thermoflex 25 na condição ISO (Ar à 15°C e 60% de umidade relativa; LHV do metano – 32824 kJ/Sm³)
- [4] Informações retiradas do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1
- [5] valor retirado do catálogo de turbinas do Thermoflex 25
- [6] Eficiência = 3600/Heat Rate

Com os dados de demanda e potência de projeto das turbinas foi possível determinar que os compressores são responsáveis por 52% do total de energia que as turbinas podem fornecer na condição de projeto (30°C e 77% de umidade relativa), como mostra a Figura 64.

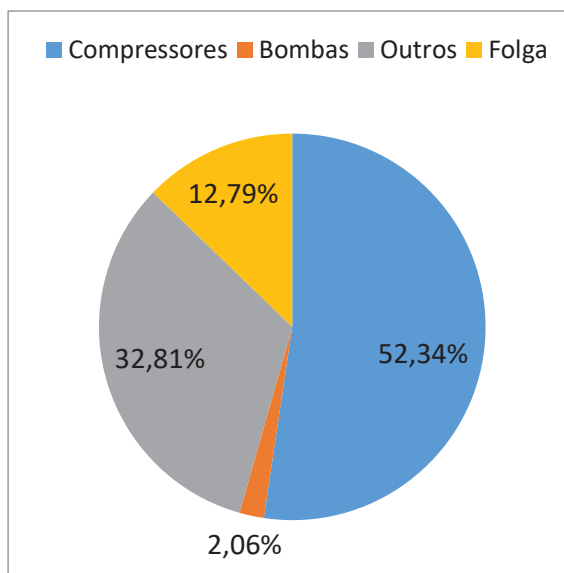


Figura 64 – Distribuição de Consumo Elétrico - Caso Base - Projeto

Após ter sido selecionado o modelo de turbina, o módulo de simulação das turbinas desenvolvido no PRO-II, que é integrado a simulação da planta de processo, foi validado, comparando-se seus resultados com o do Thermoflex. Isso possibilitou que o consumo de gás combustível nas simulações fosse o mesmo do Thermoflex, tornando as vazões de gás combustível consumido e exportado mais realistas e coerentes. As tabelas 46, 47 e 48 mostram a validação das simulações em três condições: ISO, Projeto e Operação.

Tabela 46 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Base Condição ISO

CONDIÇÃO ISO	PRO/II	Thermoflex***	Erro
Eficiência do Compressor	83,90%	N/D	-
Eficiência da Turbina	88,00%	N/D	-
Potência do Compressor (kW)	44050	N/D	-
Potência da Turbina (kW)	73108	N/D	-
Potência Líquida (kW) (ef. 97%)	28186	28176	0,04%
Vazão de gás simulada (Sm ³ /s)	2,2974	2,2943	0,14%
Vazão de gás simulada (kg/s)	1,5321	1,53	0,14%
Vazão de Ar simulada(kg/s)	85,8469	85,85	0,00%
LHV (kJ/Sm ³)	33359	32824	1,63%
Gross Heat Rate (kJ/kWh)	9788	9622	1,73%
Eficiência (Gross)	36,8%	37,4%	-1,70%
Vazão de gás simulada (MMSm ³ /d)	0,1985	0,1982	0,14%
MW/(MMSm ³ /d) de gás	142,0	142,1	-0,10%
Temperatura do Gás exausto (°C)	513	513	0,00%
Temperatura da Combustão (°C)	1192	N/D	-
Vazão de gás exausto (kg/s)	86,66	86,66	0,00%
Consumo de Gás (kg/mês)	5954861	5946699	0,14%
Consumo de Gás (MM Sm ³ /mês)	17,9	17,8	0,14%
Emissão de CO2 (kg/h)	15131	15253	-0,80%

Tabela 47 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Base Condição de Projeto

CONDIÇÃO DE PROJETO	Simulação	Thermoflex***	Erro
Eficiência do Compressor	83,90%	N/D	-
Eficiência da Turbina	88,00%	N/D	-
Potência do Compressor (kW)	41421	N/D	-
Potência da Turbina (kW)	65729	N/D	-
Potência Líquida (kW) (ef. 97%)	23579	23536	0,18%
Vazão de gás simulada (Sm ³ /s)	1,6410	1,6391	0,12%
Vazão de gás simulada (kg/s)	1,5388	1,537	0,12%
Vazão de Ar simulada(kg/s)	76,27	76,27	-0,01%
LHV (kJ/Sm ³)	40737	40737	0,00%
Gross Heat Rate (kJ/kWh)	10207	10213	-0,06%
Eficiência (Gross)	35,3%	35,2%	0,06%
Vazão de gás simulada (MMSm ³ /d)	0,1418	0,1416	0,12%
MW/(MMSm ³ /d) de gás	166,3	166,2	0,06%
Temperatura do Gás exausto (°C)	523,7	523,7	0,00%
Temperatura da Combustão (°C)	1201	N/D	-
Vazão de gás exausto (kg/s)	77,03	76,97	0,07%
Consumo de Gás (kg/mês)	4253472	4248497	0,12%
Consumo de Gás (MM Sm ³ /mês)	12,8	12,7	0,12%
Emissão de CO2 (kg/h)	14615	14761	-0,99%

Tabela 48 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Base Condição de Operação

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	Simulação	Thermoflex***	Erro
Eficiência do Compressor	84,20%	N/D	-
Eficiência da Turbina	88,00%	N/D	-
Potência do Compressor (kW)	42620	N/D	-
Potência da Turbina (kW)	69170	N/D	-
Potência líquida (kW) (ef. 97%)	25754	25780	-0,10%
Vazão de gás simulada (Sm ³ /s)	1,7591	1,7575	0,09%
Vazão de gás simulada (kg/s)	1,6495	1,648	0,09%
Vazão de Ar simulada(kg/s)	80,85	80,85	0,00%
LHV (kJ/Sm ³)	40737	40737	0,00%
Gross Heat Rate (kJ/kWh)	10017	9998	0,19%
Eficiência (Gross)	35,9%	36,0%	-0,19%
Vazão de gás simulada (MMSm ³ /d)	0,1520	0,1518	0,09%
MW/(MMSm ³ /d) de gás	169,4	169,8	-0,19%
Temperatura do Gás exausto (°C)	519,5	519,5	0,00%
Temperatura da Combustão (°C)	1196	N/D	-
Vazão de gás exausto (kg/s)	81,671	81,61	0,07%
Consumo de Gás (kg/mês)	4559587	4555441	0,09%
Consumo de Gás (MM Sm ³ /mês)	13,7	13,7	0,09%
Emissão de CO2 (kg/h)	15667	15833	-1,05%

Nota-se que os erros em todos as condições foi desprezível, sendo um pouco maior (da ordem de 1%) apenas nas estimativas de emissões de CO₂. Para atingir esses resultados as eficiências do compressor e turbina foram ajustadas para cada condição.

4.1.4.2 Caso Alternativo Projeto

Assim como no Caso Base, primeiramente, foi calculada a demanda elétrica do FPSO, como mostra a Tabela 49. A tabela já mostra as reduções na potência de projeto dos compressores do Caso Alternativo. Todas as premissas, como eficiências de motores e potência de outros consumidores (não afetados pela utilização da água mais gelada) foram consideradas iguais às do Caso Base.

Tabela 49 – Cálculo da Demanda Elétrica de Projeto para o Caso Alternativo

Potência dos Compressores - Caso Alternativo Proj. (MW) ^[1]	32,633
Diferença na Potência dos Compressores - Caso Alternativo Proj. (MW)	-3,217
Diferença na Potência dos Compressores - Caso Alternativo Proj. (%)	-9,0%
Potência das bombas - Caso Alternativo Proj. (MW) ^[2]	1,921
Diferença de Potência das Bombas - Caso Alternativo Proj. (MW)	0,507
Diferença de Potência das Bombas - Caso Alternativo Proj. (%)	35,9%
Eficiência dos motores elétricos	97%
Potência dos Motores (Compressores+Bombas) (MW)	35,623
Redução na Potência dos Motores (Compressores+Bombas) (MW)	-2,794
Redução na Potência dos Motores (Compressores+Bombas) (%)	-7,27%
Potência req. por outros consumidores (MW) ^[3]	23,164
Demanda Elétrica Total - Caso Alternativo Projeto (MW)	58,786
Redução na Demanda Elétrica Total - Caso Alternativo Projeto (MW)	-2,794
Redução na Demanda Elétrica Total - Caso Alternativo Projeto (%)	-4,0%

[1] Valor retirado da simulação Caso Alternativo/Projeto, disponível na Tabela 40.

[2] Apenas bombas do sistema de água de resfriamento. Valor retirado da simulação Caso Alternativo/Operação 100%, disponível na Tabela 43

[3] Valor retirado da Tabela 11

Definida a demanda elétrica, foi selecionada a turbina no catálogo do Thermoflex 25. Trata-se do mesmo modelo do Caso Base, mas com uma potência menor. Isso permite que em ambos os casos as turbinas operem nos mesmo ponto de operação, mantendo a eficiência semelhante. As informações técnicas da turbina selecionada estão resumidas na Tabela 50.

Tabela 50 – Dados das Turbina Selecionada para o Caso Alternativo

Modelo do Turbogenerador	LM2500+PK
Potência de projeto do conjunto (MW) ^[1]	66,516
Potência de operação do conjunto (MW) ^[2]	73,011
Potência ISO do conjunto (MW) ^[3]	80,154
Nº de Turbinas operando ^[4]	3
Potência elétrica líquida de projeto/turbina (MW) ^[1]	22,172
Potência elétrica líquida de operação/turbina (MW) ^[2]	24,337
Potência elétrica líquida ISO/turbina (MW) ^[3]	26,718
Efic. Gerador de energia	98,0%
Efic. Mecânica	99,0%
Efic. Total	97,0%
Razão de Compressão ^[5]	22,9
Potência ISO da turbina (MW) ^[3]	27,539
Temperatura do Gás exausto (°C) ^[3]	512
Vazão do Gás exausto (kg/s) ^[3]	82
Rotação (rpm) ^[5]	3000
Heat rate ISO (kJ/kWh) ^[5]	9732
Eficiência ^[6]	37,0%

[1] valor simulado no Thermoflex 25 na condição de projeto (Ar à 30°C e 77% de umidade relativa; LHV do gás natural da simulação Caso Alternativo – 40751 kJ/Sm³)

- [2] valor simulado no Thermoflex 25 na condição de operação (Ar à 23°C e 87% de umidade relativa; LHV do gás natural da simulação Caso Alternativo – 40751 kJ/Sm³)
- [3] valor simulado no Thermoflex 25 na condição ISO (Ar à 15°C e 60% de umidade relativa; LHV do metano – 32824 kJ/Sm³)
- [4] Informações retiradas do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1
- [5] valor retirado do catálogo de turbinas do Thermoflex 25
- [6] Eficiência = 3600/Heat Rate

Com os dados de demanda e potência de projeto das turbinas foi possível determinar que os compressores são responsáveis por 50,6% do total de energia que as turbinas podem fornecer na condição de projeto (30°C e 77% de umidade relativa), como mostra a Figura 64. A folga foi semelhante a encontrada no Caso Base, próximo a 12%.

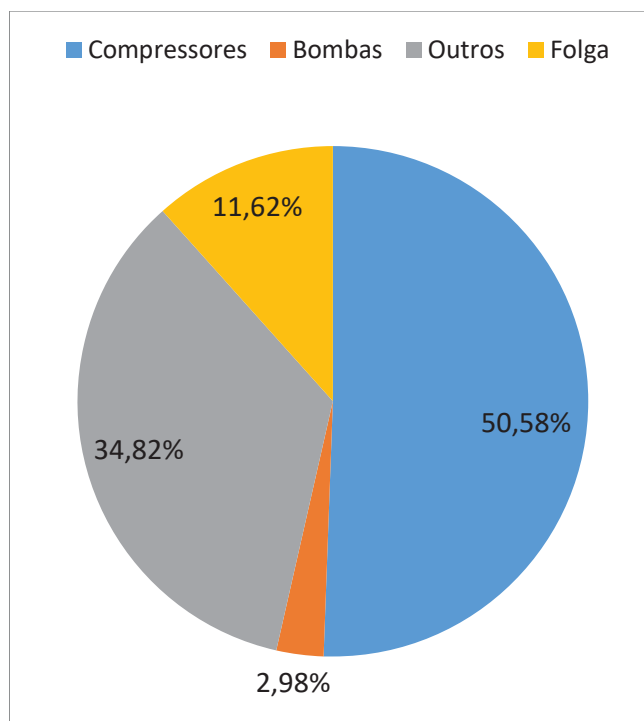


Figura 65 – Distribuição de Consumo Elétrico - Caso Alternativo - Projeto

Assim como no Caso Base, após ter sido selecionado o modelo de turbina, o módulo de simulação das turbinas desenvolvido no PRO-II foi validado, comparando-se seus resultados com o do Thermoflex. As tabelas 51, 52 e 53 mostram a validação das simulações nas três mesmas condições: ISO, Projeto e Operação.

Tabela 51 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Alternativo Condição ISO

CONDIÇÃO ISO	Simulação	Thermoflex***	Dif %
Eficiência do Compressor	86,0%	N/D	-
Eficiência da Turbina	87,5%	N/D	-
Potência do Compressor (kW)	40184	N/D	-
Potência da Turbina (kW)	67758	N/D	-
Potência líquida (kW) (ef. 97%)	26747	26718	0,11%
Vazão de gás simulada (Sm ³ /s)	2,1912	2,1878	0,16%
Vazão de gás simulada (kg/s)	1,4613	1,459	0,16%
Vazão de Ar simulada(kg/s)	82,2527	82,25	0,00%
LHV (kJ/Sm ³)	33359	32824	1,63%
Gross Heat Rate (kJ/kWh)	9838	9676	1,68%
Eficiência (Gross)	36,6%	37,2%	-1,65%
Vazão de gás simulada (MMSm ³ /d)	0,1893	0,1890	0,16%
MW/(MMSm ³ /d) de gás	141,3	141,3	-0,05%
Temperatura do Gás exausto (°C)	512,4	512,4	0,00%
Temperatura da Combustão (°C)	1170	N/D	-
Vazão de gás exausto (kg/s)	83,0694	83,07	0,00%
Consumo de Gás (kg/mês)	5679590	5670651	0,16%
Consumo de Gás (MM Sm ³ /mês)	17,0	17,0	0,16%
Emissão de CO2 (kg/h)	14432	14547	-0,79%

Tabela 52 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Alternativo Condição de Projeto

CONDIÇÃO DE PROJETO	Simulação	Thermoflex***	Dif %
Eficiência do Compressor	85,2%	N/D	-
Eficiência da Turbina	87,5%	N/D	-
Potência do Compressor (kW)	37832	N/D	-
Potência da Turbina (kW)	60637	N/D	-
Potência líquida (kW) (ef. 97%)	22121	22172	-0,23%
Vazão de gás simulada (Sm ³ /s)	1,5557	1,5566	-0,05%
Vazão de gás simulada (kg/s)	1,4592	1,46	-0,05%
Vazão de Ar simulada(kg/s)	72,56	75,55	-3,96%
LHV (kJ/Sm ³)	40751	40750	0,00%
Gross Heat Rate (kJ/kWh)	10317	10299	0,18%
Eficiência (Gross)	34,9%	35,0%	-0,18%
Vazão de gás simulada (MMSm ³ /d)	0,1344	0,1345	-0,05%
MW/(MMSm ³ /d) de gás	164,6	164,9	-0,18%
Temperatura do Gás exausto (°C)	525,1	525,1	0,00%
Temperatura da Combustão (°C)	1183	N/D	-
Vazão de gás exausto (kg/s)	73,2768	73,26	0,02%
Consumo de Gás (kg/mês)	4032374	4034585	-0,05%
Consumo de Gás (MM Sm ³ /mês)	12,1	12,1	-0,05%
Emissão de CO2 (kg/h)	13861	14025	-1,17%

Tabela 53 – Validação dos Resultados das Simulações em PRO/II das Turbinas - Caso Alternativo Condição de Operação

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	Simulação	Thermoflex***	Dif %
Eficiência do Compressor	85,7%	N/D	-
Eficiência da Turbina	87,5%	N/D	-
Potência do Compressor (kW)	38956	N/D	-
Potência da Turbina (kW)	64008	N/D	-
Potência líquida (kW) (ef. 97%)	24300	24337	-0,15%
Vazão de gás simulada (Sm ³ /s)	1,6753	1,6749	0,03%
Vazão de gás simulada (kg/s)	1,5714	1,571	0,03%
Vazão de Ar simulada(kg/s)	77,06	77,06	0,00%
LHV (kJ/Sm ³)	40751	40750	0,00%
Gross Heat Rate (kJ/kWh)	10114	10096	0,18%
Eficiência (Gross)	35,6%	35,7%	-0,18%
Vazão de gás simulada (MMSm ³ /d)	0,1447	0,1447	0,03%
MW/(MMSm ³ /d) de gás	167,9	168,2	-0,18%
Temperatura do Gás exausto (°C)	521,9	521,9	0,00%
Temperatura da Combustão (°C)	1179	N/D	-
Vazão de gás exausto (kg/s)	77,8467	77,83	0,02%
Consumo de Gás (kg/mês)	4342378	4341272	0,03%
Consumo de Gás (MM Sm ³ /mês)	13,0	13,0	0,03%
Emissão de CO ₂ (kg/h)	14926	15087	-1,07%

Os erros foram da mesma ordem dos encontrados no Caso Base, ou seja, desprezíveis, também sendo da ordem de 1% apenas nas estimativas de emissões de CO₂.

4.1.4.3 Desempenho das Turbinas do Caso Base e Alternativo - Operação

Nessas simulações a vazão de gás que entra na planta foi sendo reduzida, e assim a demanda por energia elétrica também foi caindo, como explicado no Capítulo 3. Para cada simulação a capacidade da turbina foi sendo reduzida, para que fosse atendida a demanda exata do FPSO. A demanda de energia para cada simulação é mostrada novamente na Figura 66 (a Figura 50 e a Figura 52 mostram esse resultado em separado).

