



Projeto e Simulação de uma Unidade de Compressão de Gás Natural

Flávio Simões Pereira

Lucas Spala Lino

Projeto Final de Curso

Orientadores

Frederico Wanderley Tavares

Charles Rubber Abreu

Fabício de Lima Medeiros da Costa Silva

Dezembro de 2011

PROJETO E SIMULAÇÃO DE UMA UNIDADE DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Flávio Simões Pereira

Lucas Spala Lino

Projeto Final em Engenharia Química submetida ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Químico.

Aprovado por:

Danielle Zyngier

Eduardo Rocha de Almeida Lima

Emílio Sousa Neto

Leonardo Travalloni

Orientado por:

Frederico Wanderley Tavares (EQ-UFRJ)

Charles Rubber Abreu (EQ-UFRJ)

Fabrcio de L. M. da Costa Silva (Petrobrás)

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Dezembro de 2011

Lino, Lucas Spala

Pereira, Flávio Simões.

Projeto e simulação de uma unidade de compressão de gás natural/ Flávio Simões Pereira, Lucas Spala Lino. Rio de Janeiro: UFRJ / EQ, 2011.

ix, 104 p.; il.

(Projeto Final) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2011.

Orientadores: Prof. Frederico Wanderley Tavares.

Prof. Charles Rubber Abreu

Dr. Fabrício de Lima Medeiros da Costa Silva

1. Gás Natural. 2. Compressão. 3. Multiestágio. 4. Projeto Final (Graduação – UFRJ / EQ). 5. Frederico Wanderley Tavares. 6. Charles Rubber Abreu. 7. Fabrício de Lima Medeiros da Costa Silva. I. Título.

*The problem with the world is that the intelligent people are full of doubts while the
stupid ones are full of confidence*

Charles Bukowski

Agradecimentos

Agradecemos primeiramente aos professores Frederico W. Tavares e Charles R. Abreu pela oportunidade de aprendizado, ao longo de toda a orientação que nos foi prestada neste projeto.

Agradecemos ao nosso recente amigo Fabrício L. M. Costa Silva por toda ajuda e demonstração de competência profissional ao longo de toda a elaboração do presente trabalho.

Agradecemos às nossas famílias por todo o suporte emocional e material que nos permitiu chegarmos até aqui.

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

PROJETO E SIMULAÇÃO DE UMA UNIDADE DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL

Flávio Simões Pereira

Lucas Spala Lino

Dezembro, 2011

Orientadores: Prof. Frederico Wanderley Tavares, D.Sc.

Prof. Charles Rubber Abreu, D.Sc.

Fabrcio de Lima Medeiros da Costa Silva, D.Sc.

Para que o gás natural possa ser efetivamente aproveitado no que se refere ao seu volume de produção, faz-se necessário o desenvolvimento de tecnologias que permitam a sua especificação para transporte e utilização em diversos níveis. Neste contexto estão inseridos os sistemas de compressão, que são o foco de estudo do presente trabalho.

O trabalho foi desenvolvido com o intuito de projetar uma nova unidade de compressão, cujo serviço requerido consiste basicamente na compressão de uma corrente de gás natural a 9,8 bar para um valor final de 177,3 bar. Em função da alta razão de compressão requerida, o processo não pode ser conduzido mediante um único estágio de compressão, requerendo assim um sistema de compressão em multiestágios.

Um projeto desta natureza envolve fechamento de balanço de massa e energia, além de extensivos cálculos de propriedades físico-químicas do gás e condensado. Neste ponto, os simuladores de processo são uma ferramenta muito importante para os cálculos de projeto. Quanto a este último ponto, foi utilizado o software de simulação *HYSYS*, que opera a partir de princípios da engenharia de processo, como balanços de massa e energia, utilizando modelos termodinâmicos (equações de estado e equações para coeficiente de atividade) de forma a facilitar a série de cálculos requeridos para o estudo e projeto da planta.

O presente trabalho envolveu a simulação do sistema de compressão e o subsequente projeto dos principais equipamentos e estruturas presentes nesse sistema, o que exigiu a consulta e aplicação de uma série de normas e metodologias utilizadas na área de projetos especialmente voltados para o segmento de petróleo e gás. No tocante a parte de projeto, fazem parte do escopo do trabalho o sistema de troca térmica, o sistema de linhas, o sistema de válvulas da unidade e o sistema de vasos depuradores e seus respectivos dispositivos de segurança. Por fim uma análise econômica preliminar foi realizada com o intuito de avaliar a viabilidade econômica do sistema projetado.

Índice

Capítulo I - Introdução	1
I.1. Motivação e Objetivos do Trabalho	2
I.2. Organização do Estudo.....	3
Capítulo II – Revisão Bibliográfica	4
II.1. Aspectos da Cadeia Produtiva de Gás Natural	4
II.1.A. Fases Produtivas	4
II.1.B. Macrofluxo da Movimentação de Gás Natural.....	5
II.2. Condicionamento do Gás Natural	6
II.2.A. Contextualização.....	6
II.2.B. Descrição do Processo de Condicionamento.....	7
II.3. Sistema de Compressão de Gás Natural	8
II.3.A. Tipos de Compressores.....	9
II.3.B. Descrição do Sistema de Compressão em Multiestágios	10
Capítulo III – Simulação da Unidade de Compressão	18
III.1. Apresentação do Software Utilizado - <i>HYSYS</i>	18
III.2. Pacotes Termodinâmicos	18
III.3. Descrição do Sistema	19
III.4. Construção do Fluxograma de Simulação	22
III.4.A. Contextualização.....	22
III.4.B. Configuração do Sistema de Compressão	23
III.4.C. Simulação do Sistema e Resultados.....	26
Capítulo IV – Projeto do Sistema de Troca Térmica	32
IV.1. Projeto Termo-Hidráulico de Trocadores de Calor do Tipo Casco e Tubo	32
IV.1.A. Especificações Iniciais	32
IV.1.A.i. Posicionamento dos Fluidos de Processo	32
IV.1.A.ii. Tipos de Cabeçote e Casco.....	33
IV.1.A.ii.a. Geometria Básica.....	33
IV.1.A.ii.b. Norma TEMA	35
IV.1.A.iii. Tubos.....	36
IV.1.A.iv. Fatores de Incrustação	37
IV.1.B. Coeficientes de Transferência Térmica (Estimativas iniciais).....	38
IV.1.C. Cálculo da Área Requerida e do Número de Tubos (n_T)	39
IV.1.D. Cálculo do Número de Passes por Tubo	40

IV.1.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos	41
IV.1.F. Determinação do Corte e Espaçamento das Chicanas	42
IV.1.G. Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D	42
IV.1.H. Verificação da Perda de Carga	43
IV.2. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador I	43
IV.2.A. Especificações Iniciais	43
IV.2.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD	44
IV.2.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido	44
IV.2.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo	44
IV.2.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos	45
IV.2.F. Espaçamento das Chicanas, B	45
IV.2.G. Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D	45
IV.2.H. Verificação da Perda de Carga	48
IV.3. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador II	48
IV.3.A. Especificações Iniciais	48
IV.3.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD	48
IV.3.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido	49
IV.3.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo	49
IV.3.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos	50
IV.3.F. Espaçamento das Chicanas, B	50
IV.3.G. Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D	50
IV.3.H. Verificação da Perda de Carga	52
IV.4. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador III	53
IV.4.A. Especificações Iniciais	53
IV.4.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD	53
IV.4.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido	53
IV.4.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo	54
IV.4.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos	54
IV.4.F. Espaçamento das Chicanas, B	54
IV.4.G. Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D	55
IV.4.H. Verificação da Perda de Carga	57
IV.5. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador IV	57
IV.5.A. Especificações Iniciais	57

IV.5.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD	58
IV.5.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido	58
IV.5.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo	59
IV.5.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos	59
IV.5.F. Espaçamento das Chicanas, B	59
IV.5.G. Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D	60
IV.5.H. Verificação da Perda de Carga	62
IV.6. Folhas de Dados com as Especificações Calculadas	63
Capítulo V – Projeto de Linhas	67
V.1. Tipo de Tubulação	67
V.2. Dimensionamento das Linhas	67
V.2.A. Dimensionamento de Linhas de Líquido	71
V.2.B. Dimensionamento de Linhas de Gás	73
V.2.C. Dimensionamento de Linhas Bifásicas (Gás/Líquido).....	74
Capítulo VI – Projeto das Válvulas do Sistema de Compressão	77
VI.1. Seleção de Válvulas	77
VI.2. Dimensionamento das Válvulas	81
Capítulo VII – Projeto dos Vasos Depuradores e Válvulas de Segurança	88
VII.1. Separadores	88
VII.1.A. Dimensionamento de Separadores Gás-Óleo	88
VII.1.B. Metodologia	90
VII.1.C. Resultados	91
VII.2. Dispositivos de Alívio	92
VII.2.A. Dimensionamento de Válvula de Alívio (PSV) para Vasos	92
VII.2.B. Resultados.....	95
Capítulo VIII – Análise Econômica Preliminar.....	96
VIII.1. Estratégia de Análise	98
VIII.2. Resultados	101
Capítulo IX – Considerações Finais.....	103
Capítulo X – Bibliografia	103

I. Introdução

Tanto no Brasil como no mundo, a indústria de gás natural vem adquirindo crescente destaque, apresentando significativos índices de crescimento e assim, reforçando progressivamente sua posição como uma importante alternativa energética. Essa tendência é até esperada, visto que atualmente as reservas mundiais comprovadas de gás natural são próximas às do petróleo. Parte do interesse em utilizar o gás natural relaciona-se diretamente à busca por alternativas ao petróleo que se mostrem como fontes menos impactantes para o meio ambiente. Muitos países inclusive consideram em seus modelos de desenvolvimento econômico sustentável o uso do gás natural como uma relevante fonte energética. Nesse contexto de crescente demanda, a estruturação do gás natural na matriz energética mundial se apresenta fortemente dependente do desenvolvimento tecnológico em diversas áreas tais como produção, condicionamento, processamento, transporte, distribuição etc.

O gás natural produzido poderá ser classificado como associado ou não-associado. O gás do tipo associado consiste em todo o gás natural existentes em reservatórios cujo plano de exploração prevê a produção de óleo como produto principal. Por outro lado, o gás não-associado consiste em todo gás natural existente em reservatórios cujo plano de exploração prevê a produção de gás como produto principal.

De uma forma geral, a produção de óleo e gás natural envolve um número significativo de operações unitárias desde o ponto onde estes são produzidos até o ponto no qual são utilizados. Coletivamente, essas operações constituem os Sistemas ou Unidades de Produção de Petróleo e Gás Natural. Os fluidos produzidos acabam por requerer tratamentos específicos de forma que sejam atendidos aos requisitos dos destinos de cada corrente. As operações geralmente contemplam etapas de separação, depuração, adoçamento, desidratação, compressão, remoção de condensáveis etc. Neste contexto alguns termos como condicionamento e processamento são utilizados para fazer referência a um conjunto ou outro dessas operações em segmentos específicos da cadeia produtiva de gás natural.

O condicionamento engloba o conjunto de operações unitárias existentes desde a separação primária do gás natural bruto até o gasoduto de transferência. A especificação do gás para transferência e usos internos é garantida nessa fase da cadeia produtiva. Por sua vez, o processamento é composto pelo conjunto de operações unitárias existentes entre os gasodutos de transferência e de transporte. A especificação do gás para venda é garantida nessa fase da cadeia produtiva através das Unidades de Processamento de Gás Natural (UPGNs).

O presente trabalho enfoca em uma parte específica das atividades desenvolvidas ao longo da etapa de condicionamento, as operações referentes à etapa de compressão do gás natural bruto.

Dentre os sistemas de produção de Gás Natural, os sistemas marítimos de produção de gás associado são os que se apresentam em maior quantidade, maior complexidade e maior volume de produção, quando comparados a sistemas de produção de gás não associado. Tendo em vista a necessidade de vencer distâncias consideravelmente grandes ao longo dos gasodutos, o transporte do gás requer que o mesmo seja dotado de uma alta pressão no seu

ponto de origem, além disso, a compressão ajusta a pressão do gás para que este possa ser utilizado em equipamentos de processamento e condicionamento. Assim, são necessários sistemas de compressão, cuja complexidade cresce de acordo com o distanciamento do ponto de produção ao ponto de processamento do gás produzido.

I.1. Motivação e Objetivos do Trabalho

O estudo desenvolvido no trabalho teve como ponto de partida a descoberta de reservas marginais próximas a uma plataforma de petróleo em operação. Através de estudos de reservatório, elevação e escoamento foi estimado que tais reservas incrementariam a produção de petróleo da unidade a algo em torno de 7 milhões de barris ao longo de cinco anos.

Mais especificamente, conforme os mesmos estudos realizados, será necessário um acréscimo de 1.000.000 Nm³/d na capacidade de compressão da plataforma, e, desta forma, um novo sistema de compressão deverá ser implantado uma vez que:

- O sistema de compressão atual já está sobrecarregado, de modo que não será possível na situação atual escoar o gás associado produzido pelos novos poços.
- A legislação brasileira impõe severas restrições à queima de gás, de modo que todo gás produzido deve ser aproveitado (enviado para consumo ou re-injetado) sob pena de multas por parte da ANP.
- Para viabilizar a produção dos novos poços, será necessário o uso do método artificial de elevação *gás lift*, o qual requer a movimentação de grandes volumes de gás a alta pressão, demandando assim uma capacidade de compressão de grande porte.

Os pontos acima apresentados direcionam para o uso de compressores trabalhando com grande volume de gás, e altas razões de compressão. Desta forma, sistemas de compressão multiestágio se apresentam como a melhor solução. Um sistema desse tipo acaba por requerer o emprego de *inter-coolers*, de forma que o projeto de trocadores de calor também está envolvido neste sistema. Não obstante, há o projeto dos acessórios, como linhas, válvulas de controle e vasos depuradores e, desta forma, o projeto de uma unidade de compressão é uma tarefa complexa.

Um projeto desta natureza envolve fechamento de balanço de massa e energia, além de extensivos cálculos de propriedades físico-químicas do gás e condensado. Neste ponto, os simuladores de processo são uma ferramenta muito importante para os cálculos de projeto. Quanto a este último ponto, foi utilizado o software de simulação *HYSYS*, que opera a partir de princípios da engenharia de processo, como balanços de massa e energia, utilizando modelos termodinâmicos (equações de estado, equações para coeficiente de atividade) de forma a facilitar a série de cálculos requeridos para o estudo da planta. Vale ressaltar que através do software de simulação, que dispõe de alguns métodos de dimensionamento, o mesmo pode ser considerado como uma ferramenta válida no dimensionamento de vários equipamentos da indústria do petróleo.

O presente trabalho envolveu a simulação do sistema de compressão e o subsequente projeto dos principais equipamentos e estruturas presentes nesse sistema, o que exigiu a consulta e aplicação de uma série de normas e metodologias utilizadas na área de projetos

especialmente voltados para o segmento de petróleo e gás. Sendo assim, o foco do trabalho desenvolvido está no projeto de uma nova unidade de compressão, de forma que o software de simulação foi utilizado como uma ferramenta para permitir o fechamento de balanço de massa e cálculo das propriedades das correntes de processo.

No que se refere aos objetivos do trabalho têm-se em destaque a realização de:

- A Simulação de um Sistema de Compressão em Multiestágios de uma unidade industrial típica.
- Projeto do Sistema de Troca Térmica requerido.
- Projeto do Sistema de Válvulas a ser implementado.
- Projeto das Linhas da Unidade de Compressão.
- Projeto dos Vasos Depuradores e Válvulas de Segurança associadas.
- Análise Econômica Preliminar da Unidade de Compressão.

Por fim, vale comentar que o escopo do trabalho envolve apenas a planta de compressão. De forma que o projeto específico da máquina é feito pelo fornecedor.

I.2. Organização do Estudo

O conteúdo deste trabalho foi dividido em sete capítulos, a saber:

Capítulo I: Situa o leitor no contexto no qual foi elaborado o trabalho, apresenta os objetivos e motivações centrais da obra e a organização da mesma;

Capítulo II: Aborda alguns dos principais conceitos gerais requeridos para a compreensão da obra;

Capítulo III: Descreve o procedimento de simulação da unidade de compressão e seus respectivos resultados;

Capítulo IV: Apresenta a metodologia de projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo, sua aplicação aos quatro trocadores requeridos no sistema de compressão e finalmente os resultados obtidos para seus respectivos dimensionamentos;

Capítulo V: Apresenta a metodologia de projeto das linhas do sistema de compressão e respectivamente a aplicação e resultados desta metodologia;

Capítulo VI: Apresenta a metodologia de projeto das válvulas do sistema de compressão e respectivamente a aplicação e resultados desta metodologia;

Capítulo VII: Apresenta a metodologia de projeto dos vasos depuradores, suas respectivas válvulas de segurança e respectivamente a aplicação e resultados desta metodologia;

Capítulo VIII: Apresenta uma análise econômica preliminar da planta através de uma estimativa de custo da planta baseada no custo dos equipamentos anteriormente dimensionados;

Capítulo IX: Apresenta as considerações finais sobre o trabalho realizado e a sugestão de possíveis assuntos a serem explorados em projetos futuros.