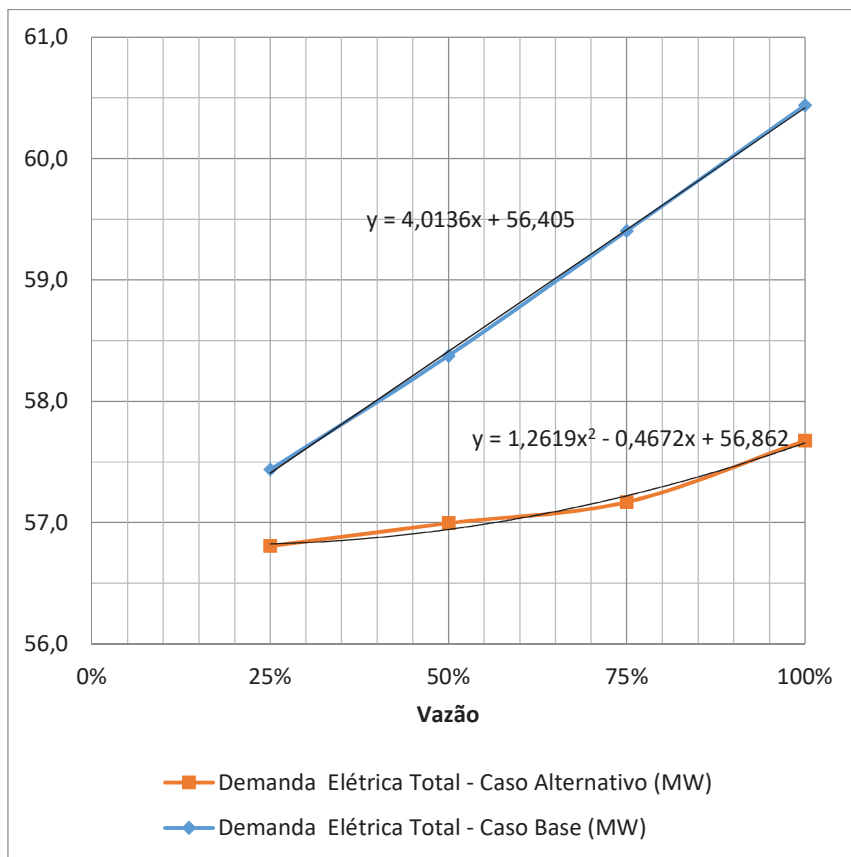


Figura 66 – Demanda Elétrica Total versus Capacidade de Processamento de Gás

Cada uma das oito simulações das turbinas no PRO-II (Caso Base e Caso Alternativo com 100%, 75%, 50% e 25% da vazão de gás) foi validado contra a simulação da turbina no Thermoflex. Foi feito um conjunto de gráficos comparativos mostrando diversos parâmetros das turbinas simuladas em cada caso, esses gráficos são mostrados na Figura 67. A Figura 68 mostra a variação percentual desses parâmetros.

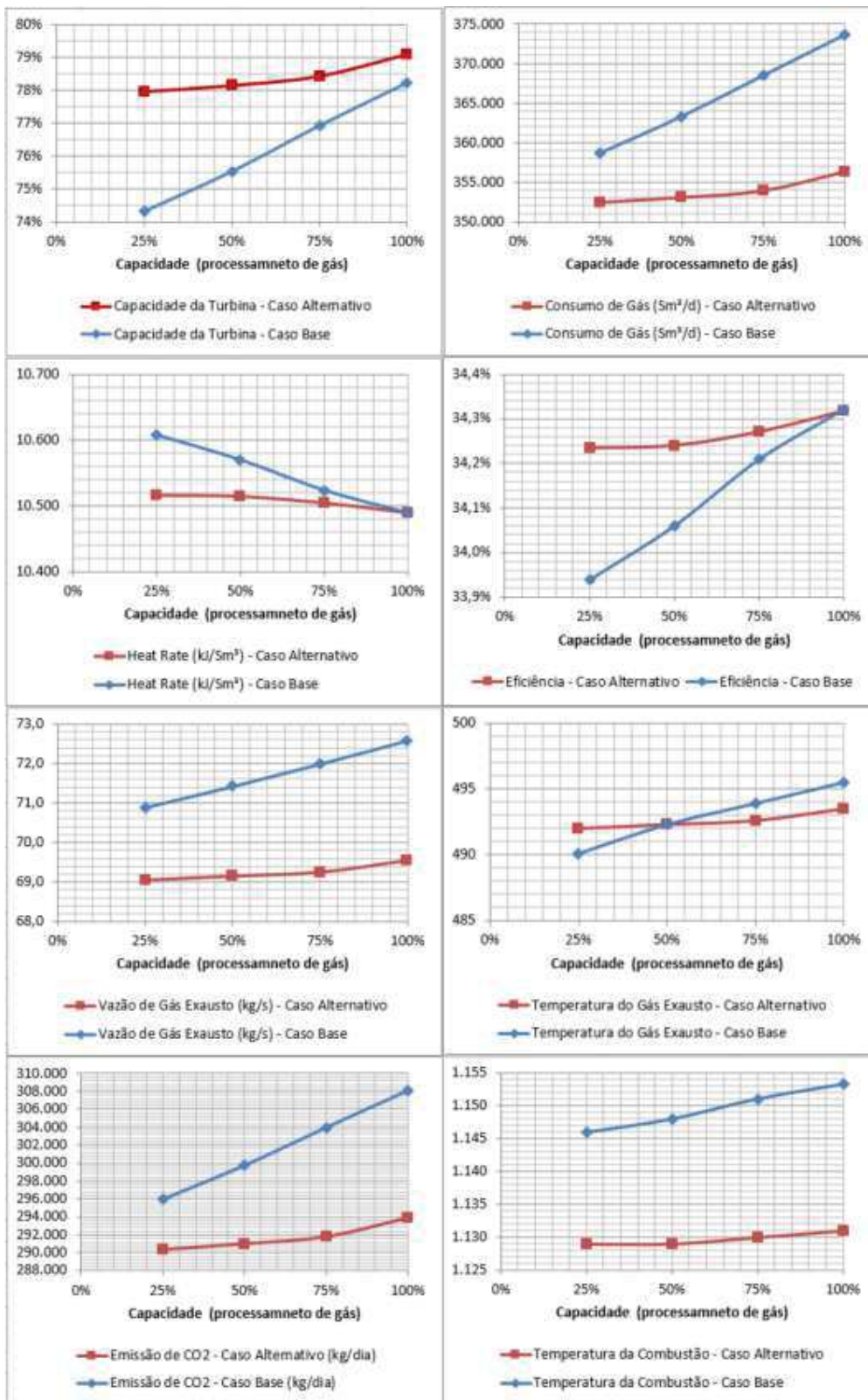


Figura 67 –Comparativo de Desempenho Turbinas a Gás – Simulações de Operação

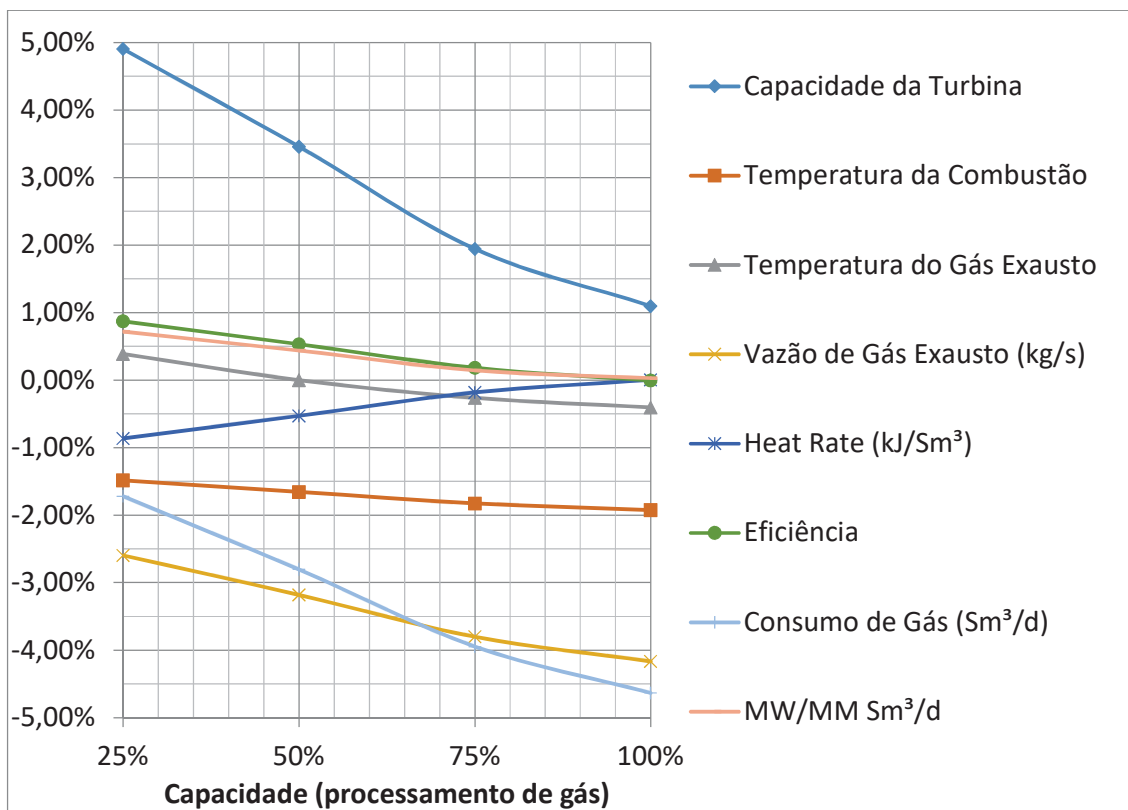


Figura 68 – Variações Percentuais do Caso Alternativo com Relação ao Base quanto a Performance das Turbinas

Destaca-se que o consumo de combustível no Caso Alternativo foi entre 4,7% e 1,9% menor entre 100% e 25% da capacidade de processamento de gás da planta, enquanto a eficiência da turbina foi bem semelhante nos dois casos, com uma diferença que não chegou a 1% para nenhuma capacidade de processamento.

4.1.4.4 Consumo de Gás Combustível, Emissões de CO₂ e Exportação de Gás

Com a simulação das turbinas foi possível determinar o consumo de combustível, a vazão de gás exportado e as emissões de CO₂ do FPSO, para cada capacidade de processamento de gás simulada, como mostram a Figura 69, a Figura 70 e a Figura 71.

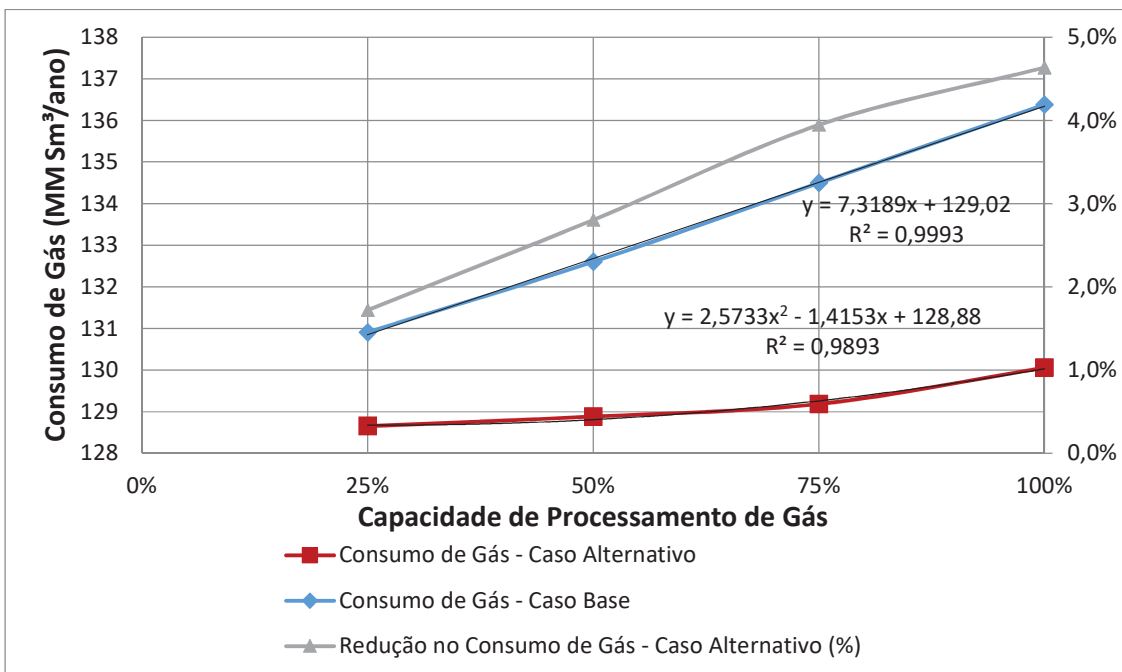


Figura 69 – Consumo Anualizado de Gás Combustível versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada

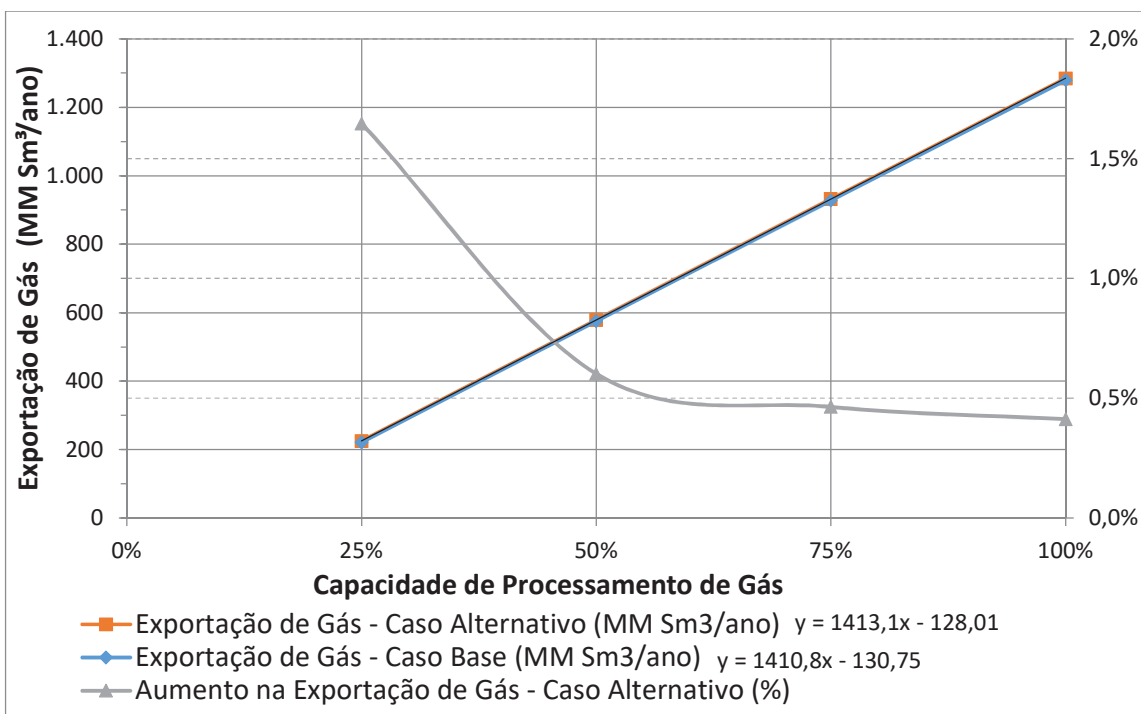


Figura 70 – Exportação Anualizadas de Gás Combustível versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada

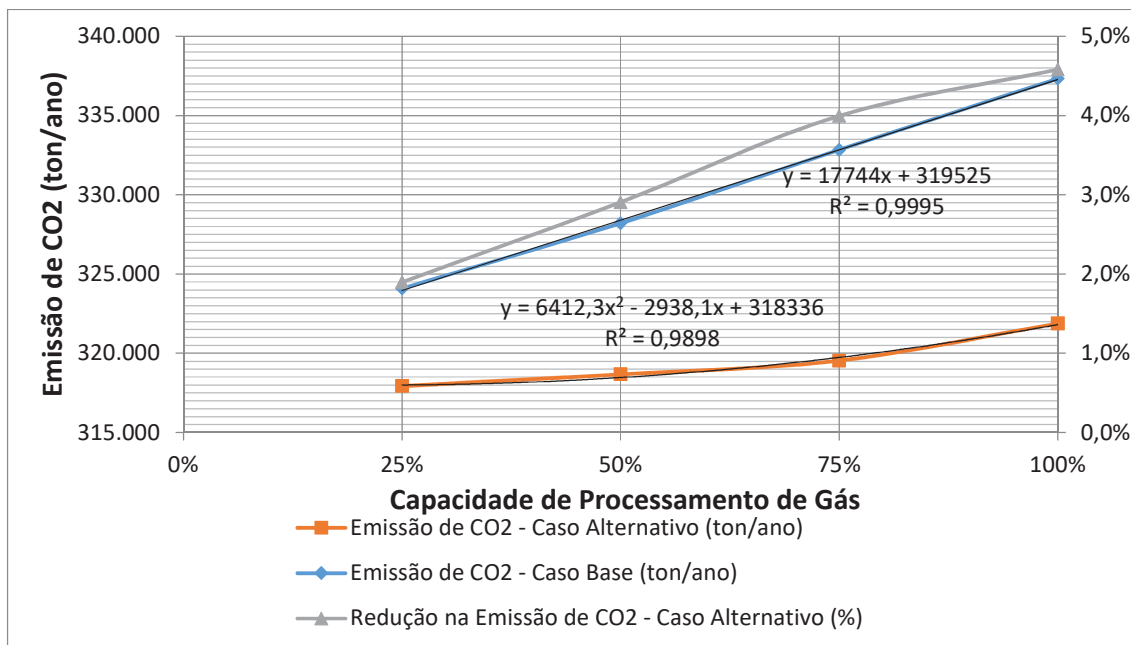


Figura 71 – Emissões Anualizadas de CO₂ versus Capacidade de Processamento de Gás Utilizada

Enquanto o consumo de gás combustível e as emissões de CO₂ tiveram reduções entre 1,8% e 4,6% no Caso Alternativo, o aumento de exportação de gás foi quase imperceptível, ficando apenas entre 0,41% e 1,65%.

Isto ocorreu porque a vazão de gás combustível corresponde apenas 10% da vazão exportada, quando a planta opera a 100% de sua capacidade, chegando a 70% quando a planta opera a 25% de sua capacidade. Além disso, em virtude do resfriamento adicional do gás no Caso Alternativo, houve uma pequena redução na vazão de gás que chega a membrana de separação de CO₂, pois ocorre mais condensação de hidrocarbonetos nos vasos de carga de certos compressores.

Consequentemente, a vazão de gás no retentado do Caso Alternativo foi um pouco menor que a do Caso Base (redução entre 0,07% e 0,28%). Como a vazão de gás processado é muito maior que a de gás combustível, essa pequena redução foi suficiente para anular entre 7% e 44% da redução no consumo de gás combustível obtida no Caso Alternativo. Por isso, as curvas de exportação de gás se apresentam como duas retas quase coincidentes na Figura 70.

4.2 DIMENSIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS

Os únicos equipamentos dimensionados foram os trocadores de calor, para estimar os custos de todos os outros equipamentos os resultados das simulações foram suficientes. Definidas as Cargas Térmicas e os LMTDs, o fator que determina a área de troca requerida pelos trocadores de calor é o Coeficiente Global de Troca Térmica (U), que é função das velocidades com que os fluidos escoam no equipamento e das condutividades térmicas dos fluidos e do material do trocador. Quanto maiores as velocidades e menores as resistências condutivas, maior é U.

Em ambos os casos analisados (Base e Alternativo) os materiais dos trocadores correspondentes foram considerados os mesmos, assim como os fatores de incrustação. Assim, o valor de U variou apenas em função das velocidades de escoamento dos fluidos. Os U do Caso Base são semelhantes a maioria dos Us dos trocadores correspondentes do Caso Alternativo. Isso ocorreu pois foi adotada a mesma perda de carga máxima (em geral, 50 kPa por casco) no dimensionamento de trocadores correspondentes.

A Tabela 54 mostra um resumo comparativo das áreas de troca térmica requeridas em cada caso. Estes dados permitem estimar as reduções ou aumentos nos custos dos trocadores.

Tabela 54 - Resultados – Trocadores de Calor - Áreas de Troca Térmica

Caso		Área de Troca Térmica (m ²)		
Base	Alternativo	Base	Alternativo	Diferença %
SHX-101	SHX-101	587,5	883,2	50%
SHX-102	SHX-103	1093,0	438,7	-60%
SHX-201	SHX-201	41,0	49,2	20%
SHX-202	SHX-202	108,5	86,1	-21%
SHX-301	SHX-102	1153,1	89,3	-92%
SHX-302	SHX-301	85,7	62,6	-27%
SHX-303	SHX-302	128,2	659,8	415%
SHX-501	SHX-501	505,5	748,7	48%
SHX-502	SHX-502	563,6	125,8	-78%
SHX-601	SHX-601	254,4	277,4	9%
SHX-602	SHX-602	198,7	271,9	37%
SHX-603	SHX-603	203,3	352,3	73%
SHX-604	-	239,4	-	-
SHX-701	SHX-701	683,2	303,6	-56%
SHX-801	SHX-801	6649,2	8232,0	24%
SHX-901	-	8,6	-	-
SHX-902	-	288,2	-	-
	TOTAL	12791	12581	-1,6%

Analisando-se a área total de troca térmica de cada caso nota-se uma redução de apenas 1,6% no Caso Alternativo com relação ao Caso Base. Porém, analisando-se em separado os trocadores Casco e Tubos de processo (planta de gás) houve uma redução de 29% na área de troca total dos mesmos.

Vale observar que os trocadores mais caros, que utilizam materiais nobres (e.g. tubos e cladeamento em Inconel), são os localizados no início do processo. Isso é justificado pelo fato de que o gás vem saturado em água, com 15% de CO₂ e ainda pode ter H₂S (que foi desconsiderado na simulação, mas geralmente é esperado no gás produzido).

Utilizando o Aspen Capita Cost Estimator foi possível determinar o peso de cada equipamento avaliado. O peso é um fator muito importante em se tratando de um FPSO. Reduções de peso resultam em redução de custos com a estrutura do casco, que é uma parte expressiva do custo. As Tabelas 55 a 59 mostram um comparativo de peso dos equipamentos do Caso Base e do Caso Alternativo.

Tabela 55 - Resultados – Compressores - Peso

Compressor	Peso (ton)			
	BASE	ALTERNATIVO	Diferença	Diferença %
C-101	74	62,6	-11,4	-15%
C-201	9,4	9,4	0,0	0%
C-202	14,4	13,2	-1,2	-8%
C-501	47,8	47,8	0,0	0%
C-502	43,4	38,6	-4,8	-11%
C-601	34,6	45,2	10,6	31%
C-602	29,2	35,0	5,8	20%
C-603	33	33,0	0,0	0%
C-604	28,6	-	-28,6	-
C-701	20,8	20,8	0,0	0%
C-901	13,8	-	-13,8	-
TOTAL	349	305,6	-43,4	-12%

Tabela 56 - Resultados – Trocadores de Calor - Peso

Caso		Peso (ton)			
BASE	ALTERNATIVO	BASE	ALTERNATIVO	Diferença	Diferença %
SHX-101	SHX-101	34,8	60,4	25,6	74%
SHX-102	SHX-103	57,2	8,8	-48,4	-64%
SHX-201	SHX-201	2,4	20,4	18,0	33%
SHX-202	SHX-202	6	3,2	-2,8	-7%
SHX-301	SHX-102	120	5,6	-114,4	-93%
SHX-302	SHX-301	5,8	6,6	0,8	14%
SHX-303	SHX-302	8,2	34,0	25,8	315%
SHX-501	SHX-501	30,8	47,6	16,8	55%
SHX-502	SHX-502	48,8	13,2	-35,6	-73%
SHX-601	SHX-601	11	12,0	1,0	9%
SHX-602	SHX-602	9,4	13,2	3,8	40%
SHX-603	SHX-603	14	33,0	19,0	136%
SHX-604	-	23,6	-	-23,6	-
SHX-701	SHX-701	57,6	26,8	-30,8	-53%
SHX-801	SHX-801	86	102,6	16,6	14%
SHX-901	-	1,04	-	-1,0	-
SHX-902	-	12,8	-	-12,8	-
TOTAL		529,4	387,4	-142,0	-27%

Tabela 57 - Resultados – Turbo geradores - Peso

Turbo geradores	Peso (ton)		Diferença (ton)	Diferença %
	BASE	ALTERNATIVO		
	901,60	857,60	-44,00	-4,9%

Tabela 58 - Resultados – Bombas - Peso

Bombas	Peso (ton)		Diferença	Diferença
	BASE	ALTERNATIVO		
P-801	7,60	7,80	0,20	2,6%
P-802 A/B	10,40	13,60	3,20	30,8%
TOTAL	18,00	21,40	3,40	18,9%

Tabela 59 - Peso Total dos Equipamentos Avaliados

Tipo de Máquina	Peso Total (ton)		Diferença Absoluta (ton)	Diferença (%)
	BASE	ALTERNATIVO		
Compressores	349,00	305,60	43,40	-14,2%
Trocadores de Calor	529,44	356,80	149,64	-41,9%
Turbogeradores	901,60	857,60	44,00	-5,1%
Bombas	18,00	21,40	-3,40	15,9%
TOTAL	1798,04	1572,00	226,04	-14,4%

De acordo com SBM *Offshore* (2013), responsável pela construção e operação do FPSO Cidade de Paraty, os FPSO projetados para o Pré-Sal são considerados de terceira geração, com um peso de *topsides* entre 18.000 e 23.0000

toneladas. Esse peso é muito superior ao dos FPSO tradicionais, cujos *topsides* não passam de 10.000 toneladas. Porém o FPSO Cidade de Paraty foi um dos pioneiros no Pré-Sal e segundo SBM Offshore (2015) seu *topside* tem 14.000 toneladas. Assim, a redução de peso total obtida no Caso Alternativo chega a 1,6%.

A Tabela 60 mostra a distribuição de peso por tipo de equipamento avaliado.

Tabela 60 - Distribuição do Peso por Grupo de Equipamentos

	Caso Base	Caso Alternativo
Compressores	19,4%	19,4%
Trocadores de Calor	29,4%	24,6%
Turbogeradores	50,1%	54,6%
Bombas	1,0%	1,4%

Nota-se que, em ambos os casos, os equipamentos *topside* mais pesados da avaliação feita são turbo geradores, com quase metade do peso total. Os trocadores de calor tiveram uma contribuição maior que a dos compressores. As bombas mencionadas na Tabela 60 são apenas as bombas de água de resfriamento. Vale ressaltar que não foi considerada nessa avaliação a planta de processamento de óleo, de tratamento de água produzida, dentre outros componentes do *topside* do FPSO.

4.3 ANÁLISE ECONÔMICA

Os resultados da análise econômica serão apresentados em 3 partes. Primeiramente serão mostrados os custos com equipamentos (CAPEX). Em seguida serão apresentados os resultados referentes aos custos operacionais avaliados (OPEX). Ao final, será apresentada a economia total que pode ser alcançada com a implementação do sistema alternativo de captação de água de resfriamento.

Devido ao caráter inovador do sistema alternativo de captação de água do mar, seja ele qual for, não é possível determinar de maneira precisa o seu CAPEX. Assim, será feita apenas uma estimativa. O que determinará sua viabilidade econômica é a economia trazida pelo seu uso. O CAPEX deste sistema deverá ser no mínimo igual ao valor presente líquido obtido com CAPEX e OPEX ao longo da vida útil do FPSO, para que o mesmo seja considerado viável.

4.3.1 Custos de Aquisição (CAPEX)

- Compressores

Tabela 61 – Comparação de Custos dos Compressores

Compressor	Custo Total US\$ ^[1]		Diferença
	Caso Base	Caso Alternativo	
C-101	\$ 6.741.600,00	\$ 5.650.400,00	-16,2%
C-201	\$ 1.839.700,00	\$ 1.839.700,00	0,0%
C-202	\$ 2.267.600,00	\$ 2.187.900,00	-3,5%
C-501	\$ 4.539.800,00	\$ 4.539.800,00	0,0%
C-502	\$ 4.970.100,00	\$ 4.608.200,00	-7,3%
C-601	\$ 3.458.700,00	\$ 4.728.600,00	36,7%
C-602	\$ 2.804.500,00	\$ 3.674.100,00	31,0%
C-603	\$ 3.625.000,00	\$ 3.964.700,00	9,4%
C-604	\$ 3.677.200,00	-	-
C-701	\$ 3.155.200,00	\$ 3.155.500,00	0,0%
C-901	\$ 2.077.400,00	-	-
TOTAL	\$39.156.800,00	\$ 34.348.900,00	-12,3%

[1] valor se refere ao custo total de 2 equipamentos instalados (1 é reserva)

Analisando a Tabela 61, nota-se o efeito da redução da temperatura da água de resfriamento no custo dos compressores. Os compressores C-201, C-501, que não tinham resfriadores em sua sucção, praticamente não tiveram mudanças em seus custos. Os que tinham resfriadores na sucção, como o C-101 e C-502 tiveram uma redução de 16,2% e 7,3% respectivamente. Com a redução do número de estágios no trem de compressão de gás rico em CO₂ o valor de cada estágio aumentou, porém, somando o valor dos 4 estágios da Caso Base o custo seria de US\$ 13.564.400,00. Os 3 estágios do Caso Alternativo somariam US\$ 12.367.400,00, ou seja, uma economia de 8,8%. A economia total com compressores foi de 12,3% (US\$ 4.807.900,00 em valores absolutos). Somente pelo fato de não se utilizar o ciclo de refrigeração para ajuste de ponto de orvalho economizou-se US\$ 2.077.400,00 com o compressor C-901, ainda serão mostrados os custos com trocadores de calor.

Levando-se em conta somente a economia percentual total (12,3%), nota-se que a redução de CAPEX foi maior que a redução de potência, que foi de aproximadamente 9%.

Em termos absolutos, os custos encontrados devem ser utilizados com ressalvas. Primeiramente, o *software* utilizado para estimativa de custo dos compressores (*Aspen Capital Cost Estimator v 8.8*) não trabalha com as ultra alta

pressões empregadas nos estágios finais dos compressores de Exportação (C-502), de CO₂ (C-604 do Caso Base ou C-603 do Caso Alternativo) e do Compressor de Injeção (C-701). Provavelmente os custos desses equipamentos é maior que o estimado. Em segundo lugar, o software foi desenvolvido para estimativa de custos de plantas *onshore*. Em geral, os custos de uma planta offshore são maiores.

- Trocadores de Calor

Na Tabela 62 é mostrado um comparativo de custo dos trocadores de calor dimensionados. Como a numeração dos trocadores é diferente de um caso para o outro, a tabela mostra os tags dos trocadores que são correspondentes, ou seja, que desempenham mesma função.

Tabela 62 – Comparação de Custos dos Trocadores de Calor

Trocador de Calor		Custo Total US\$		Diferença
		Caso Base	Caso Alternativo	
SHX-101	SHX-101	\$ 2.568.200,00	\$ 3.526.400,00	37,3%
SHX-102	SHX-103	\$ 4.503.900,00	\$ 2.259.000,00	-49,8%
SHX-201	SHX-201	\$ 404.500,00	\$ 428.700,00	6,0%
SHX-202	SHX-202	\$ 832.400,00	\$ 859.800,00	3,3%
SHX-301	SHX-102	\$ 4.945.300,00	\$ 946.400,00	-80,9%
SHX-302	SHX-301	\$ 504.800,00	\$ 380.100,00	-24,7%
SHX-303	SHX-302	\$ 570.900,00	\$ 1.468.500,00	157,2%
SHX-501	SHX-501	\$ 2.138.300,00	\$ 3.047.000,00	42,5%
SHX-502	SHX-502	\$ 4.199.700,00	\$ 1.796.000,00	-57,2%
SHX-601	SHX-601	\$ 307.700,00	\$ 327.400,00	6,4%
SHX-602	SHX-602	\$ 255.700,00	\$ 384.000,00	50,2%
SHX-603	SHX-603	\$ 1.247.800,00	\$ 2.860.700,00	129,3%
SHX-604	-	\$ 2.799.100,00	-	-
SHX-701	SHX-701	\$ 4.549.500,00	\$ 2.694.100,00	-40,8%
SHX-801	SHX-801	\$ 6.594.500,00	\$ 8.213.300,00	24,5%
SHX-901	-	\$ 123.800,00	-	-
SHX-902	-	\$ 336.000,00	-	-
TOTAL		\$36.882.100,00	\$ 29.191.400,00	-20,9%

[1] valor se refere ao custo total de 2 equipamentos instalados (1 é reserva)

Como já era esperado, pelos resultados apresentados no item 4.2, houve uma expressiva redução no custo dos trocadores SHX-301 (80,9%), SHX-502 (57,2%) e SHX-102 (49%). Apesar da área total de troca térmica requerida nos dois casos ser praticamente igual, houve uma redução de 29% na área de troca térmica dos trocadores casco e tubos da planta de processo, isso levou a uma economia de quase

21% com esse tipo de equipamento (\$7.690.700,00) no custo de aquisição dos trocadores do Caso Alternativo.

Vale observar que o custo dos trocadores do ciclo de refrigeração (SHX-901 e SHX-902) somado ao compressor C-901 soma US\$ 2.537.200,00. Já os custos dos trocadores SHX-301 e 302 do Caso Alternativo foi US\$ 772.900,00 maior que o dos SHX-302 e 303 do Caso Base. Esses trocadores fazem o ajuste de HCDP, de modo que a economia total no ajuste de HCDP proporcionada pelo uso de água de resfriamento ao invés de ciclo de refrigeração foi de US\$ 1.764.300,00, ou 49% do custo total com esta unidade do Caso Base (apenas equipamentos avaliados neste estudo).

- Turbo geradores

Tabela 63 – Comparação de Custos dos Turbo geradores

Turbo geradores	Custo Total US\$		Diferença
	Caso Base	Caso Alternativo	
	\$80.164.000,00	\$77.233.000,00	-3,8%

[1] valor se refere ao custo total de 4 equipamentos instalados (1 é reserva)

A Tabela 63 mostra que a redução na potência dos compressores, proporcionada pela redução na temperatura da água de resfriamento, possibilitou uma economia de 3,8%, ou US\$ 2.931.000,00, nos custos de aquisição dos turbo geradores de energia elétrica do Caso Alternativo.

- Bombas

Tabela 64 – Comparação de Custos das Bombas

Bombas	Custo Total US\$		Diferença
	Caso Base	Caso Alternativo	
P-801	\$740.700,00	\$759.500,00	2,5%
P-802	\$1.228.500,00	\$1.633.900,00	24,8%
TOTAL	\$1.969.200,00	\$2.393.400,00	17,7%

[1] valor se refere ao custo total de 2 equipamentos instalados (1 é reserva)

Pode ser observado na Tabela 64 que houve um aumento de 17,7% nos custos das bombas, mas o valor desse tipo de equipamento é desprezível comparado aos dos turbo geradores, compressores e trocadores de calor.

- Resumo Geral dos Custos

A Tabela 65 apresenta um resumo do CAPEX, para os dois casos simulados. A Tabela 66 mostra como ficou a distribuição dos custos por tipo de máquina.

Tabela 65 – Resumo Geral de Custos

Tipo de Máquina	Custo Total US\$		Diferença Absoluta (US\$)	Diferença %
	Caso Base	Caso Alternativo		
Turbogeradores	\$80.164.000,00	\$77.233.000,00	-\$2.931.000,00	-3,7%
Compressores	\$39.156.800,00	\$34.348.900,00	-\$4.807.900,00	-12,3%
Trocadores de Calor	\$36.882.100,00	\$29.191.400,00	-\$7.690.700,00	-20,9%
Bombas	\$1.969.200,00	\$2.393.400,00	\$424.200,00	21,5%
TOTAL	\$158.172.100,00	\$143.166.700,00	-\$15.005.400,00	-9,5%

Na Tabela 65 vemos que os custos totais de todos os grupos de equipamentos foram menores no Caso Alternativo. Tanto em valores percentuais quanto em absolutos, a maior economia veio dos trocadores de calor (20,9% ou US\$ 7.690.700,00), apesar deles corresponderem a cerca de 20 -25 % do custo total dos equipamentos avaliados, como mostra a Tabela 66.

Tabela 66 – Distribuição dos Custos

	Caso Base	Caso Alternativo
Turbogeradores	50,7%	53,9%
Compressores	24,8%	24,0%
Trocadores de Calor	23,3%	20,4%
Bombas	1,2%	1,7%

- Estimativa do Custo do Sistema de Captação Profunda de Água do Mar

Apesar da falta de referências para estimar custos de sistemas *offshore*, será feito um cálculo estimado do custo dos dutos de captação de água a 900m de profundidade. Segundo o fabricante KUZEYBORU (2014), um duto de 26" de HDPE custa próximo de US\$ 190,00 por metro. Fazendo a captação de água a 900m de profundidade, por 2 dutos de 1200 m de comprimento em paralelo (conforme simulação Caso Alternativo/Operação), o custo seria de aproximadamente US\$ 456.000,00. Supondo-se que o custo instalado seja 2 vezes maior (US\$ 912.000,00) ele representaria apenas 6,1% da economia de CAPEX obtida. Ou seja, a economia real seria de US\$ 14.093.400,00. Isso demonstra o potencial de viabilidade econômica da captação profunda de água do mar. Porém, a base de dados do Aspen v8.8 utiliza

preços com base em dezembro de 2014. Poderia ter sido utilizado o índice CEPCI para corrigir o valor. Porém, o objetivo desse estudo não é determinar um valor absoluto, mas sim uma comparação com o Caso Base.