II. Revisão Bibliográfica

II.1. Aspectos da Cadeia Produtiva de Gás Natural

A cadeia produtiva de gás natural pode ser compreendida como uma intrincada trama que inter-relaciona os diversos elementos que constituem o sistema de produção e beneficiamento do gás. É através desta cadeia que se torna possível identificar a movimentação de bens e serviços através dos setores diretamente envolvidos, desde as fontes de matérias-primas até o consumo final do produto.

II.1.A. Fases Produtivas

De acordo com as definições contidas na Portaria ANP nº 104, *a cadeia produtiva de gás natural é um conjunto de atividades de produção, transporte, comercialização, processamento, distribuição e utilização do gás natural que funcionam de forma integrada, com um sequenciamento lógico de atividades, como em uma rede divididas em fases distintas.*

Dentre as referidas fases destacam-se:

- **Fase de exploração**

A exploração trata-se da etapa inicial do processo e pode ser compreendida como um conjunto de atividades que envolvem o reconhecimento e estudo das estruturas propícias ao acúmulo de hidrocarbonetos. O processo em si fundamenta-se em pesquisas sísmicas e interpretação de resultados, através de conceitos de geologia e geofísica. A denominada “descoberta dos reservatórios” é conduzida através da exploração.

- **Fase de perfuração**

Após determinar-se a ocorrência em potencial de uma reserva de hidrocarbonetos é realizada a perfuração de poços exploradores, que permitem confirmar a presença de hidrocarbonetos na área produtora. Confirmados a existência e a viabilidade econômica de produção do poço em questão, mais poços são perfurados com o intuito de delimitar e desenvolver a formação, o que virá a permitir a extração e o escoamento dos produtos.

- **Fase de desenvolvimento e produção**

Subsequentemente à etapa anterior, inicia-se tanto o desenvolvimento como a produção do campo produtor. Nas áreas produtoras, o gás é parcialmente consumido na geração de eletricidade e vapor para as próprias dependências internas. Não obstante, quando o sistema em questão considera a produção de gás associado (Gás produzido juntamente com petróleo líquido), outra parte da produção é utilizada como *gás lift* (gás de elevação) a fim de reduzir a densidade do petróleo ou então reinjetada com o objetivo de aumentar a recuperação do reservatório. Finalmente, o restante do gás é exportado para centros de tratamento ou simplesmente queimado em tochas caso não haja infra-estrutura destinada ao escoamento do gás até um centro consumidor, para que o mesmo seja aproveitado.

- **Fase de condicionamento**

O condicionamento do gás produzido tem por objetivo garantir sua adequação às especificações requeridas para consumo no próprio campo produtor e para a sua transferência aos centros de processamento. É nessa fase em específico que o presente trabalho encontra-se contextualizado e, em função disso a mesma será discutida com maior detalhamento no item II.2.

- **Fase de processamento**

Após o condicionamento o gás é escoado até as UPGNs (Unidades de Processamento de Gás Natural), onde ocorrerá o seu beneficiamento e então separação em uma série de produtos especificados para atendimento a clientes finais. Durante o processamento serão separados os componentes pesados que tendem a reduzir a qualidade do produto final.

- **Fase de transporte**

O gás especificado para venda é transportado das UPGNs até os chamados Pontos de Entrega (PEs), de forma que o produto seja repassado às companhias distribuidoras locais ou então diretamente a um grande consumidor.

- **Fase de armazenamento**

O gás natural pode ser normalmente armazenado em poços de petróleo já exauridos ou em cavernas adaptadas para esta finalidade. Esta prática visa a garantia do suprimento aos fornecedores em caso de aumento sazonal de consumo ou falha de entrega dos produtores por paradas não programadas dos sistemas de produção.

Esta fase, particularmente, não é ainda muito utilizada no caso brasileiro, de forma que não há inclusive uma legislação específica consolidada.

- **Fase de distribuição**

Nessa fase o gás é entregue ao consumidor final, sendo este procedimento realizado por companhias distribuidoras estaduais, as quais detêm a concessão do Estado para a realização dessa tarefa.

II.1.B. Macrofluxo da Movimentação de Gás Natural

O gás natural movimenta-se através de uma série de segmentos da cadeia produtiva, desde o momento em que é produzido até o momento em que é distribuído por concessionárias estaduais.

A seguir, na Figura II.1, é apresentado um esquema geral para o macrofluxo da movimentação do gás natural através dos principais segmentos de sua cadeia produtiva. Na figura, estão representados inclusive os principais pontos de transferência de custódia entre os segmentos, que significam a transferência de responsabilidade pela quantidade e qualidade do gás movimentado.

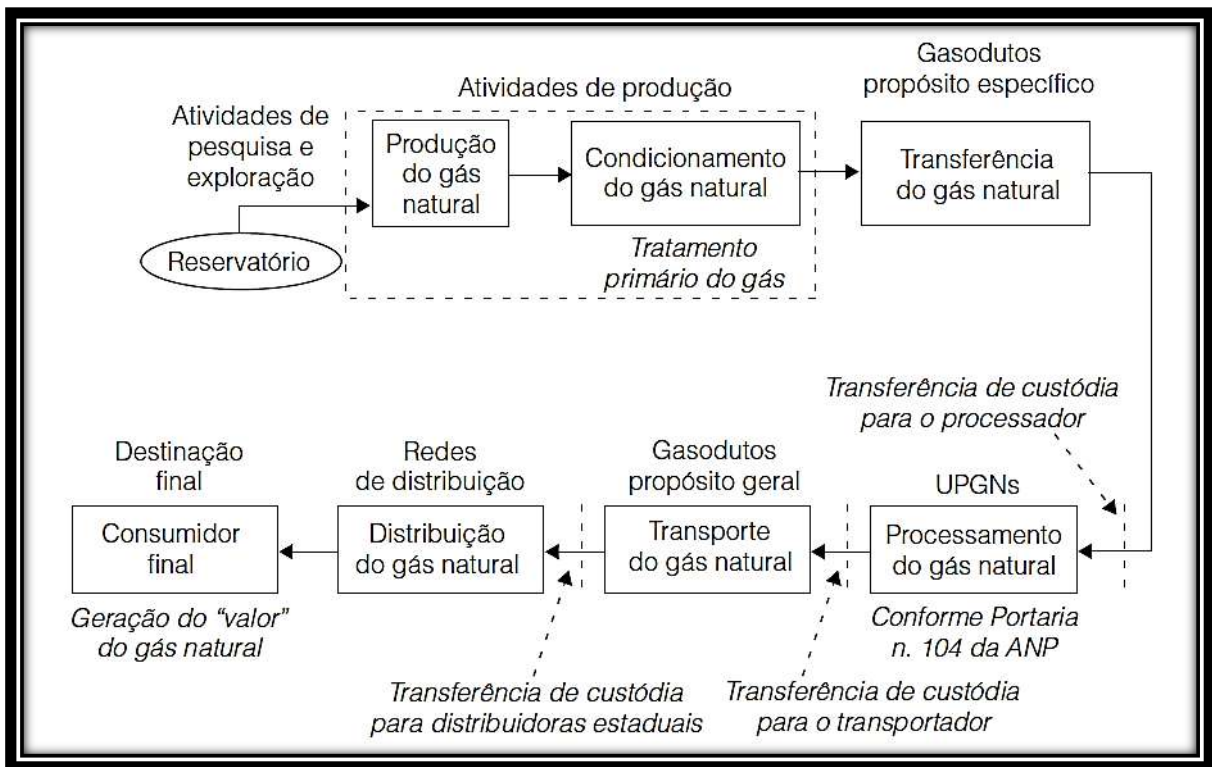


Figura II.1 – Cadeia de Valor do Gás Natural (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural – VAZ et al., 2008*).

II.2. Condicionamento do Gás Natural

II.2.A. Contextualização

No presente trabalho, é oferecido um destaque à etapa de condicionamento do gás natural produzido, uma vez que é na mesma que se contextualiza o escopo do projeto.

A produção do gás natural, por vezes, ocorre em localidades distantes dos centros de consumo, sendo muitas vezes conduzida em zonas de difícil acesso como a floresta amazônica e plataformas continentais. Assim, surge a necessidade de um tratamento primário do gás produzido, de forma que este possa ser escoado em segurança a pontos mais próximos das zonas de consumo, nas quais ocorrerá um processamento que permita especificar o produto para o consumo.

Em etapas inseridas no condicionamento, são comumente conduzidos, por exemplo, processos de desidratação do gás, tendo em vista prevenir a formação de hidratos nas linhas de transporte, o que resultaria em sua progressiva obstrução. Não obstante, podem ser requeridos processos de adoçamento, os quais têm por objetivo remover contaminantes ácidos que possam vir a acarretar problemas de corrosão em gasodutos.

De uma forma geral, é fundamental que haja algum tipo de tratamento ao gás natural produzido, antes que o mesmo seja transferido para um centro de processamento. Tendo em vista a necessidade de vencer distâncias consideravelmente grandes ao longo dos gasodutos, o transporte do gás requer que o mesmo seja dotado de uma alta pressão no seu ponto de origem. Assim, são necessários sistemas de compressão, cuja complexidade cresce de acordo com o distanciamento do ponto de produção ao ponto de processamento do gás produzido.

Ao conjunto destas etapas de tratamento primário dá-se o nome de Condicionamento do Gás Natural.

II.2.B. Descrição do Processo de Condicionamento

Dentre os sistemas de produção de Gás Natural, aqueles relacionados à produção em mar de gás associado (gás produzido juntamente com petróleo líquido), são os que se apresentam em maior quantidade, maior complexidade e maior volume de produção, quando comparados a sistemas de produção de gás não associado.

Assim, a descrição do processo de condicionamento apresentada estará focada num sistema marítimo típico de condicionamento de gás associado.

Quando a mistura, constituída pelo óleo, água e gás natural, chega à instalação marítima de produção através de dutos, a mesma é direcionada inicialmente para sistemas de separação de fluidos, onde é conduzida uma etapa de separação primária. Após esta etapa, a corrente gasosa segue para um sistema de compressão, que tem a função de fornecer a pressão requerida para assegurar a transferência ao continente ou então para sua utilização na injeção em poços de produção (método de elevação – *gás lift*). Muitas vezes, são necessários múltiplos estágios de compressão a fim de comprimir a corrente gasosa. Na entrada do sistema de compressão e na entrada de cada estágio de compressão, o gás escoo através de um vaso separador, denominado “depurador”, que tem por função extrair as gotículas de líquidos carregadas pela corrente. Em alguns casos, pode ser introduzido um sistema de remoção de gases ácidos (H_2S e CO_2), os quais conferem ao gás natural bruto características ácidas e corrosivas. Sistemas de desidratação também são requeridos e podem ser usados sequencialmente ao sistema de compressão ou ao longo dos próprios estágios de compressão existentes. Nestes sistemas, um dessecante líquido (agente higroscópico), tal qual o trietilenoglicol (TEG), é utilizado para absorver o vapor d’água contido na corrente gasosa, de forma a evitar a ocorrência de hidratos ao longo das linhas de escoamento.

Os principais compostos a serem controlados pelas etapas de condicionamento do gás natural são:

- Água, na forma de vapor;
- Compostos Sulfurados como H_2S , CS_2 etc;
- Gás Carbônico;
- Líquidos oriundos de condensáveis presentes no gás.

Tipicamente, existem quatro destinos possíveis para o gás egresso da etapa de condicionamento:

- Transferência para o continente: Esta parcela corresponde ao volume de gás transferido para o continente, através de um sistema submarino de gasodutos. Uma vez transferido, o gás será processado em Unidades de Processamento de Gás Natural (UPGNs), responsáveis por especificar o gás e permitir sua transferência a Centros de Distribuição e Consumo.
- Utilização como *Gás-Lift*: Parcela que corresponde ao gás utilizado para auxiliar na elevação de poços produtores de óleo.

- Utilização como Gás Combustível: Representa a parcela de gás tratado que é utilizada na geração de energia elétrica, térmica e em processos físico-químicos.
- Reinjeção no reservatório: Parcela utilizada num método que visa o aumento do fator de recuperação do reservatório.

Vale ressaltar que em muitos casos é necessária, em adição à etapa de condicionamento, a introdução de produtos químicos na corrente gasosa com o intuito de auxiliar no tratamento do gás ou então para proteger equipamentos existentes em processos posteriores.

A seguir, são apresentadas de forma resumida as etapas básicas da fase de condicionamento para uma unidade produtora de gás associado.

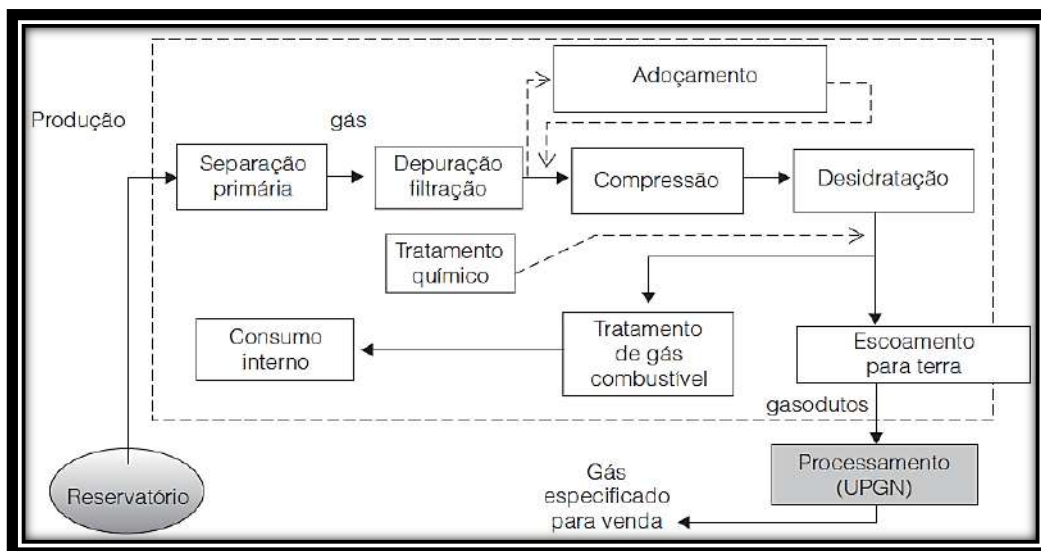


Figura 2.2 – Diagrama de Blocos do Condicionamento do Gás (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural – VAZ et al., 2008*).

II.3. Sistema de Compressão de Gás natural

Conforme discutido no item II.2, sistemas de produção e condicionamento de gás, inevitavelmente requerem a utilização de compressores a fim de dotar o gás de pressão suficiente para que o mesmo possa ser escoado. As aplicações do gás, particularmente em sistemas marítimos de produção de gás associado, acabam por demandar maiores níveis de pressão, para que seja viabilizada sua transferência para UPGNs ou então sua utilização na elevação do petróleo produzido.

Grande parte dos poços produtores de petróleo depende da utilização de gás natural, na forma de gás de elevação (*Gás-Lift*). Neste caso, o gás de elevação é injetado no poço por meio de válvulas, ao longo da coluna de produção, de forma a reduzir a massa específica da mistura, assim como a pressão hidrostática no fundo do poço.

Seja para sua utilização na forma de gás de elevação ou para seu escoamento ao longo de gasodutos, o gás natural produzido requer o fornecimento de energia, através de compressão, para que o mesmo possa ser aproveitado. Sendo assim, a estruturação de uma unidade de compressão é de importância vital para garantir o aproveitamento do gás produzido.

Vale ressaltar duas particularidades que acompanham um processo de compressão de gases:

- Redução do volume específico;
- Aumento de temperatura.

Ao comprimirmos um gás, a contração de volume experimentada pelo mesmo implica a realização de trabalho, o qual é recebido sob a forma de energia interna molecular. A elevação de temperatura do gás comprimido acaba por ser consequência desse aumento de energia interna. Tal efeito, no entanto, é extremamente inconveniente, por gerar uma série de dificuldades para o projeto mecânico dos equipamentos envolvidos no sistema de compressão. Basicamente a elevação de temperatura tem como consequência imediata a redução na resistência mecânica dos materiais metálicos, tornando-os mais suscetíveis a problemas de corrosão. Certamente pode-se dizer que este é um dos principais motivos que limitam a razão de compressão (razão entre a pressão de descarga e a pressão de sucção do compressor) que poderia ser estabelecida como meta para um compressor individual. Em via de regra, esse tipo de problema é contornado com a utilização de compressores em série, associados à resfriadores e depuradores, sendo este conjunto denominado de *sistema de compressão em multiestágios*.

A partir do sistema de compressão em multiestágios, a compressão é conduzida em estágios sucessivos, de forma a obter a razão de compressão requerida pelo processo. Contudo, para que isso seja possível, faz-se necessário resfriar e depurar o gás após cada estágio de compressão, conforme ilustra a Figura II.3.