Em entrevista ao PORTAL MARÍTIMO (2011), Nelson Silva, o presidente da BG Brasil, afirma que o custo de cada FPSO do Campo de LULA é de US\$ 5 Bilhões. O bloco BM-S-11, onde opera o FPSO Cidade de Paraty (Caso Base deste trabalho), é operado pela BG Brasil, em parceria com a Petrobras e a Petrogal Brasil. Mas esse valor parece incluir o sistema *subsea* (*risers*, árvores de natal, poços). De acordo com IMA (2013), o FPSO Cidade de Caraguatatuba, que tem capacidade de processamento semelhante à do Cidade de Paraty e também foi projetado para operar no Pré-Sal, custará US\$ 1,6 Bilhão. Considerando este custo, a economia de CAPEX obtida pela captação de água profunda foi de aproximadamente 0,85%.

4.3.2 Custos Operacionais (OPEX) e Emissões de CO₂

Como mencionado, o único custo operacional neste trabalho foi o consumo de GN, que por não ser queimado para produção de energia, passa a ser exportado e gerar receita. Como mostrado anteriormente, as simulações para diferentes vazões de produção de gás (25%, 50%, 75% e 100%) possibilitou determinar curvas de consumo de energia elétrica, consumo de gás combustível, exportação de gás natural e emissões de CO₂ para os dois casos (Base e Alternativo). Utilizando equações obtidas a partir de regressões lineares ou polinomiais foi possível estimar esses valores para cada ano de operação do FPSO, como mostram as Figuras 72 a 75.

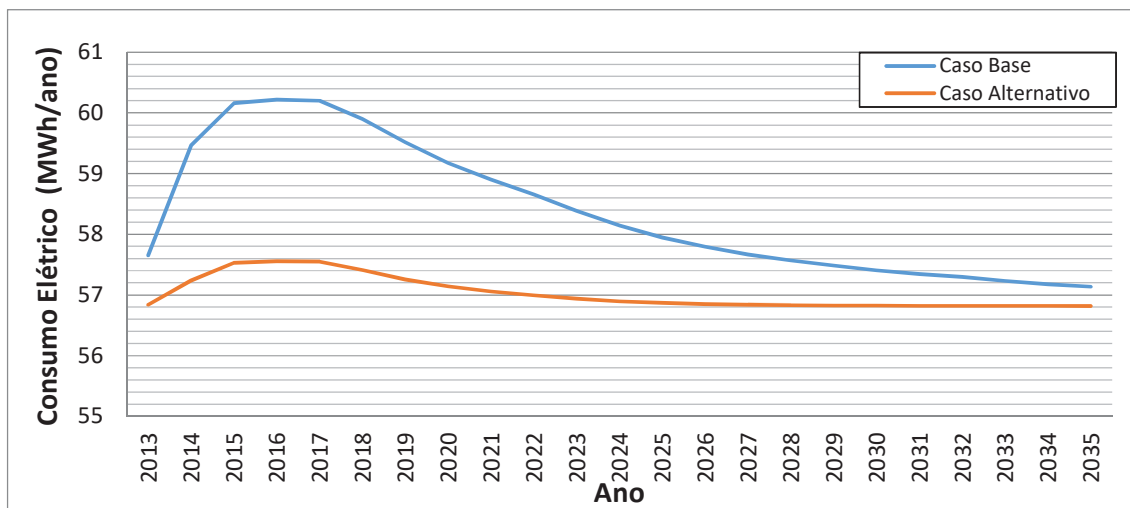


Figura 72 – Consumo de Energia Elétrica por Ano

Para calcular o consumo em MWh foi considerada a operação ininterrupta da plataforma (8.760 horas por ano).

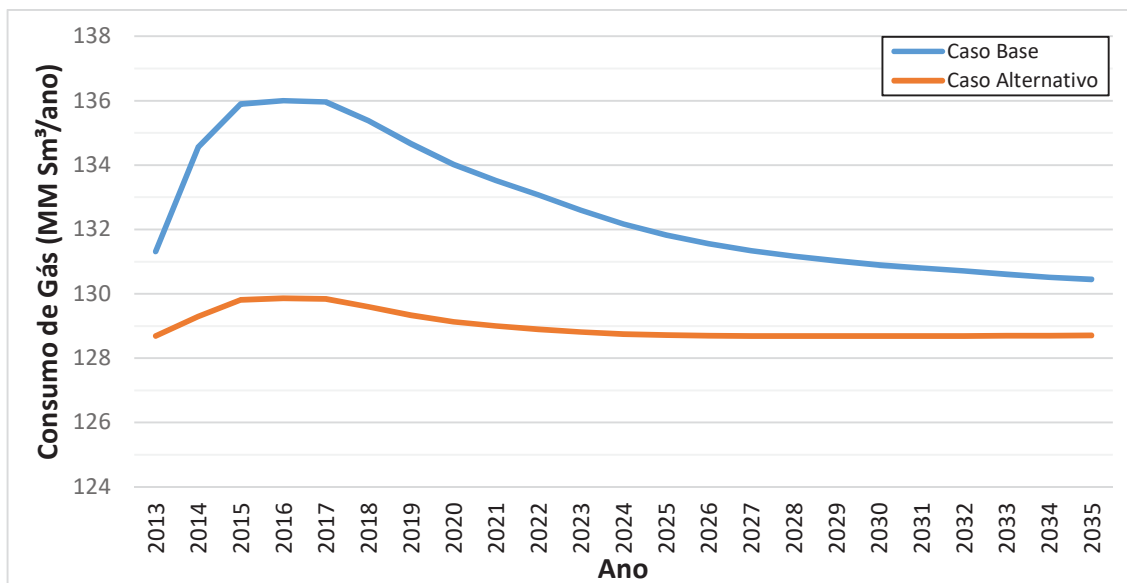


Figura 73 – Consumo de Gás Combustível por Ano

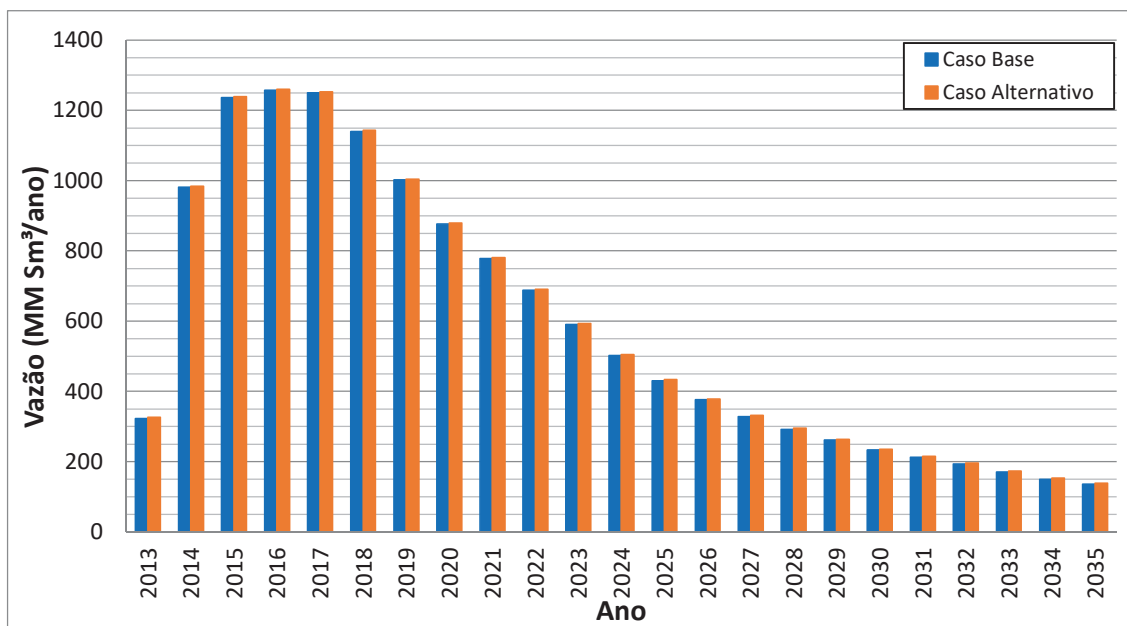


Figura 74 – Exportação de Gás Natural por Ano

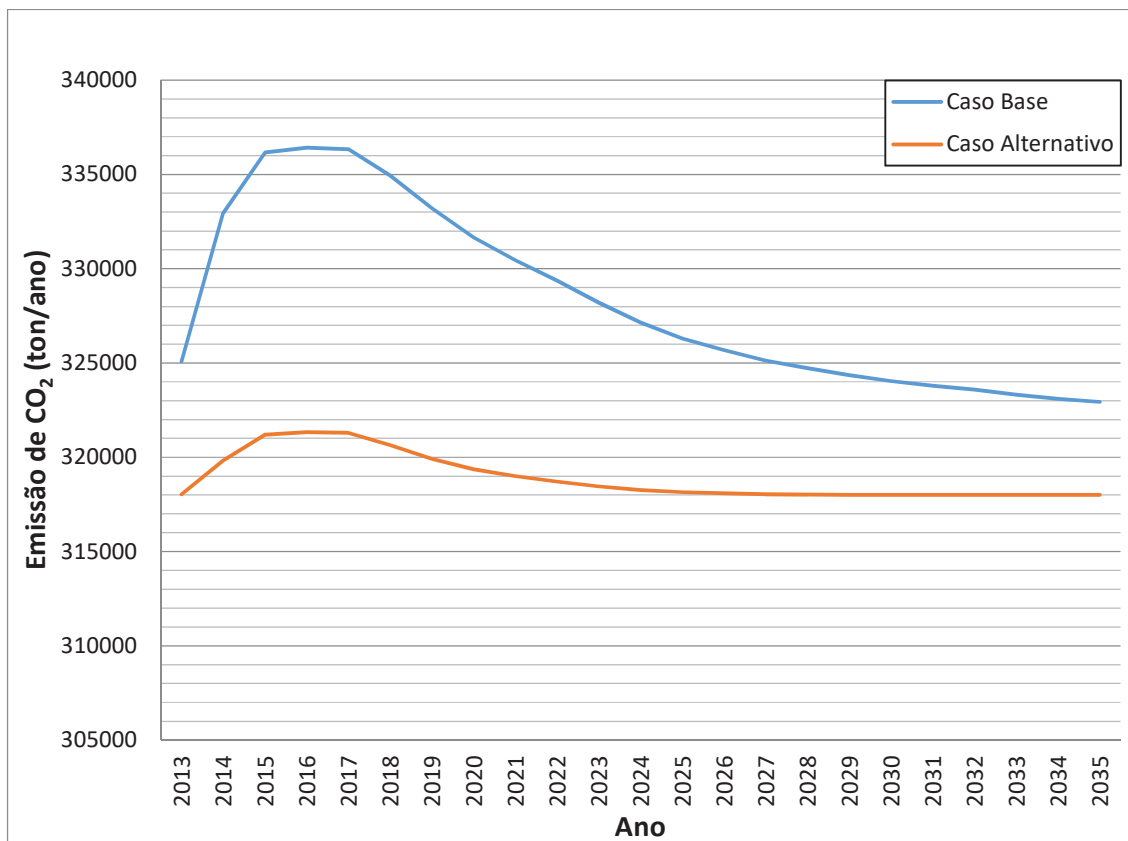


Figura 75 – Emissões de CO₂ por Ano

Como mencionado anteriormente, pela Figura 74 nota-se que, apesar da redução no consumo de gás combustível mostrada na Figura 73, o aumento na exportação de GN foi menor que a diferença entre os dois casos, ficando quase imperceptível. Assim, em termos de incremento de receita por exportação de GN, não foi obtida uma vantagem considerável com o uso da captação de água gelada profunda. A Figura 76 e a Figura 77 mostram um diagrama de Sankey do Caso Base e do Caso Alternativo, nas condições de 100% e 25% da capacidade de processamento de gás. Podemos notar como a corrente de gás combustível é estreita (as larguras das correntes são proporcionais a sua vazão nos diagramas de Sankey) com relação às vazões de gás processado, exportado e exausto. Essa diferença se reduz conforme a vazão de gás que entra na planta (produção de gás) reduz. Por isso, como será mostrado na Figura 80, o aumento na receita se torna um pouco mais expressivo em termos percentuais nos anos onde a produção de gás é menor (início e final da produção do campo).

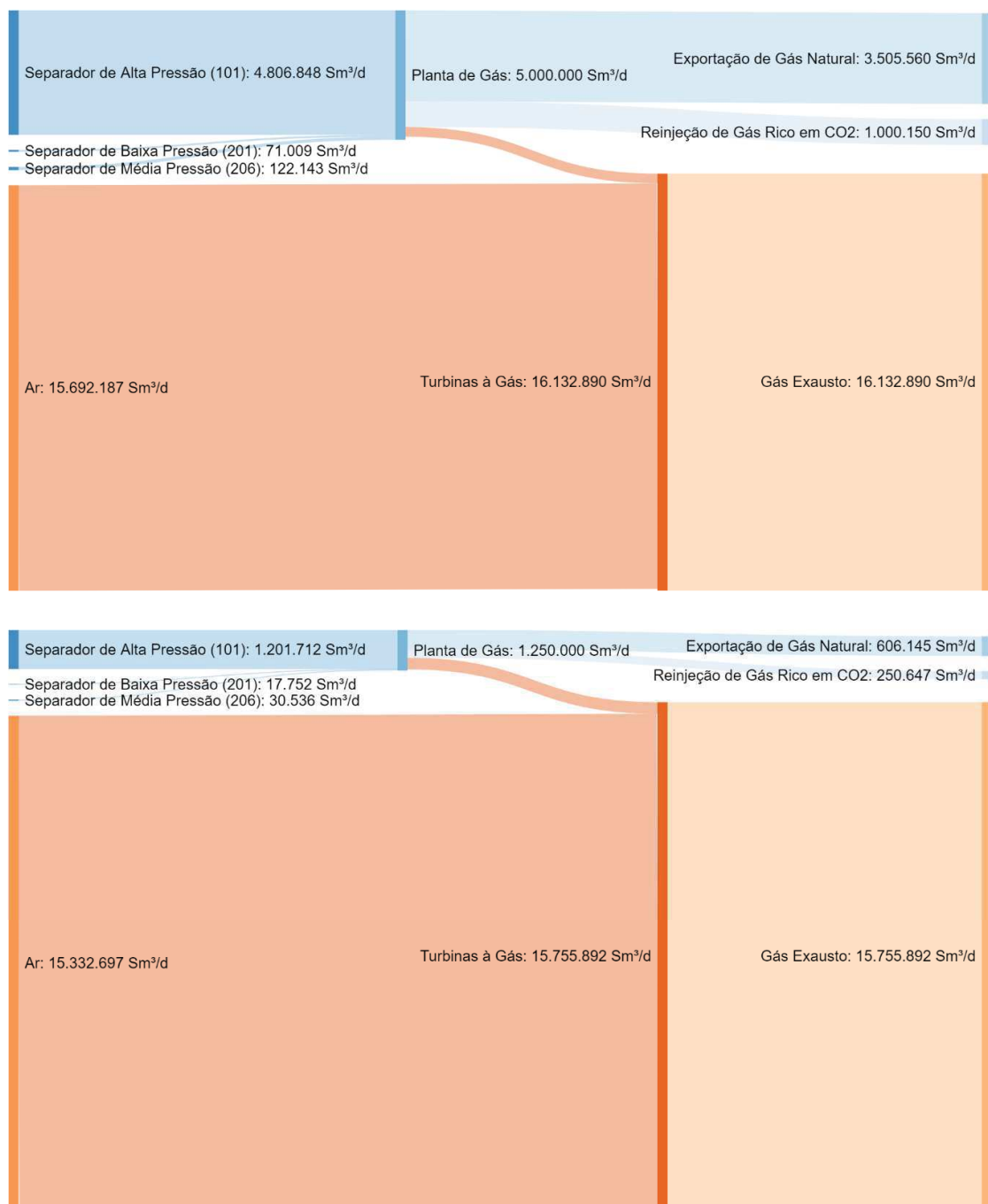


Figura 76 – Diagrama de Sankey – Caso Base 100% e 25%



Figura 77 – Diagrama de Sankey – Caso Alternativo 100% e 25%

Com os resultados de demanda de energia e exportação de gás natural foi possível determinar e comparar a eficiência energética dos dois casos estudados, em termos de MWh/MMSm³ de GN exportado, como apresentado na Figura 78.

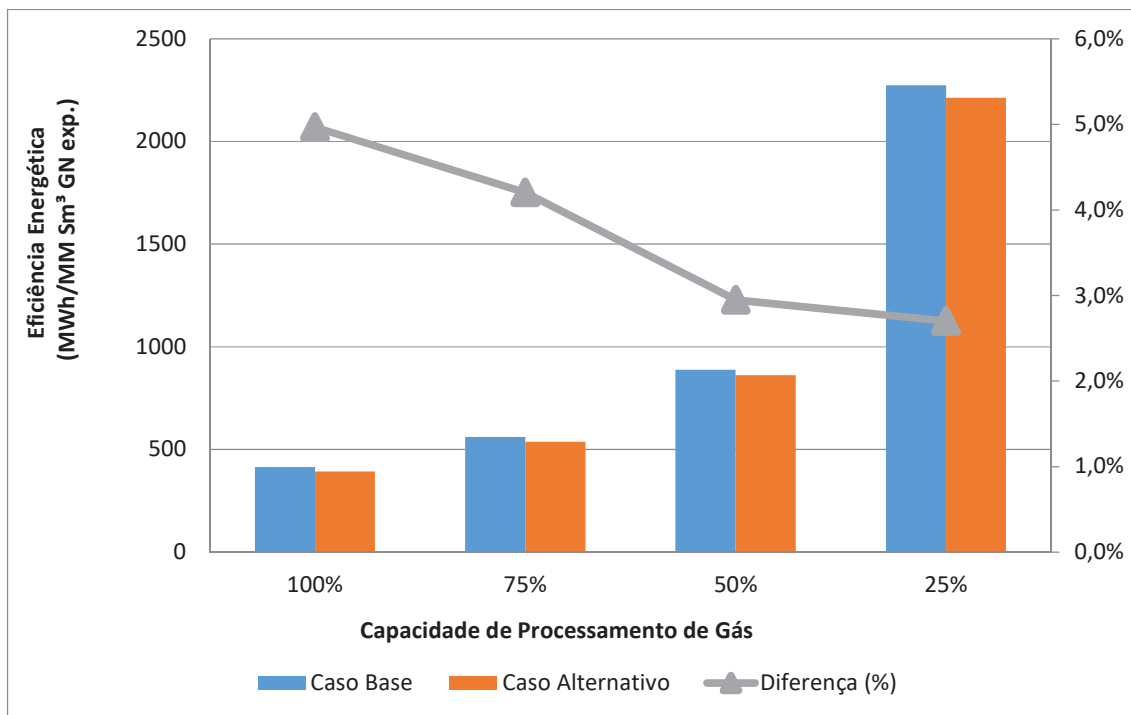


Figura 78 – Comparativo de Eficiência Energética

Apenas para executar a metodologia proposta, será feita uma avaliação do incremento na receita obtido pela exportação extra de gás natural. Considerando-se o valor de GN de 5,97 US\$/MMBTU e o poder calorífico de 38.624 BTU/Sm³ para o caso Base e 38.599 BTU/Sm³ para o Caso Alternativo, o faturamento com GN para cada caso é mostrado na Figura 79.

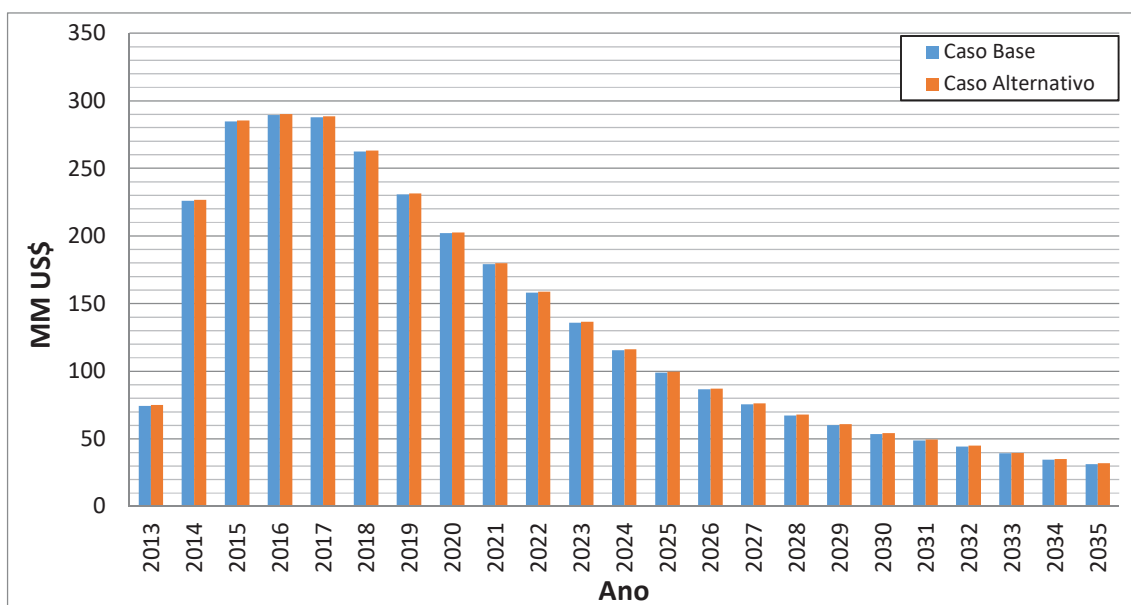


Figura 79 – Faturamento com Venda de Gás Natural por Ano

A Figura 80 resume os ganhos obtidos pela captação profunda de água gelada em termos percentuais.

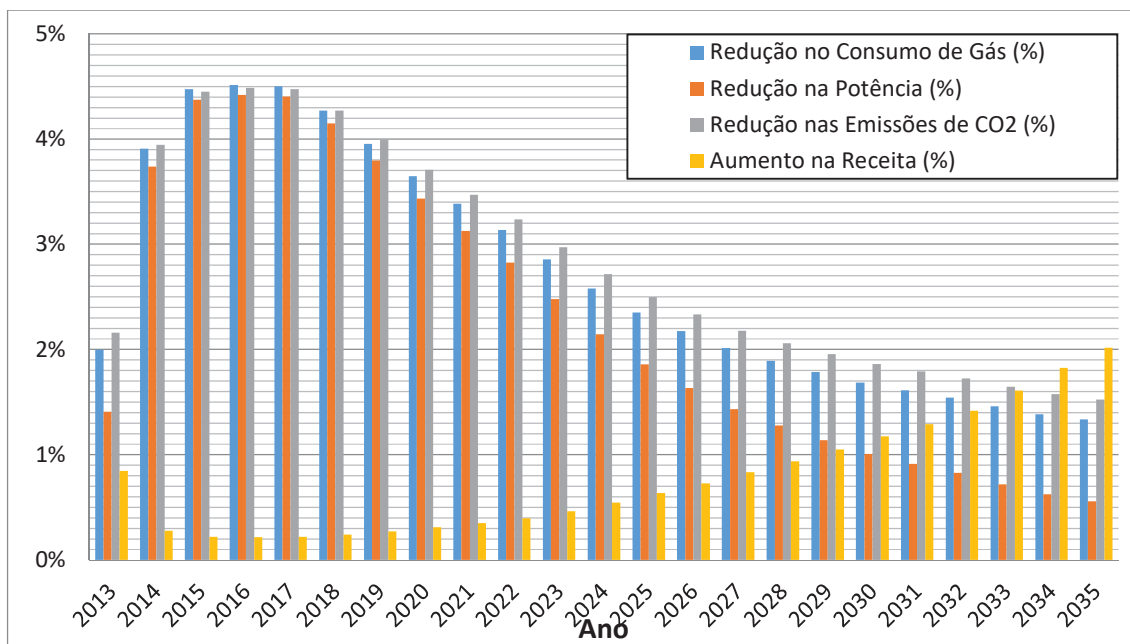


Figura 80 – Resultados do Caso Alternativo - Comparativo Geral por Ano

Fazendo uma análise de sensibilidade, varrendo a faixa de preços de vendas de GN de 2012 a 2016, o aumento na receita poderia variar como mostra a Figura 81.

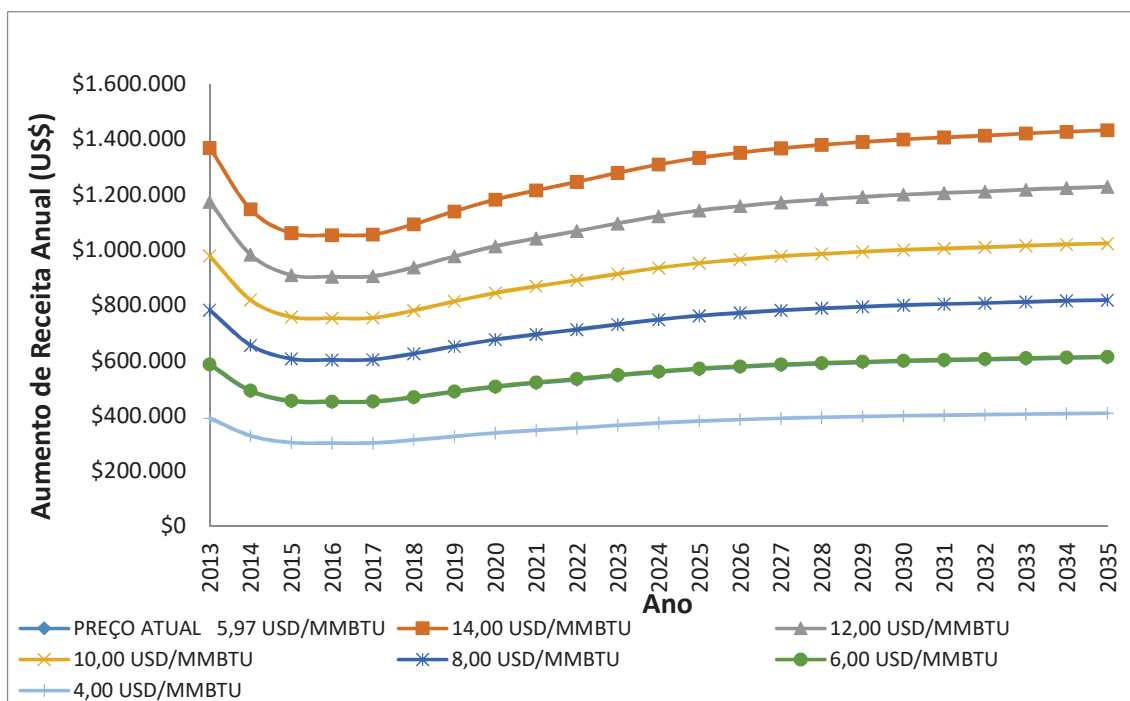


Figura 81 – Análise de Sensibilidade do Aumento na Receita em relação ao Preço de Venda do Gás Natural

Considerando-se o preço atual do gás (5,97 US\$/MMBTU em agosto de 2016), uma receita extra de US\$ 12.569.582,00 seria obtida ao longo dos 23 anos de vida útil do campo. Trazendo o aumento de receita obtido em cada ano a valor presente (VP), considerando-se taxa de 4,5% a.a., o ganho total, ao longo dos 23 anos de operação considerados somam US\$ 7.545.593.

Somando-se o VP do OPEX à redução no CAPEX, que foi de US\$ 14.093.400,00, o benefício total da aplicação da tecnologia de captação de água do mar profunda para fins de resfriamento chegaria a US\$ 21.638.993,00. Considerando-se um câmbio de 3,30 reais por dólar, teríamos quase 71,4 milhões de reais de economia.

À redução de emissões de CO₂ também pode ser atribuído um valor econômico. A Europa, por exemplo, possui um mercado de créditos de carbono. Um dos índices que precificam a tonelada de CO₂ é o *EU Emission Allowances-Secondary Market*, que atualmente está em aproximadamente 5 Euros/tonCO₂eq. Considerando-se a curva de redução nas emissões de CO₂ da Figura 75, e uma conversão de 1,1 Euro por US\$, foi gerada a curva de receitas com créditos de carbono, mostrada na Figura 82.

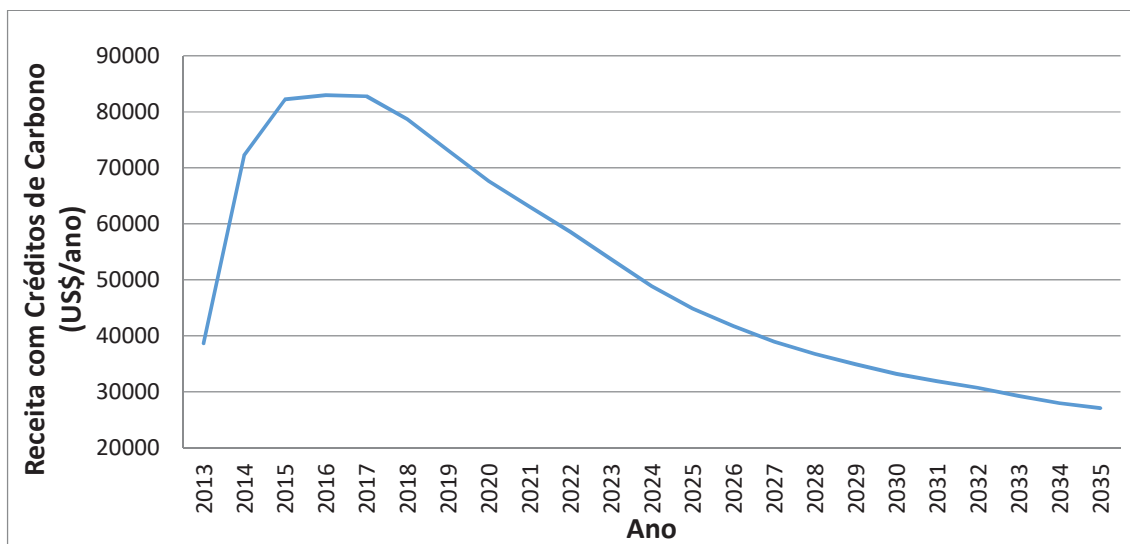


Figura 82 – Receita com Créditos de Carbono Anual

Ao longo dos 23 anos de vida útil do campo seriam obtidos US\$ 1.179.872,43. Isso resulta num VPL de US\$ 791.314,54, considerando uma taxa de 4,5% a.a.

Já considerando um cenário onde ocorra taxaço por emissões de CO₂eq ocorreria um aumento no lucro da operação do FPSO, em virtude do pagamento de

menos taxas. A Figura 83 ilustra essa hipótese, considerando um custo entre 1 - 130 US\$/ton CO₂eq.

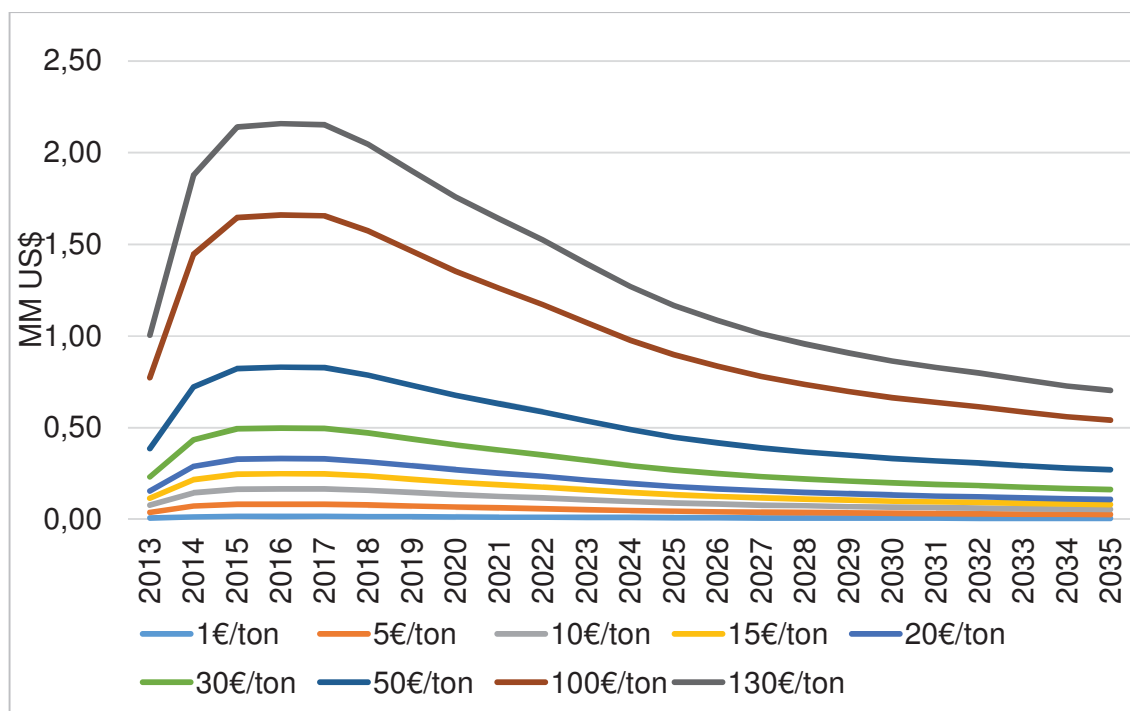


Figura 83 – Lucro Potencial por Redução de Taxação devido a Emissão de CO₂eq

Somando-se as economias ou receitas extras advindas do Caso Alternativo (CAPEX, OPEX, Créditos de Carbono), o benefício econômico total da aplicação da tecnologia de captação de água do mar profunda para fins de resfriamento chegaria a quase 22,4 milhões de dólares em valores presentes. Considerando-se um câmbio de 3,30 R\$ por US\$, teríamos quase 74 milhões de reais.

Vale relembrar que o importante para este estudo comparativo é a economia percentual calculada para cada grupo de equipamentos avaliado. Os valores absolutos encontrados para o CAPEX foram estimados utilizando softwares criados para estimar custos de instalações *onshore*. Os custos diretos de equipamentos *offshore* podem ser muito superiores aos estimados neste trabalho.

Outra consideração a ser feita é que os resultados encontrados são válidos para um FPSO com as características do Cidade de Paraty, (capacidade de 5MMSm³/d, ajuste de Ponto de Orvalho por Ciclo de Refrigeração, Injeção de CO₂, Exportação de Gás). Variações nessas características podem aumentar ou reduzir a atratividade econômica do sistema alternativo de captação de água do mar. De forma geral, quanto maior a potência total dos compressores da planta de gás mais atrativa será a captação de água profunda.

5 CONCLUSÕES

Foi estudada a viabilidade técnica de se captar água gelada (4°C), a altas profundidades (900 m), para o resfriamento indireto dos gases processados no FPSO Cidade de Paraty, projetado para operar no Pré-Sal da Bacia de Santos. Foi mostrado um estudos avançado neste sentido, mas a aplicação em escala real ainda não foi testada. As perdas de carga por atrito são críticas para evitar cavitação nas bombas de captação, em função do NPSH mínimo requerido pelas mesmas. Adicionalmente, a conexão dos dutos de captação ao FPSO ainda deve ser desenvolvida e testada em escala real. Como alternativa, foi proposta a utilização de bombas subsea (instaladas no leito marinho) para levar a água fria, por risers, até a planta de processamento. Apesar de mais cara, essa alternativa não teria nenhuma restrição quanto a perdas de carga e NPSH requerido. Porém, o CAPEX desta opção pode ser proibitivo, consumindo toda a economia proporcionada pelo uso de água mais gelada.

Na hipótese de ser possível tal captação de água e disponibilização de uma água a 4°C para resfriamento indireto da água de resfriamento da planta de processamento primário de gás natural, avaliou-se o efeito dessa alteração nos parâmetros de processo, nos custos e peso da planta de processamento primário, no sistema de geração de energia elétrica (turbinas a gás) e nas emissões de CO₂ do FPSO.

No Caso Alternativo (que utiliza captação de água profunda - 4°C), houve uma redução na potência dos compressores entre 9,2% e 3,0%, dependendo da vazão de gás processada (100% e 25% respectivamente). A redução na potência total de projeto dos compressores, que é diretamente relacionada ao CAPEX e peso, foi de 9,0% aproximadamente. A redução de CAPEX e peso com compressores foi de aproximadamente 12%, evidenciando a relação diretamente proporcional entre potência, CAPEX e peso.