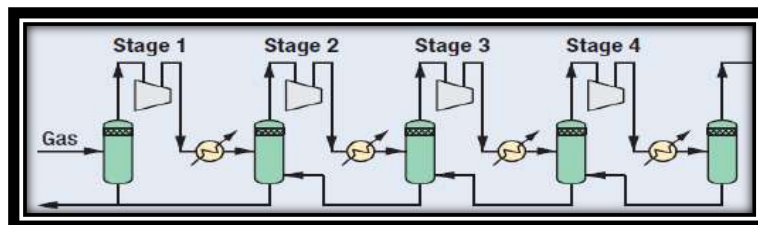


Figura II.3 – Sistema de Compressão em Multiestágios.

II.3.A. Tipos de Compressores

Existem dois princípios que fundamentam a concepção dos tipos de compressores em uso industrial, o princípio volumétrico e o princípio dinâmico.

Em compressores volumétricos ou de deslocamento positivo, a elevação de pressão é obtida através da redução do volume ocupado pelo gás no interior de uma câmara de compressão. Inicialmente, certa quantidade de gás é admitida no interior da câmara, a qual, em seguida, é fechada e passa a sofrer redução de volume. A câmara é então aberta e o gás liberado. Basicamente esse mesmo ciclo de operações se repete a cada rotação do eixo propulsor da máquina, resultando num funcionamento intermitente, no qual a compressão em si, é efetuada com o sistema fechado, de forma que o gás não apresenta qualquer contato com a sucção e a descarga.

Por outro lado, compressores dinâmicos ou turbocompressores realizam a compressão em duas etapas. Na primeira, o gás é aspirado por uma estrutura rotativa munida de pás, denominada impelidor, sendo este o responsável por toda a transferência de energia para o escoamento. Uma parte desta energia é recebida na forma de entalpia e está relacionada com a elevação de pressão que se manifesta já no impelidor. Outra parte é transferida na forma de energia cinética e daí provém a necessidade de uma segunda etapa no processo. Esta segunda etapa ocorre numa estrutura fixa denominado difusor, dotado das características geométricas necessárias para a conversão de energia cinética proveniente do escoamento em entalpia. Compressores dinâmicos promovem a compressão continuamente, de forma que o gás, em nenhum momento, perde contato com a sucção ou com a descarga.

II.3.B. Descrição do Sistema de Compressão em Multiestágios

De acordo com as condições de temperatura e pressão, o gás natural pode apresentar-se na forma gasosa, líquida ou até mesmo bifásica. A Figura II.4 a seguir apresenta o denominado diagrama ou envelope de fases, que permite entender as variações de estados físicos do gás natural.

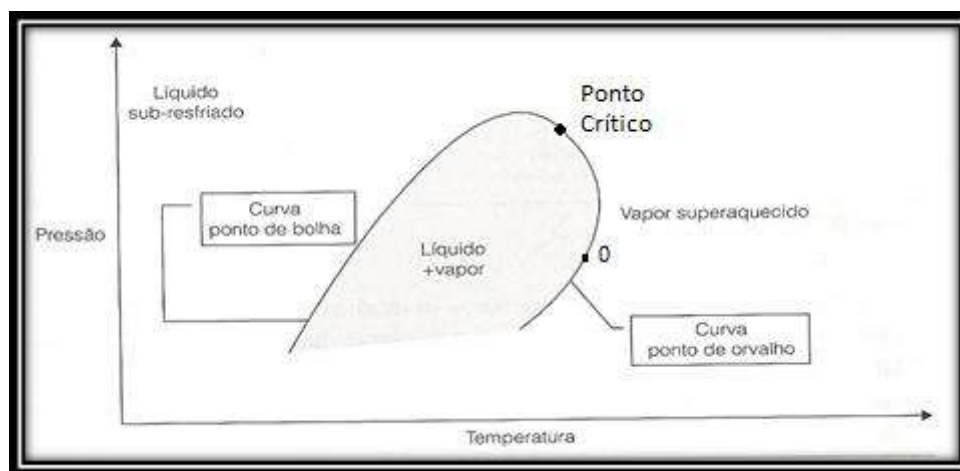


Figura II.4 – Diagrama Pressão x Temperatura para o Gás Natural com Composição Constante (Adaptado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural – VAZ et al., 2008*).

A partir da representação acima, observa-se que o estado vapor (vapor superaquecido) ocorre na região de baixa pressão e alta temperatura, enquanto a condição de líquido subresfriado situa-se numa região de alta pressão e baixa temperatura. A região interna do diagrama representa a condição bifásica, na qual a fase líquida e a fase vapor coexistem.

O gás natural é composto de moléculas de metano, etano, propano, butano, pentano e outros hidrocarbonetos parafínicos, além de contaminantes tais como o CO₂, H₂S etc. A curva do envelope de fases é válida para uma determinada composição da mistura, de forma que a mesma sofrerá alterações para quaisquer alterações na composição da corrente gasosa.

Basicamente, o gás proveniente da separação primária está na condição de vapor saturado, estando assim no seu ponto de orvalho (0) conforme ilustrado na Figura II.4.

Contudo, em decorrência de ineficiências no separador primário, o gás tende a carrear gotículas de líquidos, formando então uma névoa que precisa ser eliminada da corrente gasosa de forma a evitar danos aos compressores. Para esta finalidade utiliza-se um vaso depurador, onde o líquido é drenado. A corrente gasosa resultante é então direcionada para o primeiro estágio de compressão, conforme ilustrado na Figura II.5.

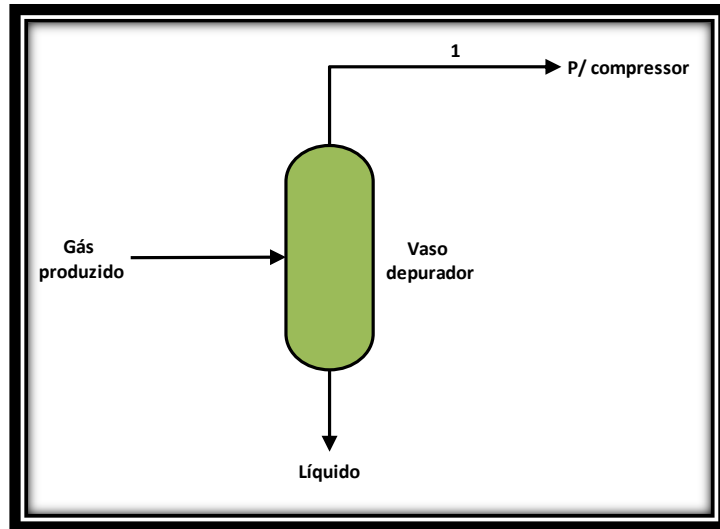


Figura II.5 – Vaso Depurador Referente ao 1º Estágio.

No primeiro estágio de compressão, a pressão é elevada ao limite, o qual é definido pelas condições operacionais, pelas propriedades do gás tratado e pelas características do compressor utilizado. No presente projeto foi utilizado um limite de 300°F na temperatura de descarga dos compressores, conforme recomendações encontradas da *GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSA Engineering data book. 11ª ed)*. Nas Figuras II.6 e II.7 os pontos identificados como 1 e 2 representam a sucção e a descarga do compressor.

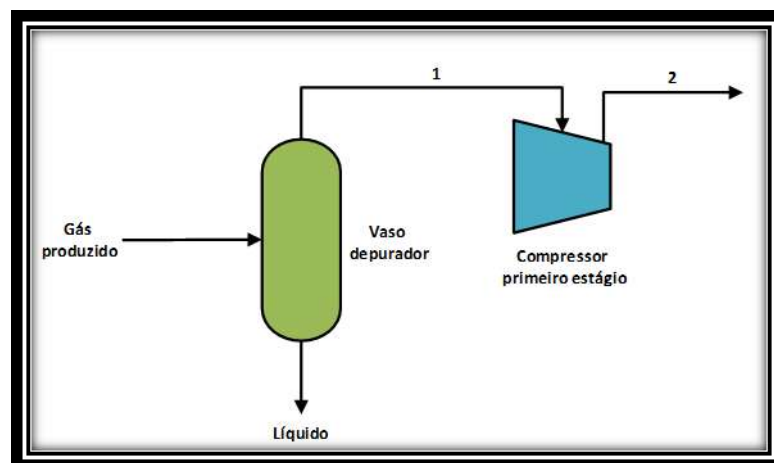


Figura II.6 – Compressor do 1º Estágio.

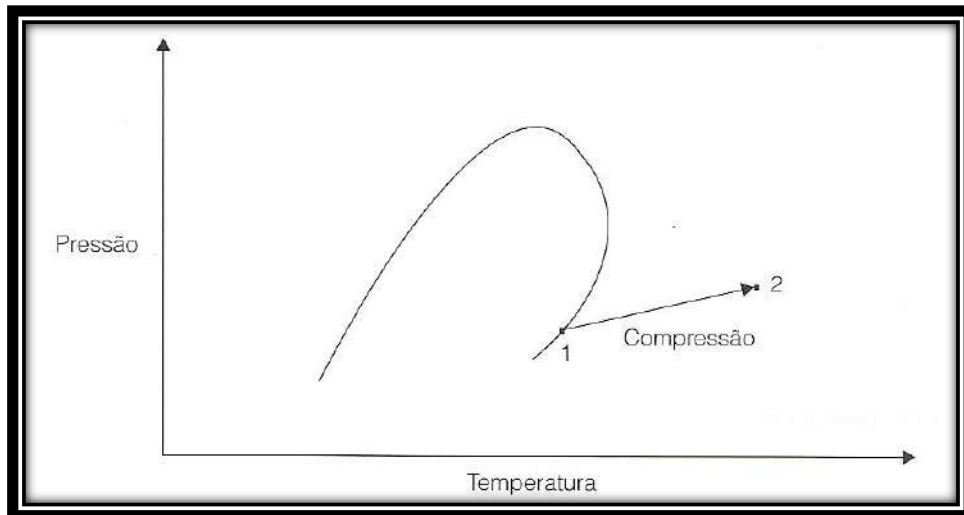


Figura II.7 – Aquecimento do Gás pela Compressão (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural*, 2008 – VAZ et al).

Na Figura II.7 o gás passa da condição de vapor saturado (1) para vapor superaquecido (2). A temperatura do gás na descarga é extremamente alta e conforme discutido anteriormente, esse aumento de temperatura é o principal motivo que limita a razão de compressão. Assim é necessário o estabelecimento de um ponto de equilíbrio entre a resistência dos materiais que constituem o compressor e a eficiência de compressão. No presente projeto, a temperatura de descarga, por exemplo, foi limitada a uma faixa entre 137 a 150 °C.

Estando o nível de pressão ainda inferior ao desejado, faz-se necessária uma nova etapa de compressão. No entanto, estando a temperatura de descarga demasiadamente alta, faz-se necessária uma etapa de resfriamento de forma a reduzir a temperatura para um valor entre 35 e 40°C, o qual é limitado pela temperatura do fluido refrigerante, de forma a viabilizar o próximo estágio de compressão.

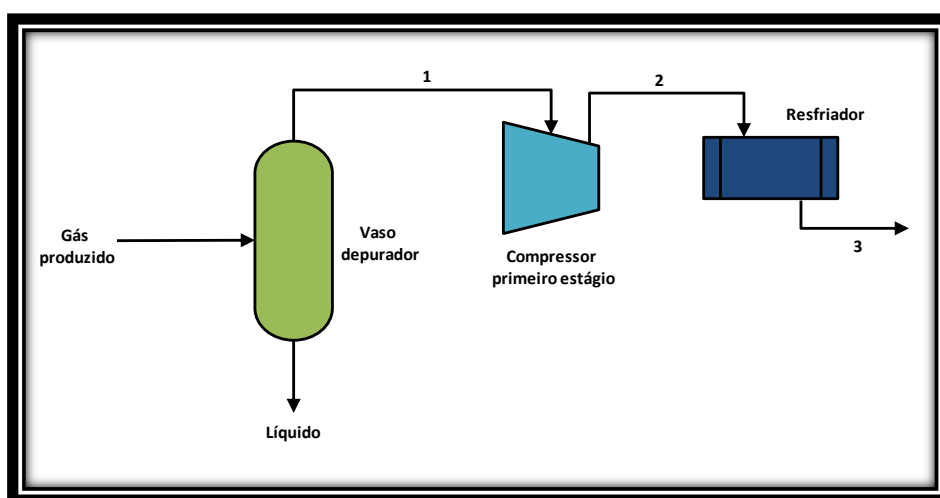


Figura II.8 – Adição da Etapa de Resfriamento.

Assim, o gás deixa o primeiro estágio de compressão na condição de vapor superaquecido (Ponto 2). No resfriador, o gás perde calor e sua condição termodinâmica caminha ao longo do segmento 2-3, conforme apresentado na Figura II.9 abaixo.

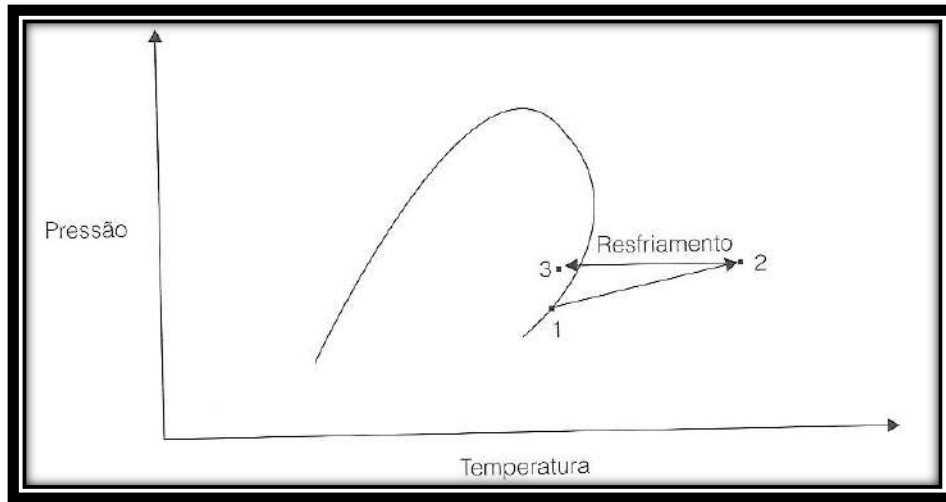


Figura II.9 – Resfriamento do Gás (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural*, 2008 – VAZ et al).

Ao final deste processo, o gás atinge uma temperatura inferior ao ponto de orvalho, ponto 3, de forma que a fração de líquido formado é proporcional à quantidade de calor removida do gás. Portanto, a corrente que sai do resfriador é uma mistura bifásica, sendo conseqüentemente requerida, a depuração do gás a fim de evitar a presença de líquido no interior do compressor utilizado no segundo estágio.

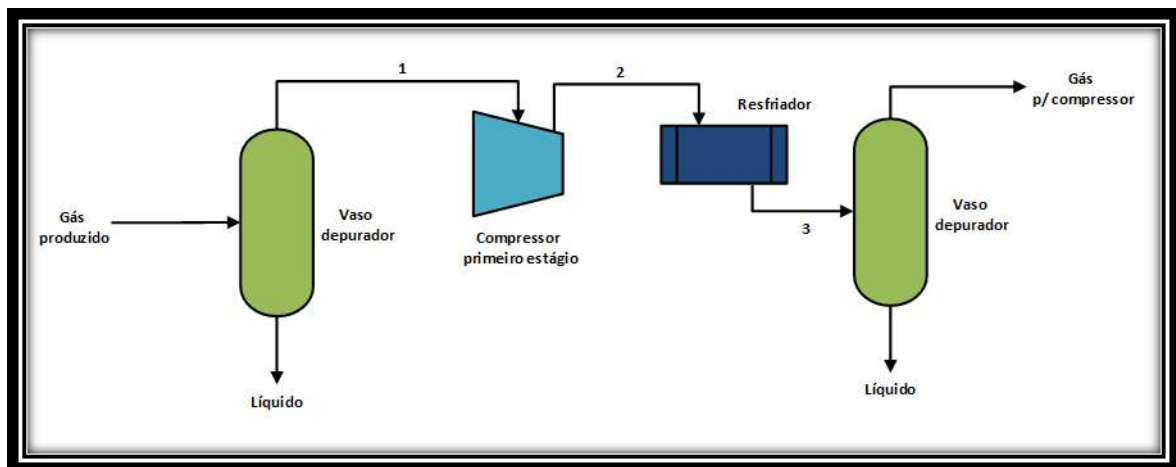


Figura II.10 – Depuração do Gás.

A curva de equilíbrio líquido-vapor do gás natural somente é alterada mediante modificações na composição do gás. Tais alterações ocorrerão ao longo dos depuradores de gás, nos quais o condensado é removido da corrente gasosa, já que a composição do gás depurado e do condensado são diferentes da composição da mistura bifásica que entra no vaso. Na Figura II.11 são apresentadas três curvas de equilíbrio líquido-vapor.