Além disso, o ajuste de HCDP do gás foi feito por resfriamento direto com água, em um trocador Casco e Tubos. Com isso, não foi necessário utilizar o ciclo de refrigeração. Basicamente isso dispensou a aquisição de 1 compressor e 3 trocadores de calor. A redução de CAPEX foi de US\$ 1.639.600,00. A redução de peso foi de apenas 1,84 toneladas, pois o resfriador de gás para ajuste de HCDP utilizando apenas água do mar é muito pesado, devido à grande área de troca térmica requerida, fruto de diferenças de temperatura muito pequenas entre os fluidos. Não foram

estimadas reduções de custos operacionais devido à substituição de um ciclo de refrigeração por um trocador de calor, mas com certeza existe uma diferença considerável em favor do Caso Alternativo.

A redução na potência dos compressores, proporcionada pela redução na temperatura da água de resfriamento, também possibilitou uma redução de 2,8 MW, ou aproximadamente 4%, na potência de projeto dos turbo geradores de energia elétrica, o que resultou em \$ 2,931,000.00 (3,8%) de redução em CAPEX e 44 toneladas (5%) no peso do conjunto de geração de energia para o FPSO.

Com relação aos Trocadores de Calor, em geral, a carga térmica do Caso Alternativo diminuiu e o LMTD aumentou. O Coeficiente Global de Troca Térmica foi semelhante em ambos os casos. Analisando em separado os trocadores Casco e Tubos da planta de gás, houve uma redução de 29% na área de troca térmica e de 27% (142 toneladas) no peso. O Permutador de Placas SHX-801 (Água do Mar/Água de Resfriamento) do Caso Alternativo teve um aumento de 24% em sua área e de 14% em seu peso (16,6 toneladas), principalmente em virtude de uma redução em seu LMTD. Assim, a área total de troca térmica do Caso Alternativo reduziu apenas 1,6% com relação ao Caso Base. Porém, isso não resultou em aumento de CAPEX por parte dos trocadores de calor do Caso Alternativo. Apesar da área total de troca térmica requerida nos dois casos ser praticamente igual, houve uma redução de 21% (US\$ 7.690.700,00) no CAPEX dos trocadores do Caso Alternativo. Essa foi a maior economia nominal e percentual, sendo superior até à obtida com compressores. Isso se explica pelos materiais nobres e classes de pressão elevada dos trocadores da planta de gás, que como já mencionado, tiveram redução expressiva na área total de troca térmica.

Assim, conclui-se que, em geral, o impacto de variações na área dos permutadores a placas (Água do Mar/Água de Resfriamento) tem um peso muito menor no CAPEX, do que variações de mesma magnitude nos trocadores que processam gás.

Outro benefício, decorrente da possibilidade de se resfriar mais o gás, foi a redução de 6,4% na concentração de água da corrente que entra no módulo de Desidratação de Gases por Peneiras Moleculares (G007). Porém, o reflexo econômico desta economia não foi determinado, em função da falta de referências para se dimensionar tal sistema.

A redução total no CAPEX do Caso Alternativo foi de aproximadamente 15 milhões de dólares (9,5%), com relação ao Caso Base. Em valores absolutos, a maior economia veio dos trocadores de calor, que representaram apenas entre 20% e 23% do CAPEX total. Percentualmente, a maior economia também veio dos trocadores de calor.

O custo do sistema de dutos flexíveis de captação profunda de água do mar foi estimado em US\$ 912.000,00. Ele representaria apenas 6,1% da economia de CAPEX obtida. Essa estimativa considerou tubos comerciais de HDPE, sem qualquer reforço estrutural para resistir ao ambiente offshore (esforços mecânicos devido a ondas e correntes, ambiente salino, exposição a raios solares). Com isso haveria necessidade de reposição frequente dos tubos. Feita essa ressalva, a economia real seria de US\$ 13.637.400,00. O FPSO Cidade de Caraguatatuba, que tem capacidade de processamento semelhante à do Cidade de Paraty e também foi projetado para operar no Pré-Sal, custou US\$ 1,6 Bilhão. Considerando este custo, a economia de CAPEX obtida pela captação de água profunda foi de aproximadamente 0,85%.

Por sua vez, a redução de peso total no Caso Alternativo foi de aproximadamente 226 toneladas ou 14,4% em comparação ao Caso Base. O FPSO Cidade de Paraty tem 14.000 toneladas de *topsides*. Assim, a redução de peso total obtida no Caso Alternativo chega a 1,6%.

Quanto ao OPEX, considerando-se o preço atual do gás (5,97 US\$/MMBTU em agosto de 2016), uma receita extra de US\$ 12.569.582,00 seria obtida ao longo dos 23 anos de vida útil do campo. Trazendo o aumento de receita obtido em cada ano a valor presente (VP), considerando-se uma taxa de juros de 4,5% a.a. o ganho total, ao longo dos 23 anos de operação considerados, é de US\$ 7.545.593.

Somando-se o VP do OPEX à redução no CAPEX, que foi de US\$ 13.637.400,00, o benefício total da aplicação da tecnologia de captação de água do mar profunda para fins de resfriamento chegaria a US\$ 21.182.993,00. Considerando-se um câmbio de 3,30 R\$ por US\$, tem-se quase 70 milhões de reais de economia.

Vale relembrar que o importante para este estudo comparativo é a economia percentual calculada para cada grupo de equipamentos avaliado. Os valores absolutos encontrados para o CAPEX foram estimados utilizando *softwares* criados para estimar custos de instalações *onshore*. Os custos diretos de equipamentos *offshore* podem ser muito superiores aos estimados neste trabalho.

Outra consideração a ser feita é que os resultados encontrados são válidos para um FPSO com as características do Cidade de Paraty, (capacidade de 5MMSm³/d, ajuste de HCDP por Ciclo de Refrigeração, Injeção de CO₂, Exportação de Gás). Variações nessas características podem aumentar ou reduzir a atratividade econômica do sistema alternativo de captação de água do mar. De forma geral, quanto maior a potência total dos compressores da planta de gás mais atrativa será a captação de água profunda.

Devido à redução no consumo de energia e consequente queima de gás combustível, houve uma redução expressiva nas emissões de CO₂. A redução foi entre 1,5% e 4,5% por ano, dependendo da capacidade de processamento de gás utilizada. Ao longo dos 23 anos a redução seria de 214.522 toneladas de CO₂. Se for feita a venda de créditos de carbono, seriam obtidos US\$ 1.179.872,43 ou US\$ 791.314,54, descontando a inflação anual.

6 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Investigar ou desenvolver uma metodologia específica para estimativa de custos de equipamentos *offshore*, principalmente que trabalham com altíssimas pressões (acima de 200 bar).

Dimensionar o sistema de Desidratação de GN via peneira molecular para os Casos Base e Alternativo, afim de estimar a redução de custos (CAPEX e OPEX) proveniente da redução da composição de água em no Caso Alternativo.

Avaliar os efeitos da redução da temperatura do gás, caso o Ajuste de HCDP fosse feito por Válvula Joule-Thomson. Esse sistema requer uma compressão até 9.000 kPa no compressor principal A, ao invés dos 5.000 kPa, requeridos quando é utilizado ciclo de refrigeração.

Fazer uma análise de sensibilidade para estimar a redução de potência e custo em FPSO com capacidade de processamento de gás diferentes, por exemplo, entre 3 e 10 MM Sm³/d.

Estudar de maneira mais detalhada o sistema de captação profunda de água do mar. O objetivo é determinar de maneira mais precisa a temperatura com que a água estaria disponível no trocador a placas e as perdas de carga na sucção da bomba de captação de água do mar. Assim seria possível comprovar a viabilidade técnica (do ponto de vista de processo) dessa alternativa, que economicamente é a mais interessante.

Levantar junto a fornecedores, os custos de aquisição e instalação de bombas *subsea*, *risers* e trocadores de calor *subsea*. Assim, caso a hipótese de captação profunda não se mostre viável tecnicamente, poderia ser verificada a viabilidade econômica da utilização do bombeamento *subsea* de água do mar ou do resfriamento *subsea* de água de resfriamento.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDEL-AAL, H.K.; **AGGOUR**, Mohamed; **FAHIM**, M.A (2003) *Petroleum and Gas Field Processing*, Marcel Dekker, Inc., New York, 2003

ARCHER, Eirik; **BJORN**, Marius; *A Subsea Cooling apparatus and Separately Retrievable Submersible Pump Module for a Submerged Heat Exchanger. Pedido de Privilégio de Invenção... WO2012/141599 A1* Out. 2012.

BAKER, Richard; **LOKHANDWALA**, Kaaeid (2007) *Natural Gas Processing with Membranes: An Overview* Membrane Technology and Research, Inc. 2007, California. Disponível em: <www.sciencedirect.com> Acesso em 24/04/2014

BJØRGE *Rotating Equipment Solution* Disponível em: <<http://www.mopartners.com.br/english/wp-content/uploads/2011/07/Installation-List-Seawater-Lift-Pumps.pdf>> Acesso em:01/07/2014.

BLOG FATOS E DADOS (2013) *Começa a Produção na Área de Lula nordeste, no Pré-Sal da Bacia de Santos.* Disponível em: <<http://fatosedados.blogspotbras.com.br>> Acesso em: 22/04/2014.

BRANDÃO, F.E.N. et al. (2006) *Albacora Leste Field Development – FPSO P-50 Systems and Facilities*. In: Offshore Technology Conference, 14, Houston, 2006. Disponível em: <<http://e-book.lib.sjtu.edu.cn/otc-2006/pdfs/otc18242.pdf>> Acesso em: 01/07/2014.

BROYDEN, C. G. (1965) *A Class of Methods for Solving Nonlinear Simultaneous Equations*. Math. Comp. 19, 577-593. Disponível em: <<http://www.ams.org/journals/mcom/1965-19-092/S0025-5718-1965-0198670-6/S0025-5718-1965-0198670-6.pdf>> Acesso em: 01/07/2015.

CAMPBELL, John M.; **MADDOX**, Robert N. *Gas Conditioning and Processing: Volume 2 - The Equipment Modules*. 7ª Edição. Campbell Petroleum Series, Oklahoma, 1992.

EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1. Disponível em <<http://licenciamento.ibama.gov.br/Petroleo>>. Acesso em 13/09/2013.

EMBRACO (1996) Utilização do R134a em Sistemas Herméticos de Refrigeração LBP. **Informativo Técnico...** Disponível em: <<http://www.embraco.com/DesktopModules/DownloadsAdmin/Arquivos/93401.pdf>> Acesso em: 24/04/2014.

ERIKSEN, Håkon (2010) *Development of Calculation Model for Heat Exchangers in Subsea Systems..* Dissertação (Mestrado em Energy and Environment) – Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology. Jun. 2010. Disponível em: <<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:347980/FULLTEXT01.pdf>> Acesso em 16/01/2014.

EUREKA (2014) *Eureka Sea Water Lift Pumps.* Disponível em: <http://www.eureka.no/wpcontent/uploads/2014/03/0060_BPUM_br_Seawaterlift_web.pdf> Acesso em 15/06/2014.

GASNET (2011) *Em vez de descartar, reinjetar.* Disponível em: <<http://www.gasnet.com.br/conteudo/12453>> Acesso em 24/04/2014.

GPSA (2004) *Gas Process Suppliers Association Engineering Data Book*, Volume I, 12ª Edição – 2004.

GYLLENHAMMAR, Svenn E. (2012) *Evaluation of Process Cooling in Subsea Separation, Boosting and Injection System.* Dissertação (Mestrado em Product Design and Manufacturing) – Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology. Jun. 2012. Disponível em: <<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:566222/FULLTEXT01.pdf>>. Acesso em: 16/01/2014.

IBP (2009). *Informativo sobre o Pré-Sal* Disponível em: <http://www.ibp.org.br/main.asp?Team={D16EC88C-F8C0-42B0-8FA39F24B3036F82}>. Acesso em: 17/04/2014.

IMA (2013) *FPS Orders 2013 Planilha Eletrônica...* Disponível em: <<http://www.imastudies.com>> Acesso em: 20/07/2014.

KUZEYBORU (2014) *HDPE 100 Pipes, 2014 Price List* Disponível em: <<http://www.kuzeyboru.com.tr/userfiles/file/pe%20100%20boru%20fiyat%20listesi%20price%20list%202014.pdf>> Acesso em: 20/07/2014.

LEITE, Mauro de M. (2013) *Sistemas Navais Offshore e Sistema de Utilidades Associados. Apostila...* Pós-Graduação em Engenharia de Processos Upstream, 2013, Gestore, UFRJ, Rio de Janeiro.

LIMA, Paulo C. R.(2009) *O Pré-Sal e o Aquecimento Global*. Câmara dos Deputados, Consultoria Legislativa, 2009, Brasília. Disponível em: <http://bd.camara.gov.br/bd/bitstream/handle/bdcamara/3383/presal_aquecimento_li ma.pdf>. Acesso em: 17/04/2014.

MARCELLOS; Caio F.C.; **DA SILVA**, Camila H.L.; **KABOUK**, Nicola B. (2011). *Processamento de Gás Natural e Recuperação Avançada de Petróleo (EOR) de Águas Ultraprofundas com CO₂*. Trabalho de Conclusão de Curso – (Graduação)-Escola de Química, UFRJ, Abr. 2011.

MARTINS ET. AL (2014) *FPSO Campo de Libra*. Disponível em: http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2014/RafaelFachini+BrunoDelfino/relat2/relat2_completo.htm . Acesso em: 12/07/2016.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (2016). Boletim Mensal de Acompanhamento da Indústria de Gás Natural nº 111 - maio de 2016. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/10584/3821524/Boletim_Gas_Natural_nr_111_MAIO_16.pdf/5380b4a2-f89d-459f-a3a7-4cf4581453e8> Acesso em: 05/08/2016.

MI-SWACO. *Sulfatreat T*. Disponível em: <http://www.slb.com/services/miswaco/services/production_technologies/purification_solutions/hydrogen_sulfide_removal/sulfatreat.aspx?t=2> Acesso em 01/05/2014.

MOKHATAB, Saeid et al. (2012) *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*. 2ª Edição – GPP - 2012.

MORAIS, José M.(2013) *PETRÓLEO EM ÁGUAS PROFUNDAS - Uma história tecnológica da PETROBRAS na exploração e produção offshore*. Disponível em: <<http://repositorio.ipea.gov.br>> Acesso em: 23/04/2014.

NUNES, Giovani C. (2013) *Processamento Primário de Petróleo. Apostila...* Pós-Graduação em Engenharia de Processos Upstream, Gestore, 2013, UFRJ, Rio de Janeiro.

ONE SUBSEA *One Subsea Pumps and Subsea Processing Systems*. Disponível em: <https://www.slb.com/~/media/Files/onesubsea/brochures/pumps_brochure.pdf> Acesso em: 16/06/2014.

PETROBRAS (2014), *Nossas Atividades*. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/>>. Acesso em 16/04/2014.

PINTO, Diego D.; **ARAÚJO**, Ofélia de Q.F.; **MEDEIROS**, José L. de. *Curso de Membranas. Módulo 1: Conceitos Básicos*. Nov. 2009. H2CIN, UFRJ. Disponível em: <<http://www.google.com.br/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&ved=0CCEQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.h2cin.org.br%2Fdownload%2F%3Fh2cin-apostila-de-membranas.pdf&ei=EezOU-jdL82syAS37Ilo&usg=AFQjCNEAbsKH-mjK5Sqo-lhvQtgkOdeXJw&bvm=bv.71198958,d.aWw>> Acesso em 01/05/2014.

PORTAL MARÍTIMO (2011) *US\$ 70 bi – Segundo BG, este será o custo da perfuração em Lula e Guará*. Disponível em: <<http://portalmaritimo.com/2011/04/29/us-70-bi-segundo-bg-este-sera-o-custo-da-perfuracao-em-lula-e-guara/>> Acesso em: 01/07/2014.

RIMA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 2 Disponível em <<http://licenciamento.ibama.gov.br/Petroleo>>. Acesso em 13/09/2013.

ROGEZ, Franck (2012) *Deep large seawater intakes: a common solution for Floating LNG in oil & gas industry and OTEC in marine renewable energy*. In: 4th International Conference on Ocean Energy, 6, Dublin, 2012. **Anais eletrônicos...** Disponível em : <www.sciencedirect.com>. Acesso em: 16/01/2014

SBM OFFSHORE (2013) *Currents*, 7ª Edição, Abril de 2013. Disponível em: <http://www.sbmoffshore.com/wp-content/uploads/2013/04/currents-April-2013.pdf> Acesso em 24/04/2014

SBM OFFSHORE (2015) *Currents*, 11ª Edição, Outubro de 2015. Disponível em: http://www.sbmoffshore.com/wp-content/uploads/2015/10/Currents11_OCT_15_17-low-res.pdf . Acesso em 22/07/2016

SHARMA, Bhargav (2012). *Uop Separex Membrane Systems*. In: AIChE Spring Meeting, 2012, Houston. Disponível em: <<http://www.aiche-fpd.org/listing/139.pdf>> Acesso em 24/04/2014

SIQUEIRA, Cláudia (2009) *Pré-Sal - Notas & Informações*. Revista Brasil Energia Jun. 2009. Disponível em: <www.cogen.com.br/workshop/2009/Pre_Sal_Notas_Informacoes.pdf 05/06/2009>. Acesso em 23/04/2014.

STEN-HALVORSEN, Vidar; **BAGGERUD**, Erik; **HOLLINGSAETER**, Terje. KONGSBER SUBSEA AS. *Subsea Cooler*. **Pedido de Privilégio de Invenção...** WO2008/147219 A2. Dez. 2008.

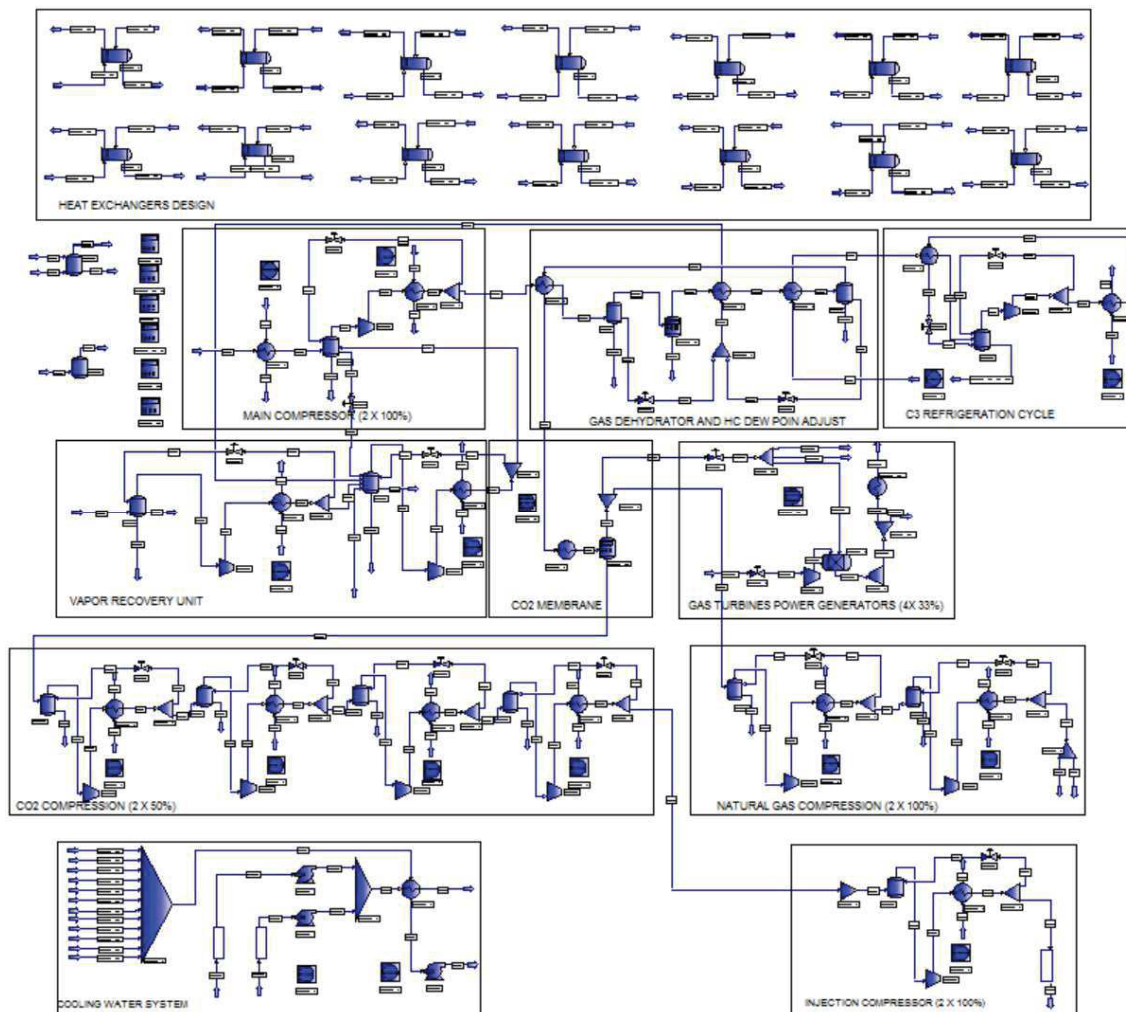
SULZER (2014) *BBS Double Suction Between Bearing Single Stage Process Pump ISO 13709 (API 610) Type BB2* Disponível em: <<http://www.sulzer.com/en/Products-and-Services/Pumps-and-Systems/Single-Stage-Pumps/API610-and-ISO-13709-Pumps/BBS-and-CD-Between-Bearings-Single-Stage-Pumps>> Acesso em: 01/07/2014.

TURTON, R. B. (2009). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. 3ª Edição. Prentice Hall, New Jersey, 2009.

UOP *An Introduction to Zeolite Molecular Sieves*. Disponível em: <http://www.eltrex.pl/pdf/karty/adsorbenty/ENG_Introduction%20to%20Zeolite%20Molecular%20Sieves.pdf> Acesso em: 24/04/2014.

APÊNDICE I

I.1) Sequência de Cálculo Caso Base



SEQ	DESCRIPTION	
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-101'	<--+
1	HX 'SHX-101'	
2	CONTROLLER 'SVC-101'	
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-101'	-->+
	BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP1'	<-----+
3	FLASH 'F-101'	
4	VALVE 'V-101'	
5	COMPRESSOR 'C-101'	
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-102'	<--+
6	HX 'SHX-102'	
7	CONTROLLER 'SVC-102'	
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-102'	-->+
8	SPLITTER 'SPL-101'	
9	VALVE 'V-102'	
10	FLASH 'F-301'	
11	VALVE 'V-301'	
12	STRM CALC 'MSD-301'	
13	HX 'SHX-301'	
14	HX 'SHX-302'	
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-901'	<--+
15	HX 'SHX-303'	
16	CONTROLLER 'SVC-901'	
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-901'	-->+
17	HX 'SHX-901'	
18	FLASH 'F-901'	
19	COMPRESSOR 'C-901'	
20	SPLITTER 'SPL-901'	
21	VALVE 'V-902'	
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-902'	<--+
22	HX 'SHX-902'	
23	VALVE 'V-901'	
24	CONTROLLER 'SVC-902'	
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-902'	-->+
25	FLASH 'F-302'	
26	VALVE 'V-302'	
27	MIXER 'MIX-301'	
28	FLASH 'F-201'	
29	COMPRESSOR 'C-201'	
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-201'	<--+
30	HX 'SHX-201'	


```

31 CONTROLLER 'SVC-201'          | |
   | END CONTROL LOOP FOR 'SVC-201'  -->+ |
32 SPLITTER 'SPL-201'          | |
33 VALVE 'V-201'              | |
34 COMPRESSOR 'C-202'         | |
   | BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-202' <--+ |
35 HX 'SHX-202'              | |
36 CONTROLLER 'SVC-202'      | |
   | END CONTROL LOOP FOR 'SVC-202'  -->+ |
37 SPLITTER 'SPL-202'          | |
38 VALVE 'V-202'              | |
39 FLASH 'F-202'             | |
   | END RECYCLE LOOP 'LOOP1'        ----->+
   | BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-401'     <--+
40 HX 'SHX-401'              | |
41 STRM CALC 'MEM-401'       | |
42 FLASH 'F-002'            | |
43 MVC 'MVC-401'             | |
   | END MVC LOOP FOR 'MVC-401'      -->+
   | BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-1001A'  <-----+
44 SPLITTER 'SPL-401'          | |
45 FLASH 'F-003'            | |
46 VALVE 'V-1001'           | |
47 SPLITTER 'SPL-1001'       | |
48 VALVE 'V-1002A'          | |
49 COMPRESSOR 'C-1001A'      | |
50 CONV REAC 'R-1001A'       | |
   | BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP2'      <--+ |
51 EXPANDER 'T-1001A'        | |
52 SPLITTER 'SPL-1002A'     | |
53 HX 'SHX-1001A'           | |
   | END RECYCLE LOOP 'LOOP2'      -->+ |
54 MVC 'MVC-1001A'          | |
   | END MVC LOOP FOR 'MVC-1001A'    ----->+
   | BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP3'     <-----+
55 FLASH 'F-501'            | |
56 COMPRESSOR 'C-501'       | |
   | BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-501' <--+ |
57 HX 'SHX-501'              | |
58 CONTROLLER 'SVC-501'     | |
   | END CONTROL LOOP FOR 'SVC-501'  -->+ |
59 SPLITTER 'SPL-501'        | |
60 VALVE 'V-501'            | |
   | END RECYCLE LOOP 'LOOP3'      ----->+

```

```

| BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP4' | <-----+
61 FLASH 'F-502' | |
62 COMPRESSOR 'C-502' | |
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-502' | <--+ |
63 HX 'SHX-502' | |
64 CONTROLLER 'SVC-502' | |
| END CONTROL LOOP FOR 'SVC-502' | -->+ |
65 SPLITTER 'SPL-502' | |
66 VALVE 'V-502' | |
| END RECYCLE LOOP 'LOOP4' | ----->+
67 SPLITTER 'SPL-503' | |
| BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP5' | <-----+
68 FLASH 'F-601' | |
69 COMPRESSOR 'C-601' | |
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-601' | <--+ |
70 HX 'SHX-601' | |
71 CONTROLLER 'SVC-601' | |
| END CONTROL LOOP FOR 'SVC-601' | -->+ |
72 SPLITTER 'SPL-601' | |
73 VALVE 'V-601' | |
| END RECYCLE LOOP 'LOOP5' | ----->+
| BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP6' | <-----+
74 FLASH 'F-602' | |
75 COMPRESSOR 'C-602' | |
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-602' | <--+ |
76 HX 'SHX-602' | |
77 CONTROLLER 'SVC-602' | |
| END CONTROL LOOP FOR 'SVC-602' | -->+ |
78 SPLITTER 'SPL-602' | |
79 VALVE 'V-602' | |
| END RECYCLE LOOP 'LOOP6' | ----->+
| BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP7' | <-----+
80 FLASH 'F-603' | |
81 COMPRESSOR 'C-603' | |
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-603' | <--+ |
82 HX 'SHX-603' | |
83 CONTROLLER 'SVC-603' | |
| END CONTROL LOOP FOR 'SVC-603' | -->+ |
84 SPLITTER 'SPL-603' | |
85 VALVE 'V-603' | |
| END RECYCLE LOOP 'LOOP7' | ----->+
| BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP8' | <-----+
86 FLASH 'F-604' | |
87 COMPRESSOR 'C-604' | |

```



```

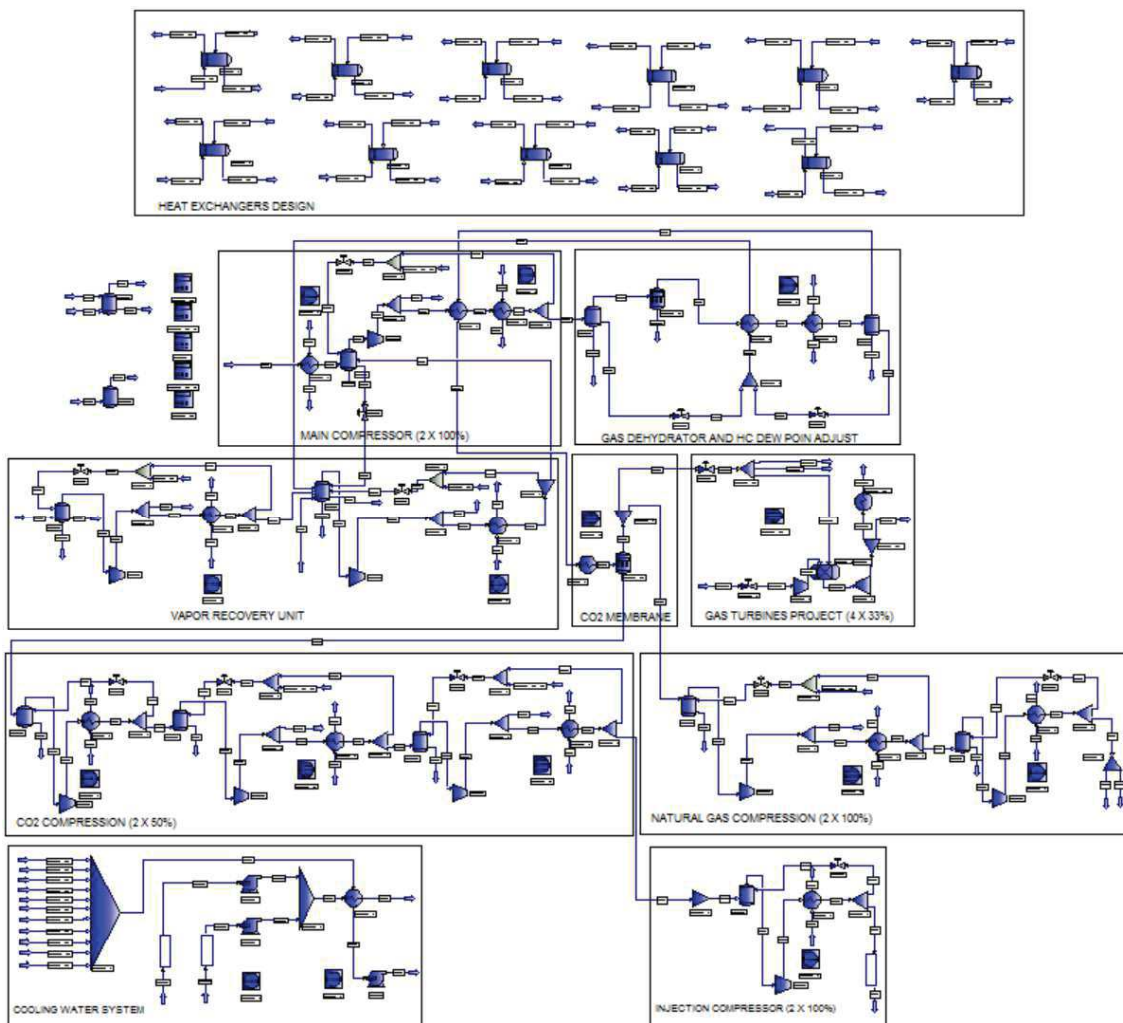
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-604' <--+ |
88 HX 'SHX-604' | |
89 CONTROLLER 'SVC-604' | |
| END CONTROL LOOP FOR 'SVC-604' -->+ |
90 SPLITTER 'SPL-604' | |
91 VALVE 'V-604' | |
92 MIXER 'MIX-701' | |
| END RECYCLE LOOP 'LOOP8' ----->+
| BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP9' <-----+
93 FLASH 'F-701' | |
94 COMPRESSOR 'C-701' | |
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-701' <--+ |
95 HX 'SHX-701' | |
96 CONTROLLER 'SVC-701' | |
| END CONTROL LOOP FOR 'SVC-701' -->+ |
97 SPLITTER 'SPL-701' | |
98 VALVE 'V-701' | |
| END RECYCLE LOOP 'LOOP9' ----->+
99 PIPE 'PIP-701'
100 RIG HX 'RHX-101'
101 RIG HX 'RHX-102'
102 RIG HX 'RHX-201'
103 RIG HX 'RHX-202'
104 RIG HX 'RHX-301'
105 RIG HX 'RHX-302'
106 RIG HX 'RHX-303'
107 RIG HX 'RHX-501'
108 RIG HX 'RHX-502'
109 RIG HX 'RHX-601'
110 RIG HX 'RHX-602'
111 RIG HX 'RHX-603'
112 RIG HX 'RHX-901'
113 RIG HX 'RHX-902'
114 MIXER 'MIX-801'
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-801' <-----+
115 PIPE 'PIP-801A' | |
116 PUMP 'P-802A' | |
117 PIPE 'PIP-801B' | |
118 PUMP 'P-802B' | |
119 MIXER 'MIX-802' | |
120 HX 'SHX-801' | |
| BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-802' <--+ |
121 PUMP 'P-801' | |
122 CONTROLLER 'SVC-802' | |

```

```

    END CONTROL LOOP FOR 'SVC-802'          -->+ |
123 CONTROLLER 'SVC-801'                  |
    END CONTROL LOOP FOR 'SVC-801'        ----->+
124 CALCULATOR 'STREAMS'
125 CALCULATOR 'POWER'
126 CALCULATOR 'EXCHANGERS'
127 CALCULATOR 'CW_SYSTEM'
128 CALCULATOR 'TG-1000A'
129 CALCULATOR 'C3_CYCLE'
    
```

I.2) Sequência de Cálculo Caso Alternativo



SEQ	DESCRIPTION		
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-101'	<--+	
1	HX 'SHX-101'		
2	CONTROLLER 'SVC-101'		
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-101'	-->+	
	BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP2'	<-----+	
3	FLASH 'F-101'		
4	VALVE 'V-101'		
5	COMPRESSOR 'C-101'		
6	SPLITTER 'SPL-101'		
7	HX 'SHX-102'		
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-102'	<--+	
8	HX 'SHX-103'		
9	CONTROLLER 'SVC-102'		
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-102'	-->+	
10	SPLITTER 'SPL-102'		
11	MIXER 'MIX-101'		
12	VALVE 'V-102'		
13	FLASH 'F-301'		
14	VALVE 'V-301'		
15	STRM CALC 'MSD-301'		
16	HX 'SHX-301'		
	BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-301'	<--+	
17	HX 'SHX-302'		
18	CONTROLLER 'SVC-301'		
	END CONTROL LOOP FOR 'SVC-301'	-->+	
19	FLASH 'F-302'		
20	VALVE 'V-302'		

```

21 MIXER 'MIX-301'
|   | BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP1'           <-----+ |
22 FLASH 'F-201'
|   |
23 COMPRESSOR 'C-201'
|   |
24 SPLITTER 'SPL-201'
|   | BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-201'     <--+  |
25 HX 'SHX-201'
|   |
26 CONTROLLER 'SVC-201'
|   | END CONTROL LOOP FOR 'SVC-201'       -->+  |
27 SPLITTER 'SPL-202'
|   |
28 MIXER 'MIX-201'
|   |
29 VALVE 'V-201'
|   | END RECYCLE LOOP 'LOOP1'           ----->+ |
30 COMPRESSOR 'C-202'
|   |
31 SPLITTER 'SPL-203'
|   | BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-202'     <--+  |
32 HX 'SHX-202'
|   |
33 CONTROLLER 'SVC-202'
|   | END CONTROL LOOP FOR 'SVC-202'       -->+  |
34 SPLITTER 'SPL-204'
|   |
35 MIXER 'MIX-202'
|   |
36 VALVE 'V-202'
|   |
37 FLASH 'F-202'
|   | BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-401'         <--+  |
38 HX 'SHX-401'
|   |
39 STRM CALC 'MEM-401'
|   |
40 MVC 'MVC-401'
|   | END MVC LOOP FOR 'MVC-401'           -->+  |
|   | BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-1001A'       <-----+ |
|   | ENTER RECYCLE LOOP 'LOOP2'
|   |
41 SPLITTER 'SPL-401'
|   |
42 VALVE 'V-1001'
|   |
43 SPLITTER 'SPL-1001'
|   |
44 VALVE 'V-1002A'
|   |
45 COMPRESSOR 'C-1001A'
|   |
46 CONV REAC 'R-1001A'
|   | END RECYCLE LOOP 'LOOP2'           ----->+ |
|   | BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP3'         <--+  |
47 EXPANDER 'T-1001A'
|   |
48 SPLITTER 'SPL-1002A'
|   |
49 HX 'SHX-1001A'
|   | END RECYCLE LOOP 'LOOP3'         -->+  |
50 MVC 'MVC-1001A'
|   |
|   | END MVC LOOP FOR 'MVC-1001A'       ----->+