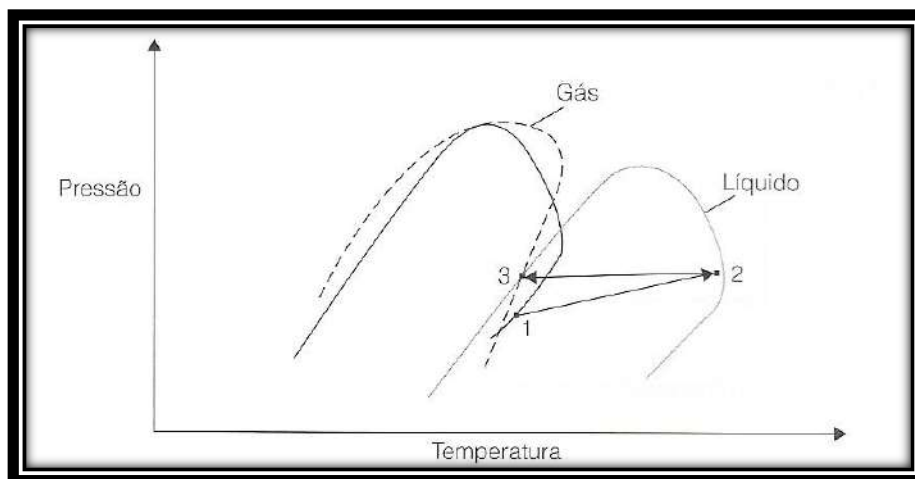


Figura II.11 – Curvas (isopletas de concentração) de Equilíbrio do Fluido de Entrada e dos Fluidos de Saída do Depurador (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural*, 2008 – VAZ et al).

O ponto 3 demarca a condição de temperatura e pressão tanto para a corrente que alimenta o depurador como para as correntes que deixam este equipamento, pois estas apresentam a mesma condição de temperatura e pressão. Na Figura II.11, a curva mais escura corresponde à curva de equilíbrio líquido-vapor na composição da corrente que entra no depurador e, como pode ser observado, através do ponto 3, encontra-se na região bifásica do envelope de fases, sendo portanto uma mistura de líquido e de vapor. Já a curva mais clara, representa a curva de equilíbrio líquido-vapor na composição do líquido que deixa o depurador e, observando-se o ponto 3, a identificamos como uma corrente de líquido saturado. Finalmente, a curva tracejada corresponde ao equilíbrio líquido-vapor na composição do gás depurado, que se encontra na condição de ponto de orvalho.

Estando o gás na condição de vapor saturado, o mesmo segue para o segundo estágio de compressão. Como o objetivo desta descrição é exemplificar um sistema típico de compressão multiestágio, consideraremos que após o segundo estágio o gás atingirá a pressão requerida para sua utilização na forma de gás lift ou simplesmente para sua exportação.

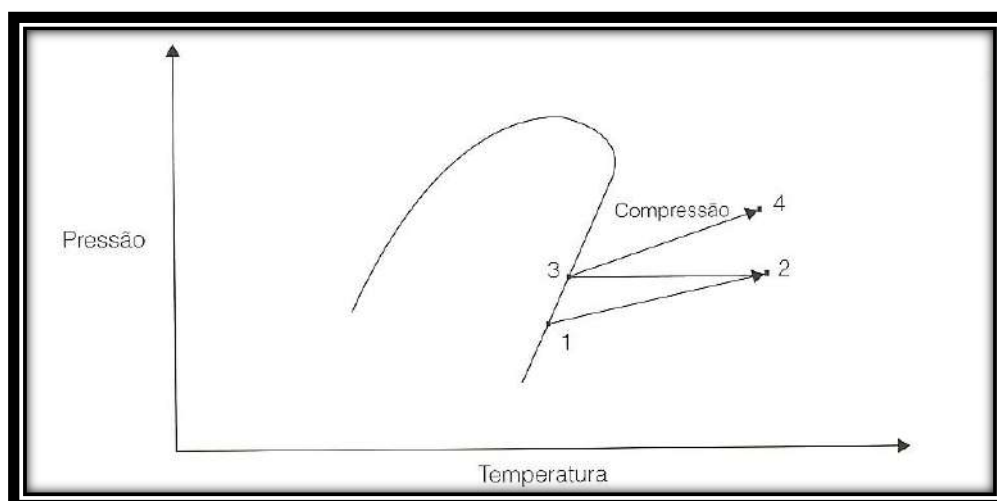


Figura II.12 – Compressor do 2º Estágio (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural*, 2008).

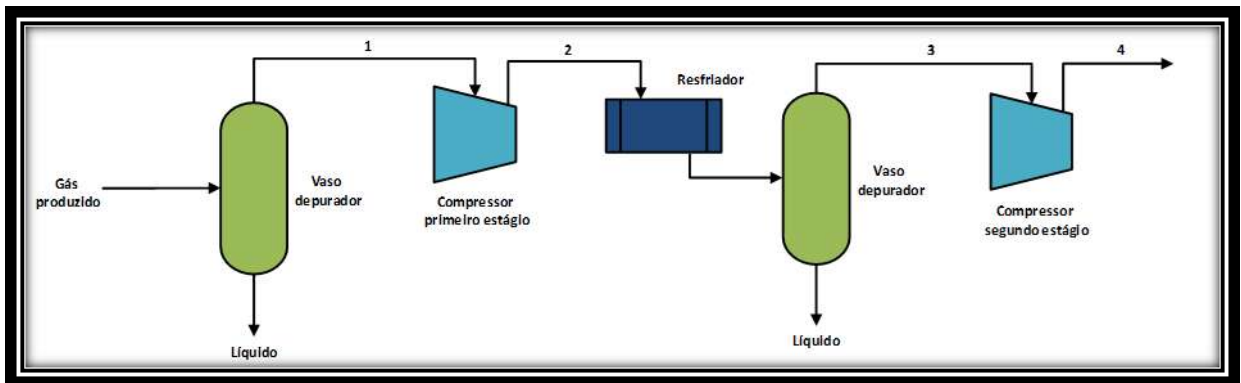


Figura II.13 – Compressão do Gás no 2º Estágio (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural, 2008 – VAZ et al*).

O compressor do segundo estágio opera de forma análoga ao do primeiro estágio. Assim, o ponto 4 (descarga do compressor) das Figuras II.12 e II.13 corresponde a condição de vapor superaquecido.

Com o nível de temperatura elevado, faz-se necessária uma nova etapa de resfriamento de forma semelhante à saída do primeiro estágio, conforme ilustrado na Figura II.14.

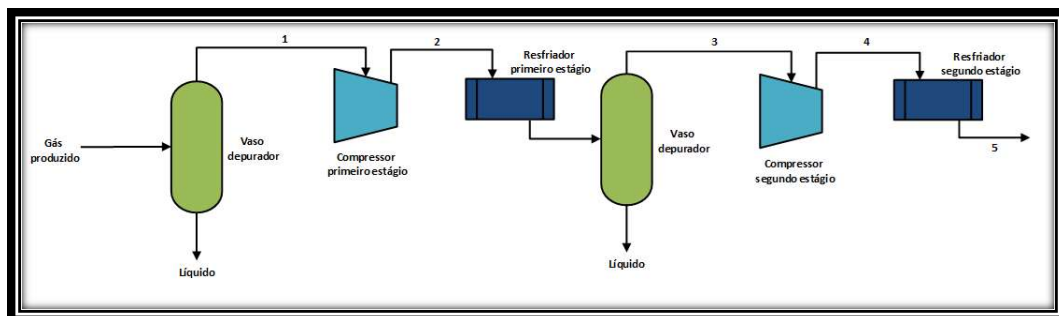


Figura II.14 – Resfriamento do Gás no Segundo Estágio.

À medida que o gás é resfriado, sua condição termodinâmica caminha do ponto 4 para o ponto 5, conforme é ilustrado na Figura II.15. Novamente a quantidade de líquido formado é proporcional à quantidade de calor removido.

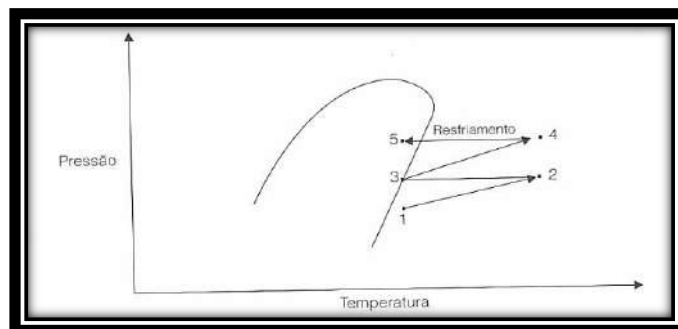


Figura II.15 – Resfriamento no Segundo Estágio (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural, 2008 – VAZ et al*).

Assim como o gás da saída do primeiro resfriador, a corrente que sai do segundo, consistirá numa mistura de líquido e vapor, fazendo-se necessária a introdução de um terceiro vaso depurador no sistema de compressão.

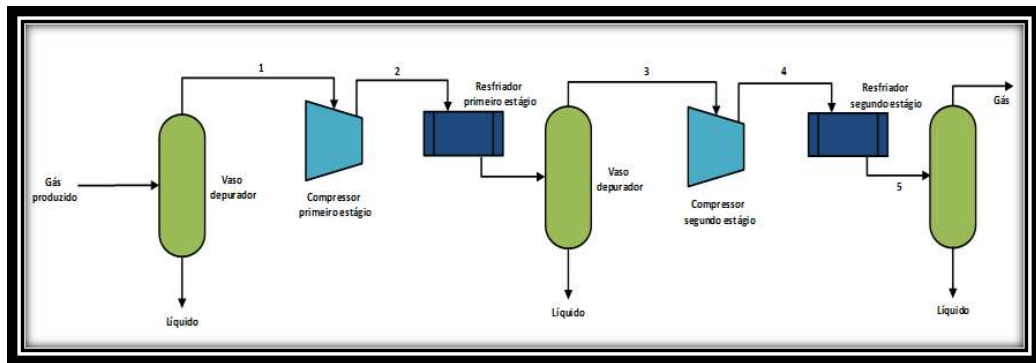


Figura II.16 – Remoção de Líquido na Saída do Sistema de Compressão.

De forma análoga ao processo de depuração anterior, a curva de equilíbrio do gás natural se alterará em decorrência da remoção do condensado existente na corrente, gerando mudança na composição do gás. Tal situação é apresentada na Figura II.17, na qual o ponto 5 demarca a condição de temperatura e pressão da corrente que alimenta o depurador e das correntes que deixam o referido equipamento. A curva tracejada corresponde à curva de equilíbrio líquido-vapor na composição da corrente que alimenta o depurador e pode-se observar, através do ponto 5, que a mesma consiste numa mistura de líquido e vapor. A curva mais clara corresponde à curva de equilíbrio líquido-vapor na composição do líquido que é removido através do depurador, que se apresenta na forma de líquido saturado, conforme demarcado em sua condição de pressão e temperatura. Finalmente, a curva mais escura corresponde à curva de equilíbrio líquido-vapor na composição do gás de saída, que deixa o depurador na forma de vapor saturado.

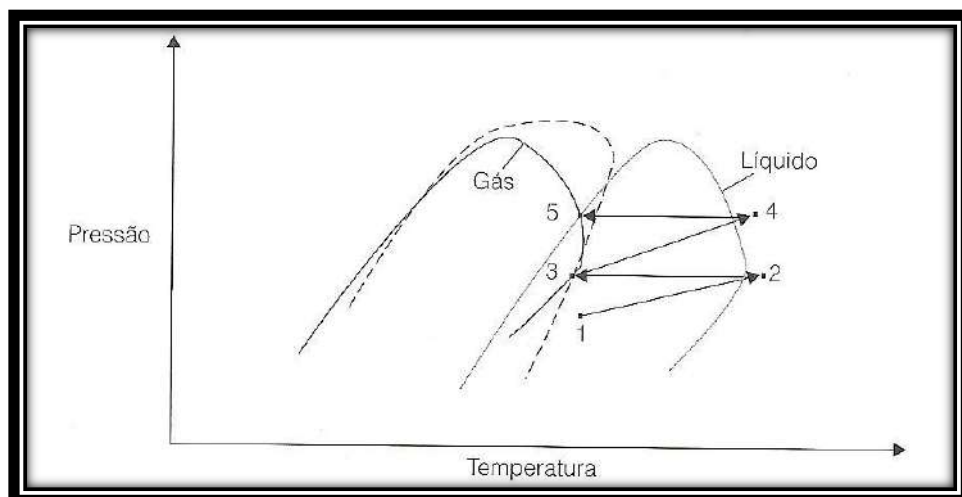


Figura II.17 – Curvas de Equilíbrio dos Fluidos na Entrada e Saída do Depurador (Retirado de *Tecnologia da Indústria do Gás Natural*, 2008 – VAZ et al).

A partir do desenvolvimento de sistemas de produção em águas profundas (lâmina d'água superior a 1 km), tem sido comum a implementação de um sistema em três estágios,

como é o caso do presente projeto, em que maiores razões de compressão são requeridas. Nesses casos é necessária a utilização de um sistema multiestágios, pois a utilização de um único compressor com uma razão de compressão muito alta acarretaria em uma temperatura de descarga muito elevada, gerando problemas mecânicos e de segurança. Assim é recomendável o estabelecimento de uma restrição de temperatura na descarga de cada compressor (300°F segundo a GPSA) a fim de prevenir possíveis problemas.

III. Simulação da Unidade de Compressão

III.1. Apresentação do Software Utilizado – HYSYS

O *HYSYS* consiste em uma poderosa ferramenta que permite a simulação e dimensionamento de processos diversos que ocorrem em plantas químicas e refinarias de petróleo. O software combina uma estratégia modular com um algoritmo de solução não sequencial e, desta forma as soluções podem ser obtidas por múltiplas direções. O simulador disponibiliza uma enorme diversidade de operações unitárias, pacotes termodinâmicos, componentes químicos e suas respectivas propriedades, permitindo o dimensionamento de equipamentos e a estruturação, inclusive, de malhas de controle. Não obstante substâncias que não estão presentes no programa podem ser alimentadas pelo usuário.

Em sua configuração está incluso um gerenciador para a definição das espécies químicas envolvidas, pacotes termodinâmicos, compostos hipotéticos etc. Cada lista de componentes possui um pacote termodinâmico que alimenta a simulação. Caso haja alteração de uma propriedade no gerenciador, toda a simulação é automaticamente recalculada de acordo com o novo pacote de dados.

III.2. Pacotes Termodinâmicos

A seleção do pacote termodinâmico a ser utilizado no simulador tem por objetivo a determinação de todas as propriedades termodinâmicas das espécies químicas envolvidas, propriedades essas requeridas para os cálculos envolvidos no processo. Para que se conduza uma escolha adequada do pacote a ser utilizado há de se levar em conta fatores como:

- Tipo de espécies químicas envolvidas;
- Condições operacionais (pressão e temperatura) a que estão sujeitas o processo;
- Tipo de transformações que ocorrem (condensação, vaporização, dissolução, etc.).

Vale comentar que cada pacote apresenta uma diversidade de equações de estado, havendo tipos distintos para aplicações específicas, conforme é apresentado na tabela III.1.

Para aplicação da indústria petroquímica o modelo Peng-Robinson (PR) é geralmente recomendado. O modelo em si, possui alguns aprimoramentos em relação à equação de estado de PR original, de forma a permitir cálculos mais precisos para uma maior diversidade de sistemas. Sendo assim, no presente projeto foi definido o modelo PR para a simulação da unidade de compressão.

Type of System	Recommended Property Method
TEG Dehydration	PR
Sour Water	PR, Sour PR
Cryogenic Gas Processing	PR, PRSV
Air Separation	PR, PRSV
Atm Crude Towers	PR, PR Options, GS
Vacuum Towers	PR, PR Options, GS (<10 mm Hg), Braun K10, Esso K
Ethylene Towers	Lee Kesler Plocker
High H2 Systems	PR, ZJ or GS (see T/P limits)
Reservoir Systems	PR, PR Options
Steam Systems	Steam Package, CS or GS
Hydrate Inhibition	PR
Chemical systems	Activity Models, PRSV
HF Alkylation	PRSV, NRTL (Contact Hyprotech)
TEG Dehydration with Aromatics	PR (Contact Hyprotech)
Hydrocarbon systems where H2O solubility in HC is important	Kabadi Danner
Systems with select gases and light hydrocarbons	MBWR

Tabela III. 1 – Relação entre Sistemas e Pacotes Termodinâmicos Recomendados (Retirado de *Aspen HYSYS Simulation Basis*).

III. 3. Descrição do Sistema

O serviço requerido consiste basicamente na compressão de uma corrente de gás natural a 9,8 bar para um valor final de 177,3 bar. Em função da alta razão de compressão requerida, o processo não pode ser conduzido mediante um único estágio de compressão, devido a problemas mecânicos e de segurança associados. Assim faz-se necessário um sistema de compressão em multiestágios. Um fluxograma, contendo as metas de projeto e as características básicas do sistema, é apresentado na Figura III.1.