```



```

      BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP4'          <--+
51  FLASH 'F-501'                        |
52  COMPRESSOR 'C-501'                   |
53  SPLITTER 'SPL-501'                   |
      BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-501'       <-----+
      ENTER RECYCLE LOOP 'LOOP4'        | |
54  HX 'SHX-501'                          | |
55  SPLITTER 'SPL-502'                   | |
56  MIXER 'MIX-501'                      | |
57  VALVE 'V-501'                        | |
      END RECYCLE LOOP 'LOOP4'          -->+ |
58  MVC 'MVC-501'                         |
      END MVC LOOP FOR 'MVC-501'       ----->+
      BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP5'       <-----+
59  FLASH 'F-502'                        |
60  COMPRESSOR 'C-502'                   |
      BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-502' <--+ |
61  HX 'SHX-502'                          | |
62  CONTROLLER 'SVC-502'                 | |
      END CONTROL LOOP FOR 'SVC-502'   -->+ |
63  SPLITTER 'SPL-503'                   |
64  VALVE 'V-502'                        |
      END RECYCLE LOOP 'LOOP5'        ----->+
65  SPLITTER 'SPL-504'                   |
      BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP6'       <-----+
66  FLASH 'F-601'                        |
67  COMPRESSOR 'C-601'                   |
      BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-601' <--+ |
68  HX 'SHX-601'                          | |
69  CONTROLLER 'SVC-601'                 | |
      END CONTROL LOOP FOR 'SVC-601'   -->+ |
70  SPLITTER 'SPL-601'                   |
71  VALVE 'V-601'                        |
      END RECYCLE LOOP 'LOOP6'        ----->+
      BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP7'       <--+
72  FLASH 'F-602'                        |
73  COMPRESSOR 'C-602'                   |
      BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-602'     <-----+
      ENTER RECYCLE LOOP 'LOOP7'      | |
74  SPLITTER 'SPL-602'                   | |
75  HX 'SHX-602'                          | |
76  SPLITTER 'SPL-603'                   | |
77  MIXER 'MIX-601'                      | |
78  VALVE 'V-602'                        | |

```

```

      END RECYCLE LOOP 'LOOP7'                -->+ |
79  MVC 'MVC-602'                             |
      END MVC LOOP FOR 'MVC-602'             ----->+
      BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP8'             <--+
80  FLASH 'F-603'                             |
81  COMPRESSOR 'C-603'                         |
      BEGIN MVC LOOP FOR 'MVC-603'           <-----+
      ENTER RECYCLE LOOP 'LOOP8'             | |
82  SPLITTER 'SPL-604'                         | |
83  HX 'SHX-603'                             | |
84  SPLITTER 'SPL-605'                         | |
85  MIXER 'MIX-602'                             | |
86  VALVE 'V-603'                             | |
      END RECYCLE LOOP 'LOOP8'                -->+ |
87  MVC 'MVC-603'                             |
      END MVC LOOP FOR 'MVC-603'             ----->+
88  MIXER 'MIX-701'                             |
      BEGIN RECYCLE LOOP 'LOOP9'             <-----+
89  FLASH 'F-701'                             |
90  COMPRESSOR 'C-701'                         |
      BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-701'       <--+ |
91  HX 'SHX-701'                             | |
92  CONTROLLER 'SVC-701'                       | |
      END CONTROL LOOP FOR 'SVC-701'         -->+ |
93  SPLITTER 'SPL-701'                         |
94  VALVE 'V-701'                             |
      END RECYCLE LOOP 'LOOP9'             ----->+
95  PIPE 'PIP-701'                             |
96  MIXER 'MIX-801'                             |
      BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-801'       <-----+
97  PIPE 'PIP-801A'                           |
98  PUMP 'P-802A'                             |
99  PIPE 'PIP-801B'                           |
100 PUMP 'P-802B'                             |
101 MIXER 'MIX-802'                             |
102 HX 'SHX-801'                             |
      BEGIN CONTROL LOOP FOR 'SVC-802'       <--+ |
103 PUMP 'P-801'                             | |
104 CONTROLLER 'SVC-802'                       | |
      END CONTROL LOOP FOR 'SVC-802'         -->+ |
105 CONTROLLER 'SVC-801'                       |
      END CONTROL LOOP FOR 'SVC-801'         ----->+
106 RIG HX 'RHX-101'
107 RIG HX 'RHX-103'

```

108 RIG HX 'RHX-102'
109 RIG HX 'RHX-201'
110 RIG HX 'RHX-202'
111 RIG HX 'RHX-301'
112 RIG HX 'RHX-302'
113 RIG HX 'RHX-501'
114 RIG HX 'RHX-502'
115 RIG HX 'RHX-601'
116 RIG HX 'RHX-602'
117 CALCULATOR 'POWER'
118 CALCULATOR 'TG-1000A'
119 CALCULATOR 'EXCHANGERS'
120 CALCULATOR 'CW_SYSTEM'
121 CALCULATOR 'STREAMS'
122 FLASH 'F-002'
123 FLASH 'F-003'

ANEXO I

Teor de CO₂ esperado no gás produzido

Projeto	FPSO	Teor de CO ₂ Esperado no Gás Produzido
Piloto de Sapinhoá	Cidade de São Paulo	17%
Piloto de Lula NE	Cidade de Paraty	15%
DP de Iracema	Cidade de Mangaratiba	1%

Caracterização do Óleo do TLD de Tupi NE, na profundidade de amostragem de 4.940 metros, utilizado para o Piloto de Lula NE.

Componentes	Óleo morto	Gás do flash	Fluido do Reservatório
CO ₂	0.00	12.21	9.27
N ₂	0.00	0.53	0.40
C ₁	0.00	66.20	50.28
C ₂	0.00	9.54	7.25
C ₃	0.50	6.10	4.75
IC ₄	0.19	1.02	0.82
NC ₄	0.81	2.14	1.82
IC ₅	0.65	0.54	0.57
NC ₅	1.22	0.77	0.88
C ₆	2.95	0.65	1.20
C ₇	5.59	0.09	1.41
C ₈	7.77	0.17	2.00
C ₉	6.58	0.05	1.62
C ₁₀	6.04	0.00	1.45
C ₁₁	4.05	0.00	0.97
C ₁₂	5.37	0.00	1.29
C ₁₃	4.88	0.00	1.17
C ₁₄	4.36	0.00	1.05
C ₁₅	3.08	0.00	0.74
C ₁₆	3.39	0.00	0.81
C ₁₇	2.24	0.00	0.54
C ₁₈	2.36	0.00	0.57
C ₁₉	2.24	0.00	0.54
C ₂₀₊	35.73	0.00	8.59
Densidade do gás		0.8754	
Massa Mol. Total	275.4	25.35	85.47
Massa Mol. C ₂₀₊		500	
Densidade C ₂₀₊		0.9496	
Temperatura		40°C	
RGO do flash		241.40 m ³ std/m ³ std	
API	27.65		
Coef. exp. térmica	7.5751 x 10 ⁻⁴ °C ⁻¹		

Fonte: CENPES - Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello.

ANEXO II

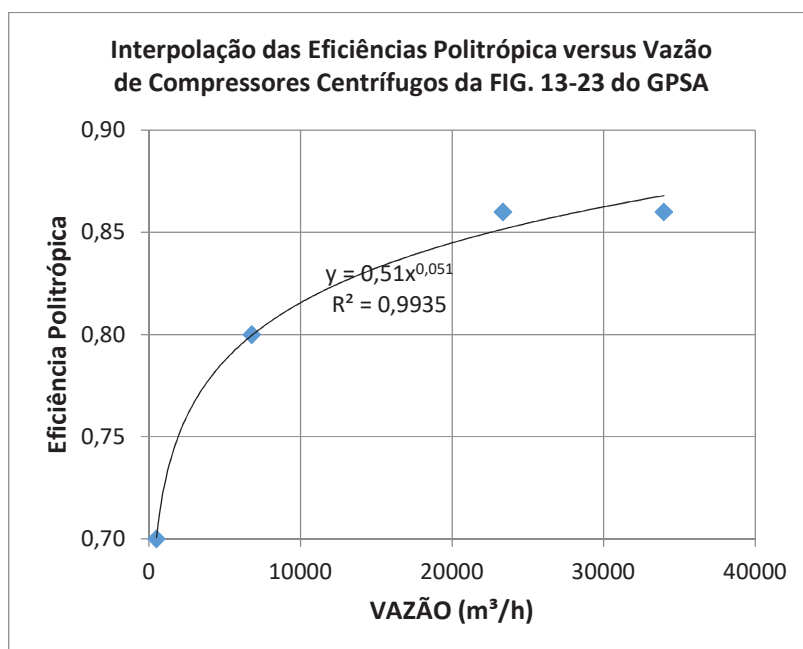
FIG. 13-23 do GPSA Engineering Data Book, Volume I, 12ª Edição – 2004

Coeficientes Isentrópico e Politrópico de Compressores por Faixa de Vazão

FIG. 13-23

Centrifugal Compressor Flow Range

Nominal flow range (inlet acfm)	Average polytropic efficiency	Average isentropic efficiency	Speed to develop 10,000 ft head/wheel
100- 500	0.70	0.67	20,500
500- 7,500	0.80	0.78	10,500
7,500- 20,000	0.86	0.83	8,200
20,000- 33,000	0.86	0.83	6,500
33,000- 55,000	0.86	0.83	4,900
55,000- 80,000	0.86	0.83	4,300
80,000-115,000	0.86	0.83	3,600
115,000-145,000	0.86	0.83	2,800
145,000-200,000	0.86	0.83	2,500



ANEXO III

FIG. II.5.1.1-4 do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1 – Temperaturas média mínima e máxima mensais na estação NCEP4, localizada no pré-sal de Santos.

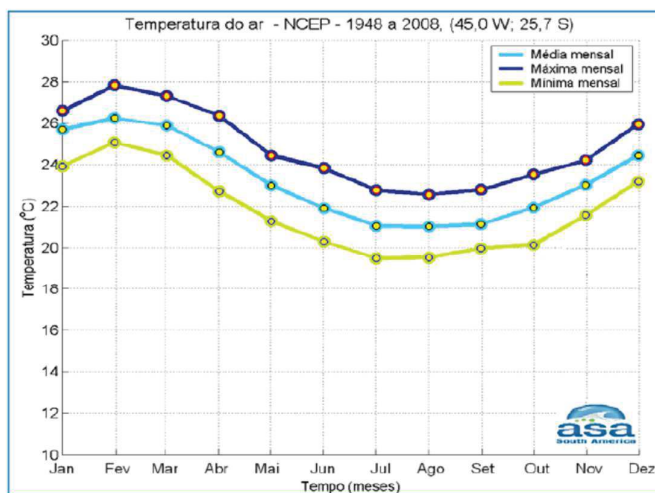


Figura II.5.1.1-4 - Climatologias das temperaturas média, mínima e máxima mensal (1948 a 2008) para o NCEP4.

FIG. II.5.1.1-10 do EIA da Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal – Etapa 1 – Umidades relativas média mínima e máxima mensais na estação NCEP6, localizada no pré-sal de Santos.

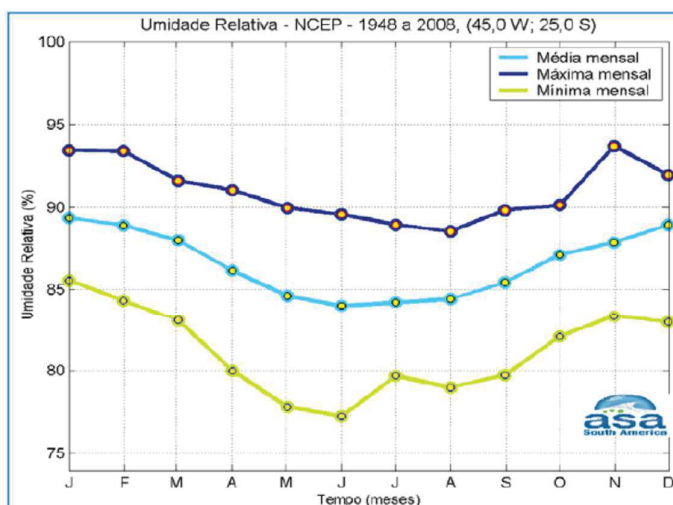


Figura II.5.1.1-10 - Climatologia da média mensal para umidade relativa do ar (1948 a 2008) na região central da Bacia de Santos, de acordo com o NCEP (NCEP6).

ANEXO IV

Lista de Fornecimento de Bombas de Captação de Água do Mar da Eureka Pumps

Year of Order	Customer	End-User	Location	Type	Size	Prime Mover	Motor size (kW)	Length (m)	Disch. Press. (barg)	Diff. Head (m/c)	Capacity (m3/h)	Temp. (oC)	Speed (rpm)	Service	Year of Delivery
2002	Aker Stord	Statoil	Kristin	VP	M 6x17	EL/SUB	90	NA	50,5	50	350	11	1490 SWL		2002
2002	Axsis	Statoil	Heidrun	BB2-V	K 8x19	EL	800	NA	30,42	279	445	20	2980 SWL		2003
2002	Axsis	Statoil	Heidrun	BB2-V	K 8x19	EL	800	NA	30,42	279	445	20	2980 SWL		2003
2002	Axsis	Statoil	Heidrun	BB2-V	K 8x19	EL	800	NA	30,42	279	445	20	2980 SWL		2003
2002	Axsis	Statoil	Heidrun	BB2-V	K 8x19	EL	800	NA	30,42	279	445	20	2980 SWL		2003
2002	ABB Offshore	Statoil	Troll A	BB2-V	H 14x29	EL	1800	NA	17,1	140	2300	11	1480 SWL		2003
2002	ABB Offshore	Statoil	Troll A	BB2-V	H 14x29	EL	1800	NA	17,1	140	2300	11	1480 SWL		2003
2002	ABB Offshore	Statoil	Troll A	BB2-V	H 14x29	EL	1800	NA	17,1	140	2300	11	1480 SWL		2003
2002	ABB Offshore	Statoil	Troll A	BB2-V	H 14x29	EL	1800	NA	17,1	140	2300	11	1480 SWL		2003
2002	VM Allansen	Statoil	Heidrun	TC	M 8x21	EL	180	NA	7,57	63	667	20	1480 SWL		2003
2003	Aker Kværner Aps	Bluewater	Pierce	BB2-V	H 14x29	EL									2004
2003	Aker Kværner Aps	Bluewater	Pierce	BB2-V	H 14x29	EL									2004
2004	Aker Kværner	Norsk Hydro/Shell	Ormen Lange	CD	750-2	EL	2400	17	7	83	7210	13,5	993 SWL		2005
2004	Aker Kværner	Norsk Hydro/Shell	Ormen Lange	CD	750-2	EL	2400	17	7	83	7210	13,5	993 SWL		2005
2004	Aker Kværner	Norsk Hydro/Shell	Ormen Lange	CD	750-2	EL	2400	17	7	83	7210	13,5	993 SWL		2005
2004	Aker Kværner	Norsk Hydro/Shell	Ormen Lange	CD	750-2	EL/FR	2400	17	7	83	7210	13,5	050var. SWL		2005
2004	Aker Kværner Off	Statoil	Gullfaks A	CD	450L2-2	EL	1200	18	120	2400	11	1189 SWL		2005	2005
2004	Aker Kværner Off	Statoil	Gullfaks A	CD	450L2-2	EL	1200	18	120	2400	11	1189 SWL		2005	2005
2004	Aker Kværner Off	Statoil	Gullfaks A	CD	450L2-2	EL	1200	18	120	2400	11	1189 SWL		2005	2005
2004	Aker Kværner Off	Statoil	Gullfaks A	CD	450L2-2	EL	1200	18	120	2400	11	1189 SWL		2005	2005
2004	NorskHydro	Norsk Hydro	Heimdal	CD	400-1	EL	450	43	6,8	58	1850	7	1500 SWL		2005
2004	Fluor-amec	Woodside	Enfield (Australia)	CD	0-400, 2	E	710	25	7,9	97	1800	30	1480 SWL		2005
2004	Fluor-amec	Woodside	Enfield (Australia)	CD	0-400, 2	E	710	25	7,9	97	1800	30	1480 SWL		2005
2004	Aker Kværner	Norsk Hydro/Shell	Ormen Lange	CD	250L-2	EL	280	17	7	83	715	13,5	1493 SWL		2006
2004	Aker Kværner	Norsk Hydro/Shell	Ormen Lange	CD	250L-2	EL	280	17	7	83	715	13,5	1493 SWL		2006
2005	Aker Kværner	Petrobras	Espadarte	BB2-H	E 8x17	EL	700		32	300	530	30	3550 SWL		2005
2005	Aker Kværner	Petrobras	Espadarte	BB2-H	E 8x17	EL	700		32	300	530	30	3550 SWL		2005
2006	Aker Kværner	Kerr McGee	Dumbarton	CD	400	EL/SUB	700	23	9,3	92	1866	20	1760 SWL		2007
2006	Aker Kværner	Kerr McGee	Dumbarton	CD	400	EL/SUB	700	23	9,3	92	1866	20	1760 SWL		2007
2006	Aker Kværner	Kerr McGee	Dumbarton	CD	400	EL/SUB	700	23	9,3	92	1866	20	1760 SWL		2007
2007	Aker Kværner Ted	BP	Skarv/dun	CD	450V2-2	EL/SUB	1200	30	7	101	3330	10	990 SWL		2008
2007	Aker Kværner Ted	BP	Skarv/dun	CD	450V2-2	EL/SUB	1200	30	7	101	3330	10	990 SWL		2008
2007	Aker Kværner Ted	BP	Skarv/dun	CD	450V2-2	EL/SUB	1200	30	7	101	3330	10	990 SWL		2008
2007	Mustang Enginee	BP	Vahall Re-Development	CD	450L2-2	EL	730	45	3,5	80	2400	13,5	1180 SWL		2008
2007	Mustang Enginee	BP	Vahall Re-Development	CD	450L2-2	EL	730	45	3,5	80	2400	13,5	1180 SWL		2008
2007	Aker Kværner	BP	Skarv/dun	BB2-V	R20x24	EL	295		4	40	2250		990 SWL		2008
2007	Aker Kværner	BP	Skarv/dun	BB2-V	R20x24	EL	295		4	40	2250		990 SWL		2008
2008	DSME	TransOcean	TransOceanDrillShip 4	EurekaFW1	250X350	EL	600	NA		130	1040		1780 FW/SWL		2008
2008	DSME	TransOcean	TransOceanDrillShip 4	EurekaFW1	250X350	EL	600	NA		130	1040		1780 FW/SWL		2008

ANEXO V**Gráficos de Seleção de Bombas SULZER BBS Double Suction Between Bearing
Single Stage Process Pump ISO 13709 (API 610) Type BB2****Performance Ranges**