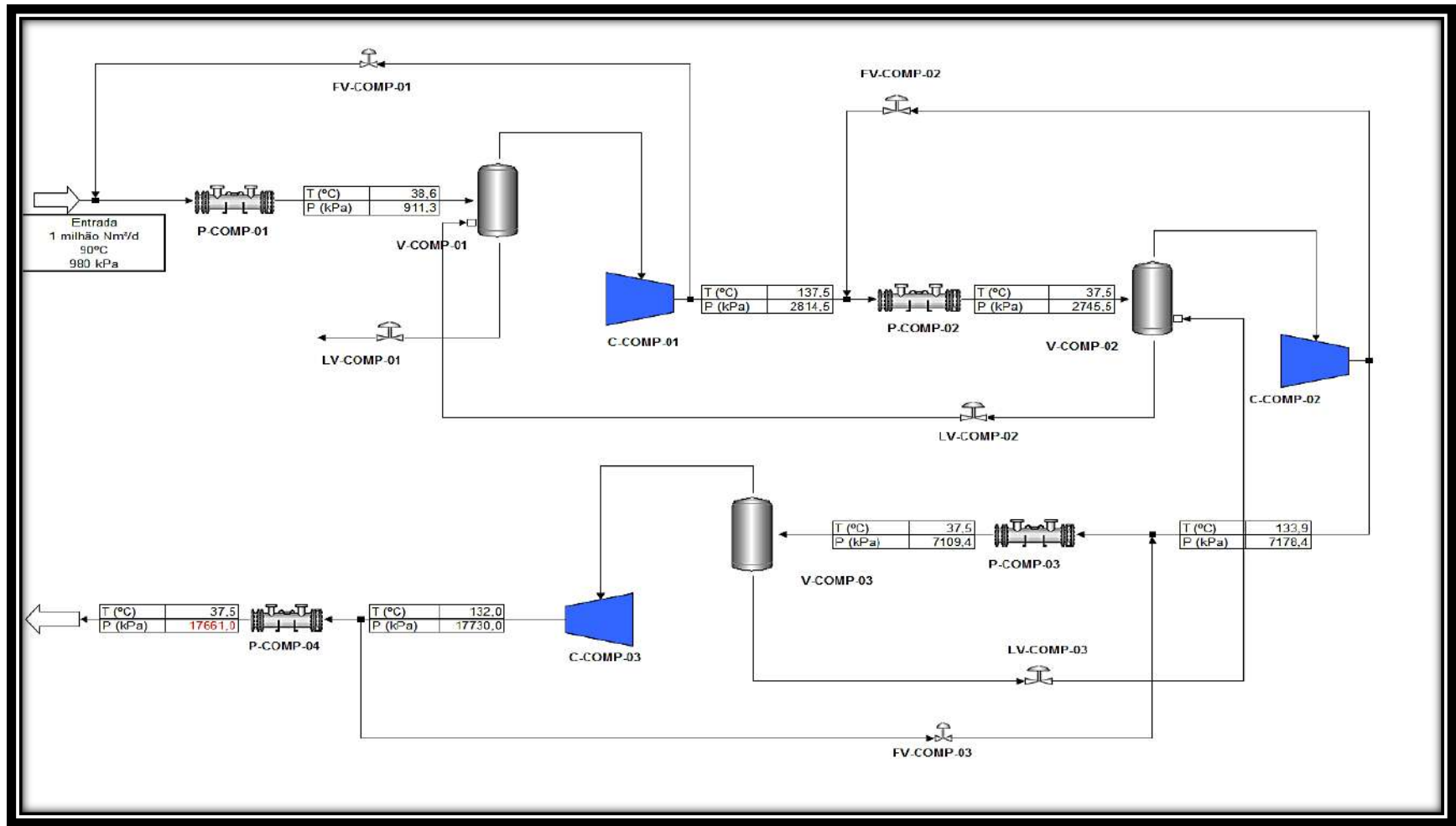


Figura III.1 – Fluxograma do Sistema Simulado.

No que se refere às condições de entrada, a composição da alimentação, em base seca, foi especificada conforme a tabela III.2.

Componente	Fração molar
Metano	8,7163E-01
Etano	5,5000E-02
Propano	3,0800E-02
i-Butano	6,8620E-03
n-Butano	1,4020E-02
i-Pentano	3,2640E-03
n-Pentano	4,9100E-03
n-Hexano	3,7100E-03
n-Heptano	3,0070E-03
n-Octano	1,0060E-03
n-Nonano	2,0870E-04
n-Decano	1,3400E-05
n-C11	0,0000E+00
n-C12	0,0000E+00
Nitrogênio	3,8690E-03
CO2	1,7020E-03

Tabela III.2 – Composição da Corrente de Alimentação em Base Seca.

Essa concepção de projeto foi obtida a partir das recomendações da *GPSA (GPSA Engineering Data Book 11ª ed.)* para sistemas de compressores centrífugos.

O serviço requerido pelo sistema de compressão é aumentar a pressão do gás de 980 kPa para 17661 kPa. A pressão de sucção do sistema de compressão é definida pelas condições de separação gás/óleo. A pressão de descarga, por sua vez, é determinada pelas condições do gasoduto (para exportação de gás) e/ou do reservatório (para injeção de gás).

Nesse caso, não poderíamos utilizar um único compressor para fazer este serviço, uma vez que a alta razão de compressão (pressão de descarga/pressão de sucção) requerida resultaria numa temperatura muito elevada na descarga do compressor. De acordo com a *GPSA*, a temperatura de descarga de um compressor nunca deve ultrapassar 400°F, devido a problemas mecânicos e de segurança.

Uma forma de contornar este problema é o uso de compressores multiestágios, que podem ser entendidos como um conjunto de compressores em série. Neste caso, sempre que a temperatura de descarga do compressor ultrapassar 300°F, recomenda-se o uso de *inter-coolers*, ou seja, resfriadores de gás na descarga de cada estágio de compressão (*GPSA Engineering Data Book 11ª ed.*). Além de prevenir altas temperaturas, o uso de *inter-coolers* provê economia de energia para o sistema, pois quanto menor a temperatura de sucção do compressor, maior será a economia de energia.

Como normalmente há condensação após o resfriamento do gás, instalam-se vasos depuradores antes da sucção de cada estágio de compressão para evitar a presença de líquido no compressor.

No projeto em questão, consideramos que a temperatura de descarga máxima do compressor é igual a 280°F, e a que a temperatura de sucção seja igual a 100°F. Considerando-se essas premissas, temos que o serviço requerido acima pode ser realizado por um compressor de três estágios, com as variáveis de processo (pressão e temperatura) aproximadamente iguais a da Figura III.1.

Com relação ao fluido refrigerante dos trocadores de calor, podemos usar a própria água do mar. Consideramos que a temperatura de entrada da água do mar é igual a 28°C. Para a temperatura de saída, devemos nos precaver para que não seja muito alta devido ao risco de precipitação de carbonato na superfície externa dos tubos. Neste caso, vamos limitar a temperatura de saída da água do mar em 40°C, de forma a precaver temperaturas de parede superiores a 70°C (temperatura de precipitação de carbonato).

Além disso, o trabalho com água do mar requer material especial devido à suscetibilidade à corrosão. Sendo assim, é recomendável que a água do mar passe pelos tubos do trocador de calor casco e tubo utilizado na unidade de compressão. Dessa forma o casco do trocador pode ser fabricado em aço carbono comum, reduzindo o preço do equipamento.

III.4. Construção do Fluxograma de Simulação

III.4.A. Condições de Entrada

Os componentes de interesse são selecionados através do *Simulation Basis Manager*, conforme apresentado na Figura III.2.

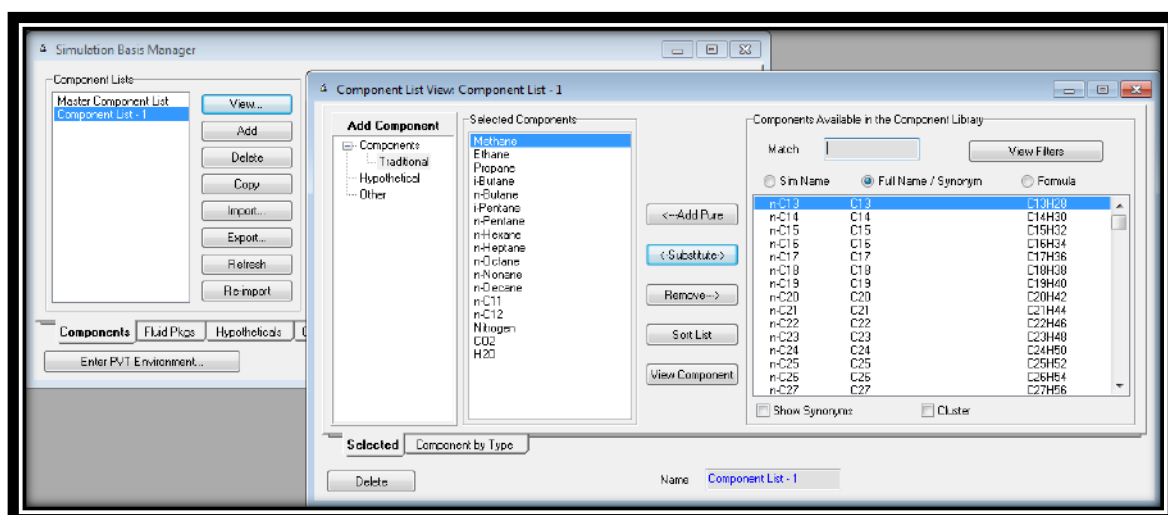


Figura III.2 – Lista de Componentes, Interface do HYSYS.

A composição em base seca apresentada na tabela III.2 não pode ser utilizada como condição de entrada e, assim faz-se necessário trabalhar esses dados de forma a obter a

composição real da corrente de alimentação. A metodologia a seguir foi utilizada para obtenção da corrente saturada de água a partir da composição em base seca:

- Tendo a fração vaporizada ($\beta=1$), pressão ($P=980$ kPa), temperatura ($T=90^{\circ}\text{C}$) e composição em base seca da corrente de entrada. Foi especificado na corrente de entrada da simulação (P1) a fração vaporizada, a pressão e a composição em base seca, em seguida, foi adicionado água, progressivamente, à composição da mistura (em fração molar, sempre normalizando quando variada) até que a temperatura calculada da corrente (temperatura de orvalho) se igualasse a temperatura especificada da corrente de entrada (90°C).

O resultado da aplicação do procedimento é apresentado na tabela III.3.

Componente	Fração molar
Metano	8,0744E-01
Etano	5,0949E-02
Propano	2,8532E-02
i-Butano	6,3566E-03
n-Butano	1,2987E-02
i-Pentano	3,0236E-03
n-Pentano	4,5484E-03
n-Hexano	3,4368E-03
n-Heptano	2,7855E-03
n-Octano	9,3191E-04
n-Nonano	1,9333E-04
n-Decano	1,2413E-05
Nitrogênio	3,5841E-03
CO ₂	1,5766E-03
H ₂ O	7,3647E-02

Tabela III.3 – Composição da Corrente de Alimentação Saturada de Água.

III.4.B. Configuração do Sistema de Compressão

Neste ponto do projeto, tem-se por objetivo o fechamento dos balanços de massa e energia do sistema. Assim serão utilizadas as especificações dos equipamentos conforme os valores default disponíveis no *HYSYS* para prosseguir com a simulação.

Para a simulação dos compressores foi necessário obter a eficiência de compressão, para isso foi utilizado a tabela III.4, que fornece a eficiência politrópica e isentrópica médias em função da faixa de vazão volumétrica de alimentação do compressor em ft^3/min .

Nominal flow range (inlet acfm)	Average polytropic efficiency	Average isentropic efficiency	Speed to develop 10,000 ft head/wheel
100-500	0.63	0.60	20,500
500-7,50	0.74	0.70	10,500
7,500-20,000	0.77	0.73	8,200
20,000-33,000	0.77	0.73	6,500
33,000-55,000	0.77	0.73	4,900
55,000-80,000	0.77	0.73	4,300
80,000-115,000	0.77	0.73	3,600
115,000-145,000	0.77	0.73	2,800
145,000-200,000	0.77	0.73	2,500

Tabela III.4 – Eficiências dos Compressores (GPSA Engineering Data Book Eleventh Edition)

Com as vazões volumétricas obtidos pela simulação temos os resultados apresentados na tabela III.5.

Compressor	Vazão Volumétrica (ft ³ /min)	Eficiência Politrópica	Eficiência Isentrópica
C-COMP-01	3003,5	74%	70%
C-COMP-02	949,4	74%	70%
C-COMP-03	325,1	63%	60%

Tabela III.5 – Eficiências dos Compressores da Simulação.

Além disso, também foi necessário calcular a vazão de surge para os compressores, pois esta vazão será necessária no projeto das linhas e válvulas. Tanto as linhas de reciclo quanto as válvulas de controle de fluxo devem ser dimensionadas para atender a condição de vazão mínima do compressor (linha de surge). Para um projeto mais robusto, foi considerado o caso crítico de recirculação total, ou seja, não há entrada de gás no pacote de compressão, de modo que estas linhas deverão garantir a recirculação de gás em uma vazão acima da condição de surge. Ou seja, a vazão através da linha será igual à vazão de surge do compressor. Para calcular a vazão de surge foi utilizada a curva de compressão para baixa razão de compressão mostrada na Figura III.3.

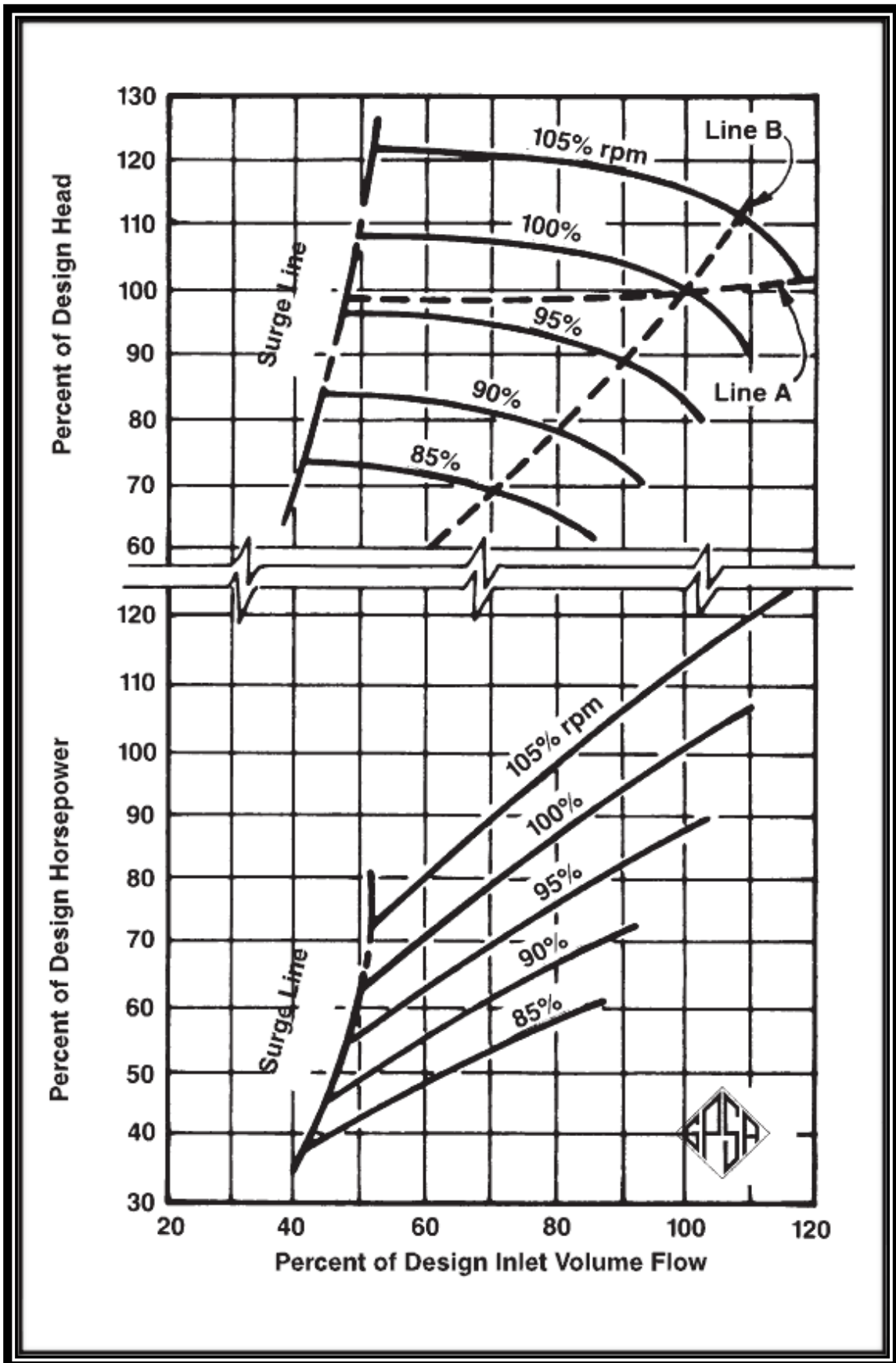


Figura III.3 – Performance do Compressor para Baixa Razão de Compressão (Retirado de *GPSA Engineering Data Book Eleventh Edition*).

Com isso, consideramos a vazão de surge igual a 40% da vazão volumétrica de entrada do compressor, conforme mostrado na tabela III.6.

Compressor	Vazão Volumétrica de Entrada (m ³ /h)	Vazão Volumétrica de Surge (m ³ /h)
C-COMP-01	5103,0	2041,20
C-COMP-02	1613,0	645,20
C-COMP-03	552,3	220,92

Tabela III.6 – Vazão de Surge dos Compressores.

Para o cálculo de suas propriedades, a água do mar (fluido de arrefecimento), foi considerada como água pura.

No sistema em questão, foi considerada uma pressão disponível de 5 bar, para o caso da água do mar. Assim a pressão da corrente de água foi estabelecida nesse valor. Para as válvulas de controle de temperatura (TVs) que controlam a vazão de água do mar que entra no trocador de calor, foi considerado uma queda de pressão de 1 bar.

Para as válvulas de controle de vazão de reciclo (FVs) foi utilizada uma queda de pressão tal que a corrente após a válvula esteja na mesma pressão da corrente com a qual irá ser misturada, o que foi feito utilizando a ferramenta *SET* do *HYSYS* mostrada na Figura III.4.

Com relação às válvulas de controle de nível dos vasos (LVs), observe na Figura III.4 que o líquido separado no terceiro estágio é direcionado para o segundo, e o líquido separado no segundo estágio é direcionado para o primeiro, então a queda de pressão da válvula do vaso do terceiro estágio será igual a diferença de pressão entre os vasos do terceiro e o segundo estágios, e assim por diante. Quanto ao primeiro vaso, foi considerado que o líquido separado é direcionado para um vaso operando a pressão atmosférica, portanto a queda de pressão da válvula será igual à diferença entre a pressão de operação do vaso e a pressão atmosférica.

Para a simulação da operação normal dos compressores, o reciclo foi ajustado de forma que ele recomponha a perda por condensação nos vasos depuradores, ou seja, a vazão molar na sucção do compressor deve ser igual à vazão molar na entrada do sistema. Isso foi feito com a utilização da ferramenta *ADJ* do *HYSYS*, com a fração dos divisores de corrente sendo manipulada.

III.4.C. Simulação do Sistema e Resultados

A seguir são apresentados o fluxograma de processo gerado para a simulação assim como seus resultados correspondentes.

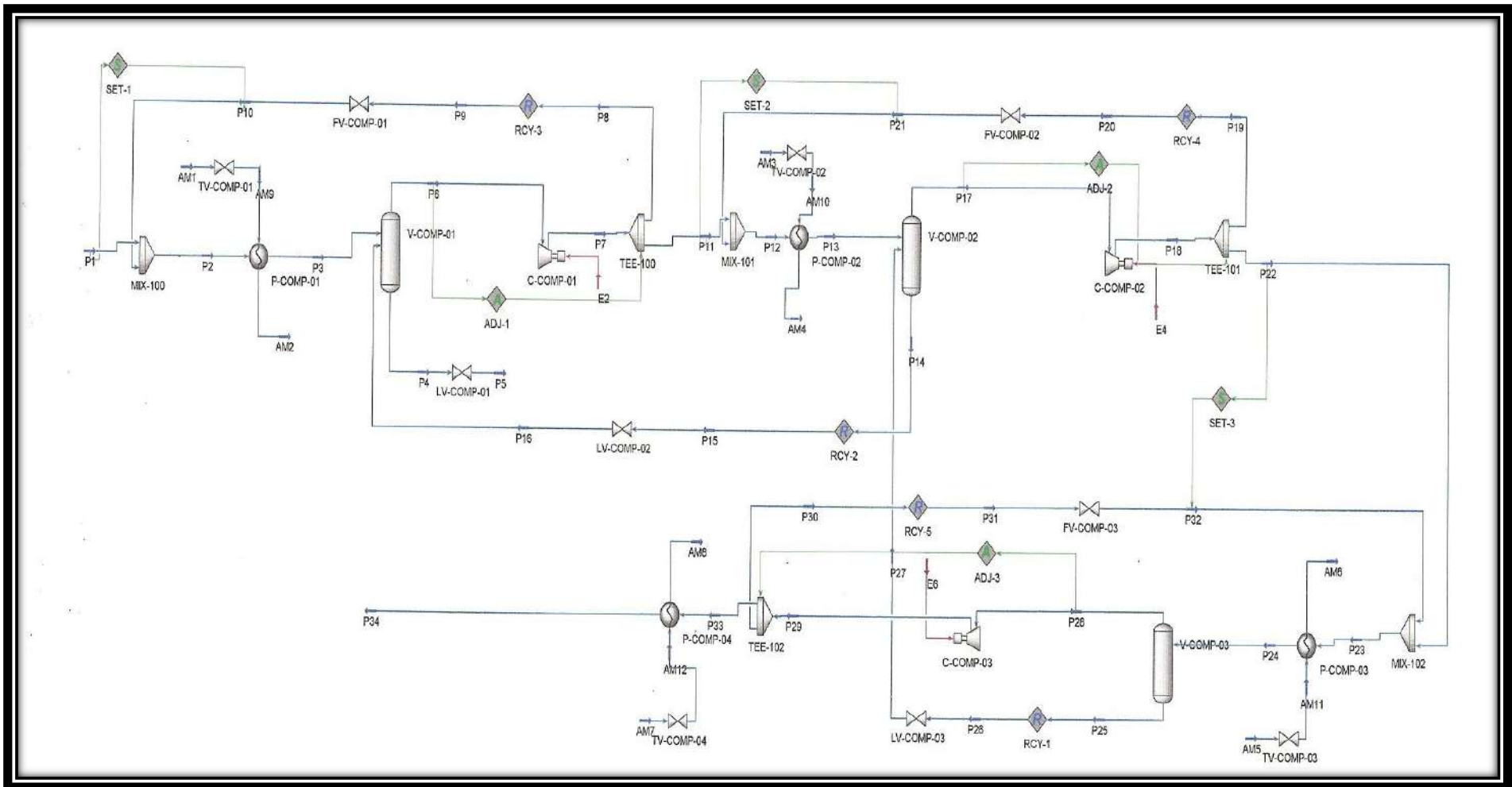


Figura III.4 – Fluxograma de Processo Gerado no HYSYS.

TAG	Equipamento	Corrente de Entrada	Corrente de Saída
V-COMP-01	Vaso Depurador	P3	P4
V-COMP-02	Vaso Depurador	P13	P14
V-COMP-03	Vaso Depurador	P24	P25
C-COMP-01	Compressor	P6	P7
C-COMP-02	Compressor	P17	P18
C-COMP-03	Compressor	P28	P29
RCY-1	Bloco de Reciclo	P25	P26
RCY-2	Bloco de Reciclo	P14	P15
RCY-3	Bloco de Reciclo	P8	P9
RCY-4	Bloco de Reciclo	P19	P20
RCY-5	Bloco de Reciclo	P30	P31
LV-COMP-03	Válvula	P26	P27
LV-COMP-02	Válvula	P15	P16
LV-COMP-01	Válvula	P4	P5
FV-COMP-01	Válvula	P9	P10
FV-COMP-02	Válvula	P20	P21
FV-COMP-03	Válvula	P31	P32
TV-COMP-01	Válvula	AM1	AM9
TV-COMP-02	Válvula	AM3	AM10
TV-COMP-03	Válvula	AM5	AM11
TV-COMP-04	Válvula	AM7	AM12
P-COMP-01	Trocador de Calor	AM9	AM2
P-COMP-02	Trocador de Calor	AM10	AM4
P-COMP-03	Trocador de Calor	AM11	AM6
P-COMP-04	Trocador de Calor	AM12	AM8
TEE-100	Separador	P7	P8
TEE-101	Separador	P18	P19
TEE-102	Separador	P29	P30
MIX-100	Misturador	P1	P2
MIX-101	Misturador	P11	P12
MIX-102	Misturador	P22	P23

Tabela III.7 – Equipamentos com suas Respectivas TAGs e Correntes de Processo.

Corrente	Fração de Vapor (β)	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão (kPa)	Vazão Molar (kgmol/h)	Vazão Mássica (kg/h)
P1	1,000E+00	9,000E+01	9,803E+02	1,859E+03	3,659E+04
P2	1,000E+00	9,267E+01	9,803E+02	1,973E+03	3,889E+04
P3	9,373E-01	3,860E+01	9,113E+02	1,973E+03	3,889E+04
P4	0,000E+00	3,633E+01	9,113E+02	1,383E+02	2,746E+03
P5	2,070E-03	3,612E+01	1,013E+02	1,383E+02	2,746E+03
P6	1,000E+00	3,633E+01	9,113E+02	1,859E+03	3,745E+04
P7	1,000E+00	1,393E+02	2,815E+03	1,859E+03	3,745E+04
P8	1,000E+00	1,393E+02	2,815E+03	1,139E+02	2,294E+03
P9	1,000E+00	1,393E+02	2,815E+03	1,139E+02	2,294E+03
P10	1,000E+00	1,337E+02	9,803E+02	1,139E+02	2,294E+03
P11	1,000E+00	1,393E+02	2,815E+03	1,745E+03	3,516E+04
P12	1,000E+00	1,376E+02	2,815E+03	1,879E+03	3,779E+04
P13	9,889E-01	3,750E+01	2,746E+03	1,879E+03	3,779E+04
P14	0,000E+00	3,743E+01	2,746E+03	2,436E+01	1,310E+03
P15	0,000E+00	3,743E+01	2,746E+03	2,436E+01	1,310E+03
P16	6,790E-02	3,470E+01	9,113E+02	2,436E+01	1,310E+03
P17	1,000E+00	3,743E+01	2,746E+03	1,859E+03	3,663E+04
P18	1,000E+00	1,276E+02	7,178E+03	1,859E+03	3,663E+04
P19	1,000E+00	1,276E+02	7,178E+03	1,339E+02	2,638E+03
P20	1,000E+00	1,276E+02	7,178E+03	1,339E+02	2,638E+03
P21	1,000E+00	1,147E+02	2,815E+03	1,339E+02	2,638E+03
P22	1,000E+00	1,276E+02	7,178E+03	1,725E+03	3,400E+04
P23	1,000E+00	1,261E+02	7,178E+03	1,863E+03	3,672E+04
P24	9,977E-01	3,750E+01	7,109E+03	1,863E+03	3,672E+04
P25	0,000E+00	3,750E+01	7,109E+03	4,256E+00	1,511E+02
P26	0,000E+00	3,750E+01	7,109E+03	4,256E+00	1,511E+02
P27	1,084E-01	3,375E+01	2,746E+03	4,256E+00	1,511E+02
P28	1,000E+00	3,750E+01	7,109E+03	1,859E+03	3,657E+04
P29	1,000E+00	1,306E+02	1,773E+04	1,859E+03	3,657E+04
P30	1,000E+00	1,306E+02	1,773E+04	1,384E+02	2,723E+03
P31	1,000E+00	1,306E+02	1,773E+04	1,384E+02	2,723E+03
P32	1,000E+00	1,078E+02	7,178E+03	1,384E+02	2,723E+03
P33	1,000E+00	1,306E+02	1,773E+04	1,721E+03	3,385E+04
P34	9,995E-01	3,750E+01	1,766E+04	1,721E+03	3,385E+04
AM1	0,000E+00	2,800E+01	5,000E+02	1,079E+04	1,943E+05
AM2	0,000E+00	4,000E+01	3,700E+02	1,079E+04	1,943E+05
AM3	0,000E+00	2,800E+01	5,000E+02	1,040E+04	1,874E+05
AM4	0,000E+00	4,000E+01	3,700E+02	1,040E+04	1,874E+05
AM5	0,000E+00	2,800E+01	5,000E+02	9,406E+03	1,694E+05
AM6	0,000E+00	4,000E+01	3,700E+02	9,406E+03	1,694E+05
AM7	0,000E+00	2,800E+01	5,000E+02	1,067E+04	1,921E+05
AM8	0,000E+00	4,000E+01	3,700E+02	1,067E+04	1,921E+05
AM9	0,000E+00	2,802E+01	4,000E+02	1,079E+04	1,943E+05
AM10	0,000E+00	2,802E+01	4,000E+02	1,040E+04	1,874E+05
AM11	0,000E+00	2,802E+01	4,000E+02	9,406E+03	1,694E+05
AM12	0,000E+00	2,802E+01	4,000E+02	1,067E+04	1,921E+05

Tabela III.8 – Condições Calculadas para as Correntes de Processo.

Corrente	Fração Molar														
	Metano	Etano	Propano	i-Butano	n-Butano	i-Pentano	n-Pentano	n-Hexano	n-Heptano	n-Octano	n-Nonano	n-Decano	Nitrogênio	CO2	H2O
P1	8,0744E-01	5,0949E-02	2,8532E-02	6,3566E-03	1,2987E-02	3,0236E-03	4,5484E-03	3,4368E-03	2,7855E-03	9,3191E-04	1,9333E-04	1,2413E-05	3,5841E-03	1,5766E-03	7,3647E-02
P2	8,1053E-01	5,1155E-02	2,8663E-02	6,3920E-03	1,3068E-02	3,0508E-03	4,5957E-03	3,5079E-03	2,8950E-03	9,7215E-04	1,9379E-04	1,2009E-05	3,5957E-03	1,5828E-03	6,9787E-02
P3	8,1053E-01	5,1155E-02	2,8663E-02	6,3920E-03	1,3068E-02	3,0508E-03	4,5957E-03	3,5079E-03	2,8950E-03	9,7215E-04	1,9379E-04	1,2009E-05	3,5957E-03	1,5828E-03	6,9787E-02
P4	8,5389E-04	2,6915E-04	5,0466E-04	2,7345E-04	7,7753E-04	4,5120E-04	9,0479E-04	2,3613E-03	6,8278E-03	6,7879E-03	2,2909E-03	1,6377E-04	2,2052E-03	9,4591E-06	9,7532E-01
P5	8,5389E-04	2,6915E-04	5,0466E-04	2,7345E-04	7,7753E-04	4,5120E-04	9,0479E-04	2,3613E-03	6,8278E-03	6,7879E-03	2,2909E-03	1,6377E-04	2,2052E-03	9,4591E-06	9,7532E-01
P6	8,6104E-01	5,4519E-02	3,0799E-02	6,9691E-03	1,4378E-02	3,4948E-03	5,3691E-03	4,6712E-03	4,6858E-03	1,6284E-03	2,0079E-04	5,3945E-06	3,7860E-03	1,6830E-03	6,7752E-03
P7	8,6104E-01	5,4519E-02	3,0799E-02	6,9691E-03	1,4378E-02	3,4948E-03	5,3691E-03	4,6712E-03	4,6858E-03	1,6284E-03	2,0079E-04	5,3945E-06	3,7860E-03	1,6830E-03	6,7752E-03
P8	8,6104E-01	5,4519E-02	3,0799E-02	6,9691E-03	1,4378E-02	3,4948E-03	5,3691E-03	4,6712E-03	4,6858E-03	1,6284E-03	2,0079E-04	5,3945E-06	3,7860E-03	1,6830E-03	6,7752E-03
P9	8,6104E-01	5,4519E-02	3,0799E-02	6,9689E-03	1,4378E-02	3,4944E-03	5,3682E-03	4,6692E-03	4,6821E-03	1,6290E-03	2,0133E-04	5,4097E-06	3,7859E-03	1,6830E-03	6,7763E-03
P10	8,6104E-01	5,4519E-02	3,0799E-02	6,9689E-03	1,4378E-02	3,4944E-03	5,3682E-03	4,6692E-03	4,6821E-03	1,6290E-03	2,0133E-04	5,4097E-06	3,7859E-03	1,6830E-03	6,7763E-03
P11	8,6104E-01	5,4519E-02	3,0799E-02	6,9691E-03	1,4378E-02	3,4948E-03	5,3691E-03	4,6712E-03	4,6858E-03	1,6284E-03	2,0079E-04	5,3945E-06	3,7860E-03	1,6830E-03	6,7752E-03
P12	8,6170E-01	5,4549E-02	3,0799E-02	6,9616E-03	1,4353E-02	3,4782E-03	5,3357E-03	4,5968E-03	4,5387E-03	1,5499E-03	1,8876E-04	5,0377E-06	3,7811E-03	1,6842E-03	6,4747E-03
P13	8,6170E-01	5,4549E-02	3,0799E-02	6,9616E-03	1,4353E-02	3,4782E-03	5,3357E-03	4,5968E-03	4,5387E-03	1,5499E-03	1,8876E-04	5,0377E-06	3,7811E-03	1,6842E-03	6,4747E-03
P14	6,7946E-02	1,8917E-02	3,1863E-02	1,5696E-02	4,3291E-02	2,2171E-02	4,2648E-02	8,5748E-02	1,6184E-01	8,4059E-02	1,2634E-02	3,6897E-04	1,0221E-02	2,9664E-04	4,0230E-01
P15	6,7948E-02	1,8918E-02	3,1865E-02	1,5697E-02	4,3293E-02	2,2172E-02	4,2650E-02	8,5753E-02	1,6185E-01	8,4056E-02	1,2632E-02	3,6879E-04	1,0222E-02	2,9664E-04	4,0228E-01
P16	6,7948E-02	1,8918E-02	3,1865E-02	1,5697E-02	4,3293E-02	2,2172E-02	4,2650E-02	8,5753E-02	1,6185E-01	8,4056E-02	1,2632E-02	3,6879E-04	1,0222E-02	2,9664E-04	4,0228E-01
P17	8,7042E-01	5,4951E-02	3,0794E-02	6,8638E-03	1,4026E-02	3,2616E-03	4,9011E-03	3,6285E-03	2,6224E-03	5,2605E-04	3,1831E-05	3,8559E-07	3,7166E-03	1,6996E-03	2,5571E-03
P18	8,7042E-01	5,4951E-02	3,0794E-02	6,8638E-03	1,4026E-02	3,2616E-03	4,9011E-03	3,6285E-03	2,6224E-03	5,2605E-04	3,1831E-05	3,8559E-07	3,7166E-03	1,6996E-03	2,5571E-03
P19	8,7042E-01	5,4951E-02	3,0794E-02	6,8638E-03	1,4026E-02	3,2616E-03	4,9011E-03	3,6285E-03	2,6224E-03	5,2605E-04	3,1831E-05	3,8559E-07	3,7166E-03	1,6996E-03	2,5571E-03
P20	8,7042E-01	5,4951E-02	3,0793E-02	6,8637E-03	1,4026E-02	3,2613E-03	4,9006E-03	3,6275E-03	2,6212E-03	5,2645E-04	3,1931E-05	3,8691E-07	3,7165E-03	1,6996E-03	2,5571E-03
P21	8,7042E-01	5,4951E-02	3,0793E-02	6,8637E-03	1,4026E-02	3,2613E-03	4,9006E-03	3,6275E-03	2,6212E-03	5,2645E-04	3,1931E-05	3,8691E-07	3,7165E-03	1,6996E-03	2,5571E-03
P22	8,7042E-01	5,4951E-02	3,0794E-02	6,8638E-03	1,4026E-02	3,2616E-03	4,9011E-03	3,6285E-03	2,6224E-03	5,2605E-04	3,1831E-05	3,8559E-07	3,7166E-03	1,6996E-03	2,5571E-03
P23	8,7056E-01	5,4956E-02	3,0793E-02	6,8625E-03	1,4022E-02	3,2592E-03	4,8966E-03	3,6206E-03	2,6103E-03	5,2127E-04	3,1311E-05	3,7533E-07	3,7150E-03	1,6998E-03	2,4544E-03
P24	8,7056E-01	5,4956E-02	3,0793E-02	6,8625E-03	1,4022E-02	3,2592E-03	4,8966E-03	3,6206E-03	2,6103E-03	5,2127E-04	3,1311E-05	3,7533E-07	3,7150E-03	1,6998E-03	2,4544E-03
P25	1,2466E-01	2,5887E-02	3,4611E-02	1,4257E-02	3,7229E-02	1,5879E-02	2,9106E-02	4,6236E-02	6,8098E-02	2,6709E-02	2,8957E-03	5,6584E-05	1,2502E-02	4,7553E-04	5,6140E-01
P26	1,2466E-01	2,5887E-02	3,4611E-02	1,4257E-02	3,7229E-02	1,5879E-02	2,9106E-02	4,6236E-02	6,8098E-02	2,6709E-02	2,8957E-03	5,6583E-05	1,2502E-02	4,7553E-04	5,6140E-01
P27	1,2466E-01	2,5887E-02	3,4611E-02	1,4257E-02	3,7229E-02	1,5879E-02	2,9106E-02	4,6236E-02	6,8098E-02	2,6709E-02	2,8957E-03	5,6583E-05	1,2502E-02	4,7553E-04	5,6140E-01
P28	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8455E-03	1,3969E-02	3,2303E-03	4,8412E-03	3,5230E-03	2,4604E-03	4,6132E-04	2,4754E-05	2,4666E-07	3,6949E-03	1,7026E-03	1,1748E-03
P29	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8455E-03	1,3969E-02	3,2303E-03	4,8412E-03	3,5230E-03	2,4604E-03	4,6132E-04	2,4754E-05	2,4666E-07	3,6949E-03	1,7026E-03	1,1748E-03
P30	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8455E-03	1,3969E-02	3,2303E-03	4,8412E-03	3,5230E-03	2,4604E-03	4,6132E-04	2,4754E-05	2,4666E-07	3,6949E-03	1,7026E-03	1,1748E-03
P31	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8454E-03	1,3968E-02	3,2301E-03	4,8408E-03	3,5223E-03	2,4596E-03	4,6173E-04	2,4835E-05	2,4759E-07	3,6948E-03	1,7026E-03	1,1748E-03
P32	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8454E-03	1,3968E-02	3,2301E-03	4,8408E-03	3,5223E-03	2,4596E-03	4,6173E-04	2,4835E-05	2,4759E-07	3,6948E-03	1,7026E-03	1,1748E-03
P33	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8455E-03	1,3969E-02	3,2303E-03	4,8412E-03	3,5230E-03	2,4604E-03	4,6132E-04	2,4754E-05	2,4666E-07	3,6949E-03	1,7026E-03	1,1748E-03
P34	8,7227E-01	5,5023E-02	3,0784E-02	6,8455E-03	1,3969E-02	3,2303E-03	4,8412E-03	3,5230E-03	2,4604E-03	4,6132E-04	2,4754E-05	2,4666E-07	3,6949E-03	1,7026E-03	1,1748E-03

Tabela III.9 – Composições Molares para as Correntes de Gás Natural.

TAG	Equipamento	Consumo (kW)
C-COMP-01	Compressor	2,3186E+03
C-COMP-02	Compressor	1,8631E+03
C-COMP-03	Compressor	1,8931E+03

Tabela III.10 – Consumo dos Compressores.

TAG	Target Variable		Source
	Object	Variable	Object
SET-1	P10	Pressure	P1
SET-2	P21	Pressure	P11
SET-3	P32	Pressure	P22

Tabela III.11 – Parâmetros Utilizados nos Blocos de SET da Simulação.

TAG	Adjusted Variable		Target Variable	
	Object	Variable	Object	Variable
ADJ-1	TEE-100	Flow Ratio (Flow Ratio_1)	P6	Molar Flow
ADJ-2	TEE-101	Flow Ratio (Flow Ratio_1)	P17	Molar Flow
ADJ-3	TEE-102	Flow Ratio (Flow Ratio_1)	P28	Molar Flow

Tabela III.12 – Parâmetros Utilizados nos Blocos de ADJ da Simulação.

IV. Projeto do Sistema de Troca Térmica

IV.1. Projeto Termo-Hidráulico de Trocadores de Calor do Tipo Casco e Tubo

O desenvolvimento do sistema em questão contempla a utilização de trocadores de calor do tipo casco e tubo (Figura IV.1). Tais permutadores consistem de um casco cilíndrico dentro do qual se encontram dispostos feixes de tubos em arranjos específicos. Para que ocorra a troca térmica um dos fluidos circula entre o casco e o lado externo dos tubos e o outro fluido no lado interno dos tubos.

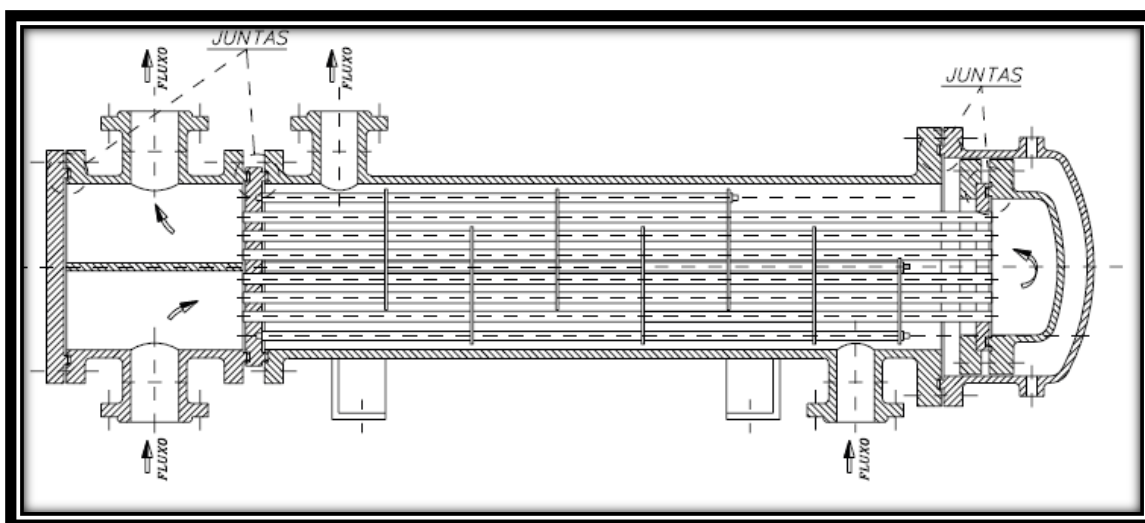


Figura IV.1 – Estrutura Básica de um Trocador do Tipo Casco e Tubo.

Por encontrarem vasta aplicação em processos industriais diversos o entendimento básico da forma de operação desse tipo de permutador de calor é de suma importância para a formação de um engenheiro químico. Ao longo deste capítulo será inicialmente apresentado um procedimento geral de projeto baseado no método *Bell-Delaware* e posteriormente, o mesmo será aplicado no projeto dos quatro trocadores de calor requeridos para o sistema de compressão em multiestágios.

IV.1.A. Especificações Iniciais

IV.1.A.i. Posicionamento dos Fluidos de Processo

Alguns critérios básicos, baseados parcialmente em empirismo, permitem direcionar a escolha nesta etapa. Dentre as considerações típicas é apresentada a seguir uma ordem de prioridade fundamentada em fatores como custo, e facilidade de manutenção, que direcionam a decisão a respeito do fluido que deve ser posicionado no interior dos tubos:

- Água de resfriamento;
- Fluidos corrosivos, ou fluidos que possam provocar depósitos e incrustações;
- Fluido menos viscoso;

- Fluido operando à temperatura e pressões mais elevadas;
- Fluido com menor vazão;
- Vapores de água condensando (a outros vapores dá-se preferência à sua circulação pelo casco).

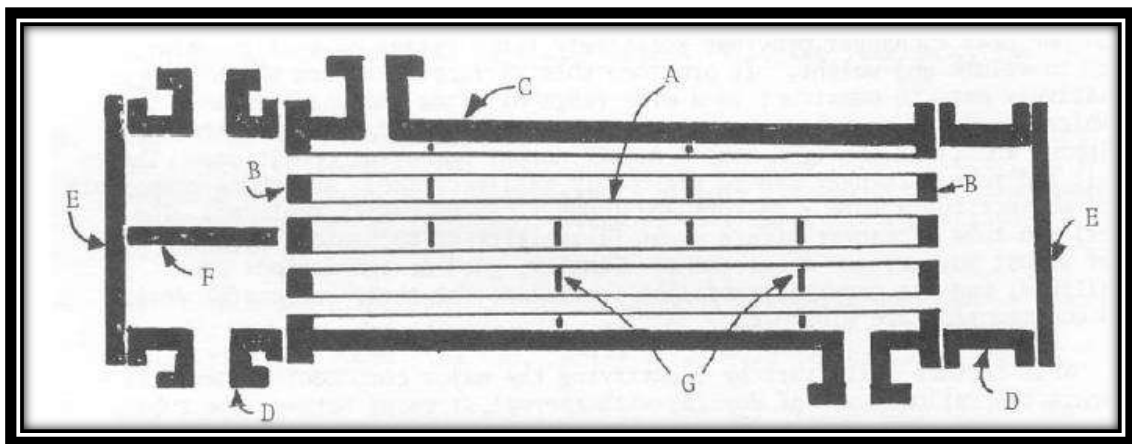
Considerando o sistema em foco no projeto, é importante ressaltar que o trabalho com água do mar requererá a utilização de material especial em função de problemas de depósito e corrosão. Sendo assim, a opção mais sensata, para o projeto como um todo, é o escoamento da água do mar através dos tubos, pois dessa forma o casco do trocador pode ser fabricado em aço carbono comum, reduzindo o preço do equipamento.

IV.1.A.ii. Tipos de Cabeçote e Casco

A norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) prevê determinados modelos de cabeçotes e cascos que são designados por letras. Conforme o serviço realizado pelo equipamento determinadas configurações mostram-se mais ou menos adequadas.

Com o intuito de orientar melhor a escolha da configuração, serão apresentados de forma breve alguns dos componentes básicos de um trocador do tipo casco e tubo.

IV.1.A.ii.a. Geometria Básica



Legenda:
A – Tubos;
B – Espelhos (“Tubesheet”);
C – Casco;
D – Cabeçotes;
E – Tampas;
F – Divisor;
G – Chicanas.

Figura IV.2 – Principais Componentes.

• Tubos

Tratam-se dos componentes fundamentais do trocador, uma vez que determinam a área de troca térmica. Geralmente apresentam um alto custo e estão mais sujeitos à corrosão

que os outros componentes. Sua construção é padronizada em dimensões de 1/4", 3/8", 1/2", 3/4", 1", 1^{1/4}" e 1^{1/2}" no que se refere ao diâmetro externo enquanto a espessura de parede é especificada segundo as unidades do calibre Birmingham para fios (BWG). Na prática as dimensões mais utilizadas são as de 3/4" e 1". A tabela abaixo informa as correspondências de espessura em polegadas para diferentes valores de BWG.

BWG	Thickness (in.)
7	0.180
8	0.165
10	0.134
11	0.120
12	0.109
13	0.095
14	0.083
15	0.072
16	0.065
17	0.058
18	0.049
20	0.035
22	0.028
24	0.022
26	0.018

Tabela IV.1 – Escala Birmingham Wire Gauge.

- **Espelhos ou "Tubesheets"**

Tais partes do trocador servem de suporte para o feixe de tubos. O espelho apresenta-se como uma placa de metal perfurada na qual o feixe de tubos é inserido e fixado através de processos de mandrilagem ou solda.

- **Casco**

Caracterizado por sua forma cilíndrica, o casco é feito de tubos de aço padronizado cuja especificação será determinada em grande parte, pelas condições de pressão referentes ao processo.

- **Chicanas**

Chicanas exercem três funções básicas:

- ✓ Suporte dos tubos na posição apropriada durante a montagem e operação;
- ✓ Evitar vibrações dos tubos causadas por turbilhões;
- ✓ Guiar o fluxo do lado do casco através do feixe, aumentando a velocidade, turbulência e o coeficiente de troca térmica.

A dimensão padrão da chicana é a porcentagem de corte, que pode ser definida como a razão entre a abertura e o diâmetro interno de um casco.

IV.1.A.ii.b. Norma TEMA

Os trocadores são classificados pela TEMA de acordo com a forma dos cabeçotes e do casco, sendo a designação feita por 3 letras conforme apresentado a seguir.

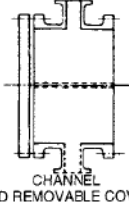
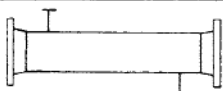
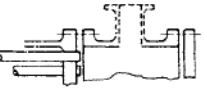
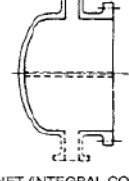
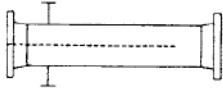

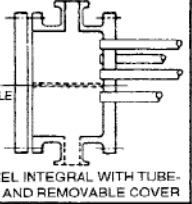


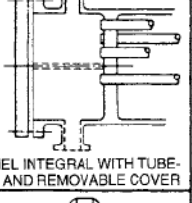
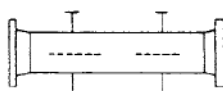
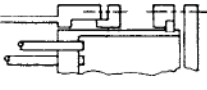
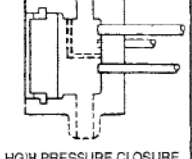




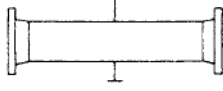
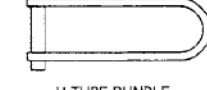
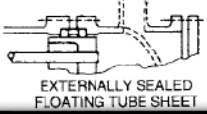
FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBE SHEET

Figura IV.3 – TEMA (Retirado de Perry, 1980).

A tabela a seguir avalia comparativamente diversos tipos de projeto quanto a uma série de aspectos.

Tipo do modelo	Espelho fixo	Tubo em U	Cabeçote flutuante com anel de vedação em caixa de gaxeta	Cabeçote interno flutuante (com anel bipartido)	Cabeçote flutuante com gaxeta externa	Espelho flutuante removível pelo carretel
Tipo do cabeçote posterior	L ou M ou N	U	W	S	P	T
T.E.M.A.						
O custo relativo aumenta de A (o mais barato) para E (o mais caro)	B	A	C	E	D	E
Dispositivo para a expansão térmica diferencial	Junta de expansão no casco	Os tubos se expandem livremente	Cabeçote flutuante	Cabeçote flutuante	Cabeçote flutuante	Cabeçote flutuante
Feixe removível	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de substituição do feixe	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de substituição individual dos tubos	Sim	Apenas os da fileira externa*	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza química do interior e do exterior dos tubos	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza mecânica do interior dos tubos	Sim	Com ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza mecânica do exterior dos tubos:						
Arranjo triangular	Não	Não†	Não†	Não†	Não†	Não†
Arranjo quadrado	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza mediante jatos hidráulicos:						
Interior do tubo	Sim	Mediante ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim	Sim
Exterior do tubo	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de espelho duplo	Sim	Sim	Não	Não	Sim	Não
Número de passes do tubo	Sem limitações práticas	Qualquer número par é possível	Limitado a um ou dois passes	Sem limitações práticas‡	Sem limitações práticas	Sem limitações práticas§
Gaxetas internas eliminadas	Sim	Sim	Sim	Não	Sim	Não

Tabela IV.2 – Avaliação Comparativa das Possíveis Configurações (Retirado de Perry, 1980).

Para o projeto em questão foi determinada a configuração NEN.

IV.1.A.iii. Tubos

- **Dimensionamento**

Para a maioria das aplicações, costuma-se utilizar tubos de 3/4" e 1" de diâmetro externo. Para serviços com circulação de água é comum utilizar-se diâmetros de 3/4" com espessuras de 16 BWG, assim como para os casos no qual ocorre escoamento de hidrocarbonetos líquidos. No que se refere à espessura, a especificação de 14 BWG é recomendada para fluidos com altas tendências para problemas de incrustação (SERTH 2007), embora numerações menores possam ser aplicadas a permutadores operando a altas pressões.

No que se refere ao comprimento, um ponto importante é a disposição de instalação. Comprimentos típicos situam-se numa faixa que vai de 8 a 30 ft. Vale ressaltar, que no presente projeto *padronizou-se um comprimento de 20ft* de forma a minimizar a variabilidade de tubos de reserva e a variabilidade dos tipos de equipamentos de limpeza.

- **Layout**

Existem fundamentalmente quatro tipos de disposição de tubos, no que se refere à direção do fluxo no lado do casco do trocador:

- ✓ Quadrado (90°);
- ✓ Quadrado rodado (45°);
- ✓ Triangular (30°);
- ✓ Triangular rodado (60°).

A disposição triangular, do tipo rodado ou não, é a que oferece o menor custo por unidade de área, por possibilitar um menor diâmetro do casco para uma mesma área de troca térmica. No entanto para fluidos com alto fator de incrustação, arranjos quadrados podem se mostrar uma melhor opção. Como neste projeto somente gás estará circulando no lado do casco, *optou-se pela padronização do arranjo triangular*, uma vez que consideraremos o fator de incrustação do gás desprezível.

IV.1.A.iv. Fatores de Incrustação (Fouling Factors)

Considerando a relevância da possibilidade de incrustação da corrente de água do mar, seu respectivo fator de incrustação foi obtido através da tabela a seguir:

Fluid	Coefficient (W/m² °C)	Factor (resistance) (m² °C/W)
River water	3000–12,000	0.0003–0.0001
Sea water	1000–3000	0.001–0.0003
Cooling water (towers)	3000–6000	0.0003–0.00017
Towns' water (soft)	3000–5000	0.0003–0.0002
Towns' water (hard)	1000–2000	0.001–0.0005
Steam condensate	1500–5000	0.00067–0.0002
Steam (oil free)	4000–10,000	0.0025–0.0001
Steam (oil traces)	2000–5000	0.0005–0.0002
Refrigerated brine	3000–5000	0.0003–0.0002
Air and industrial gases	5000–10,000	0.0002–0.0001
Flue gases	2000–5000	0.0005–0.0002
Organic vapors	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000–5000	0.0003–0.0002

Tabela IV.3 – Fouling Factors (Retirado de *Chemical Engineering Design*, 2008).

Para a hipótese mais conservadora, um fator de $0.001 \text{ m}^2\text{C}^\circ/\text{W}$ foi considerado.

IV.1.B. Coeficientes de Transferência Térmica (Estimativas Iniciais)

Ao longo do processo, o calor é transmitido através de mecanismos combinados de condução e convecção. A força motriz que governa este mecanismo está relacionada com a diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio. Para descrevermos o sistema em termos globais, define-se um coeficiente global de transferência de calor, U , através da equação que segue que calcula a taxa de calor, \dot{q} :

$$\dot{q} = U.A.(\Delta T)_m \quad (\text{Equação IV.1})$$

A área de transferência, A , corresponde à área superficial do tubo interno ao casco e pode ser baseada tanto no seu diâmetro interno quanto no seu diâmetro externo. Na prática, utiliza-se o diâmetro externo, D_o , para o cálculo:

$$A_{ext} = \pi * D_o *. L \quad (\text{Equação IV.2})$$

A diferença de temperatura, $(\Delta T)_m$, consiste na Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (LMTD, em inglês) e pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$LMTD = \frac{(T_e - t_s) - (T_s - t_e)}{\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e}} \quad (\text{Equação IV.3})$$

Onde “ T_e ” e “ T_s ” correspondem às temperaturas de entrada e saída do fluido que circula no casco (gás), sendo “ t_e ” e “ t_s ” valores correspondentes ao fluido que circula no interior dos tubos (água do mar).

Vale ressaltar, que a Equação IV.1 se aplica a sistemas onde não ocorra mudança de fase. Quando este tipo de ocorrência é considerado, torna-se mais apropriado relacionar a taxa de calor com a mudança de entalpia da corrente.

Contudo, num sistema real, faz-se necessário a modificação desta LMTD através de um fator de correção, F_t , que permite uma melhor estimativa para a diferença de temperatura e desta forma obtém-se uma LMTD corrigida, CLMTD.

$$CMLTD = F_t * LMTD \quad (\text{Equação IV.4})$$

O fator de correção, por sua vez, é função de dois termos adimensionais denominados de R e S , que podem ser calculados da seguinte forma:

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad (\text{Equação IV.5})$$

$$S = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \quad (\text{Equação IV.6})$$

E desta forma o fator F_t pode ser calculado através da seguinte equação, que é válida para trocadores casco e tubo com uma passagem no casco e dois ou mais passes por tubo (SERTH 2007):

$$F_t = \frac{(R^2+1)^{0.5} \cdot \ln[(1-S)/(1-R*S)]}{(R-1) \cdot \ln[(2-S*(R+1-(R^2+1)^{0.5})) / (2-S*(R+1-\sqrt{R^2+1}))]} \quad \text{Equação IV.7}$$

Com a consideração do fator de incrustação, há de se considerar um novo coeficiente global de troca térmica, U_D , que em termos de projeto, demanda a utilização de uma estimativa inicial, de forma a permitir a sequencia de cálculos requerida para o processo. Tal estimativa pode ser feita com base na figura a seguir:

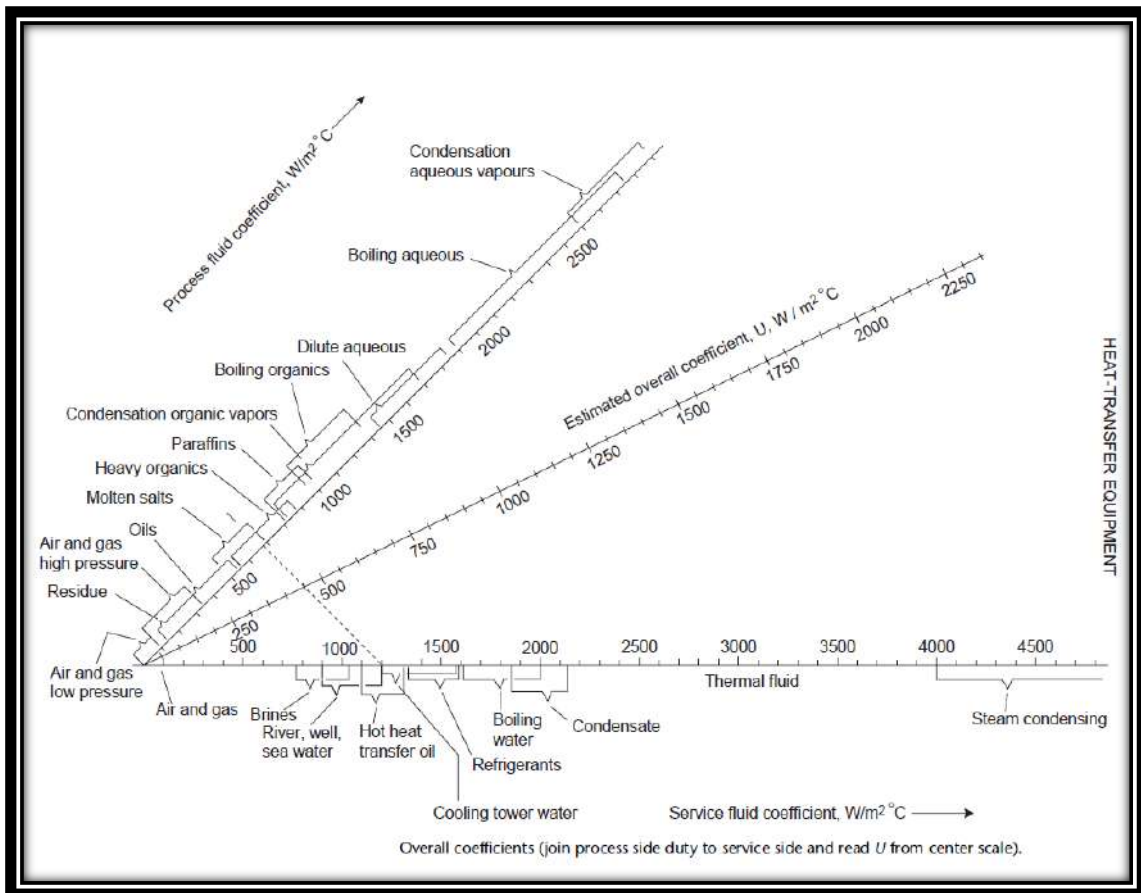


Figura IV.5 – Estimativa para Coeficientes Globais de Troca Térmica (Retirado de *Chemical Engineering Design*, 2008).

Desta forma uma boa estimativa inicial para o projeto em questão encontra-se numa faixa de 350 a 450 W/m²°C, que será identificado pela abreviatura U_{D0} .

IV.1.C. Cálculo da Área Requerida e do Número de Tubos (n_T)

Para tal, procede-se com a seguinte rotina de cálculos:

- **Passo um**

Inicialmente a área externa do tubo é calculada, através da Equação IV.2, sendo D_o e L , respectivamente, o diâmetro externo e o comprimento do tubo.

- **Passo dois**

Com base nas metas de projeto, obtém-se, por balanço de energia, a taxa de troca térmica, \dot{q} . Evidentemente o valor de \dot{q} poderá ser obtido através de qualquer um dos fluidos de processo, admitindo-se que o balanço esteja correto, em função da variação da entalpia no sistema.

$$\dot{q} = \Delta(\dot{m} * H)_{Fluido} \text{ Equação IV.8}$$

Sendo:

\dot{m} = Vazão mássica;

H = Entalpia da corrente

No projeto em questão, a ferramenta de simulação *HYSYS* foi utilizada. Assim, alimentando-se as metas de projeto no simulador, o valor de \dot{q} é facilmente disponibilizado, permitindo que o cálculo prossiga.

Uma vez obtido \dot{q} , a área total de troca térmica pode ser facilmente calculada através da expressão que segue:

$$A_{tot} = \frac{\dot{q}}{U_{D0} * CLMTD} \text{ (Equação IV.9)}$$

Onde:

U_{D0} = Estimativa inicial para o coeficiente global de troca térmica, considerando a ocorrência de incrustação;

$CLMTD$ = Média logarítmica das diferenças de temperatura corrigida.

- **Passo três**

Finalmente o número de tubos requerido pode ser calculado da seguinte equação:

$$n_T = \frac{A_{tot}}{A_{ext}} \text{ (Equação IV. 10)}$$

Vale notar que esta serve como uma estimativa aproximada para o n_T . Através da determinação do número de passes, o número de tubos deverá ser reavaliado, conforme será apresentado no item IV.1.E.

IV.1.D. Cálculo do Número de Passes por Tubo

Para processos com circulação de fluidos de baixa viscosidade, é de extremo interesse garantir-se a condição de escoamento em regime turbulento plenamente desenvolvido no interior dos tubos do permutador. Embora esta prática não se aplique aos fluidos de alta viscosidade, em tais condições de escoamento garante-se uma maior eficiência no processo de troca térmica. Uma vez determinadas a dimensão e o número requerido de tubos, o número de passes, n_p , é determinado de forma a fornecer um número de Reynolds que garanta condição de regime turbulento, o que é apresentado na equação a seguir:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot n_p}{\pi \cdot D_i \cdot n_T \cdot \mu} \geq 10^4 \text{ (Equação IV.11)}$$

Onde:

D_i = Diâmetro interno do tubo

μ = Viscosidade dinâmica do fluido

Não obstante a velocidade do fluido também deve ser levada em consideração para a determinação do número de passes. Na prática, é desejável que no caso de líquidos a velocidade esteja situada numa faixa entre 3-8 ft/s (Aproximadamente entre 0.9-2.4 m/s – SERTH, 2007). No presente projeto, utilizando a água do mar no interior dos tubos, a rotina de cálculo deverá satisfazer não somente a Equação IV.11, mas também fornecer um valor aceitável de velocidade, que esteja localizado dentro da referida faixa. Esta pode ser calculada através da equação que segue:

$$V = \frac{\dot{m} \cdot (n_p / n_T)}{\rho \cdot \pi \cdot (D_i^2 / 4)} \text{ (Equação IV.12)}$$

Onde:

ρ = Densidade mássica do fluido

Tal procedimento justifica-se pelo fato de baixas velocidades serem potenciais causadoras de problemas de incrustação e, não obstante, pelo fato de velocidades excessivas serem potenciais causadoras de problemas de erosão nas paredes do tubo.

IV.1.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos

Tendo-se determinado o número de passes juntamente como uma estimativa inicial para o número de tubos, utiliza-se a tabela que segue para a determinação do valor mais próximo do número de tubos e do diâmetro interno do casco correspondente.

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U			
	Number of passes				Number of passes				Number of passes			
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6	
8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24	
10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40	
12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74	
13¼	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98	
15¼	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136	
17¼	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182	
19¼	295	282	258	248	258	250	228	220	266	248	234	
21¼	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296	
23¼	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356	
25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424	
27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502	
29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588	
31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688	
33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788	
35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908	
37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008	
39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146	
42	1503	1466	1404	1372	1409	1378	1314	1296	1434	1388	1350	
45	1726	1690	1622	1588	1635	1608	1536	1504	1652	1604	1560	
48	1964	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794	
54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326	
60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2832	2800	3006	2944	2884	
66	3769	3722	3618	3576								
72	4502	4448	4324	4280								
78	5309	5252	5126	5068								
84	6162	6108	5964	5900								
90	7103	7040	6898	6800								
96	8093	8026	7848	7796								
108	10260	10206	9992	9940								
120	12731	12648	12450	12336								

Tabela IV.4 – Contagem para Número de Tubos e Diâmetros de Casco Correspondentes.

Esta tabela considera especificamente a configuração de arranjo triangular com tubos de diâmetro externo de 3/4", o que corresponde especificamente a situação particular do projeto. O TEMA tipo N, pode ser utilizado em equivalência com o TEMA tipo M.

Assim de forma a exemplificar sua utilização, para um número de passes igual a 2 e uma contagem de tubos igual a 660, obtém – se o número equivalente mais próximo, 668, o que corresponde a um diâmetro de casco interno de 29" que será posteriormente identificado pela abreviatura d_s .

Neste momento o design preliminar do trocador casco e tubo foi determinado, o que permite a ferramenta de simulação HYSYS o cálculo do coeficiente global de troca térmica requerido para o serviço, U_{Req} . Tal coeficiente também poderia ser calculado alternativamente através da equação que segue:

$$U_{req} = \frac{\dot{q}}{n_T * \pi * D_o * L * CLMTD} \text{ Equação IV.13}$$

IV.1.F. Determinação do Corte e Espaçamento das Chicanas

No presente projeto uma estimativa inicial para o corte (*baffle cut*) foi fixada em 20%. No que se refere ao espaçamento, a literatura sugere valores entre 0.2 a 1 vezes o valor do diâmetro interno do casco, d_s . Como ponto de partida o valor foi fixado em 0.7 vezes o valor de d_s . Caso a perda de carga observada mostre-se muito alta, o mesmo valor deverá ser aumentado.

IV.1.G. Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D

A partir dos valores obtidos até este ponto, torna-se possível simular o trocador de calor no próprio *HYSYS*. Assim, é conduzido o seguinte procedimento:

- As condições da corrente de entrada são especificadas no trocador, juntamente com os valores referentes ao seu dimensionamento;
- As condições de saída, calculadas através da simulação, são verificadas juntamente com o valor calculado para o coeficiente global de troca térmica resultante das condições de projeto, U_D ;
- Se a temperatura de saída do gás apresenta-se maior que a requerida pelo projeto, o sistema apresenta subdimensionamento e, a partir do valor de U_D fornecido pela simulação, atualiza-se a estimativa inicial U_{D^0} e então se repete todo o procedimento iniciado a partir do item IV.1.B.
- Para o caso de a temperatura de saída do gás ser inferior à requerida pelas metas de projeto, o sistema encontra-se sobredimensionado e então é calculado o overdesign do equipamento através da seguinte equação:

$$\text{Overdesign} = \frac{U_D - U_{Req}}{U_D} \quad (\text{Equação IV.14})$$

Sendo U_{Req} , o valor correspondente às metas de projeto, obtido no item IV.1.E.

- Se o valor de overdesign apresenta-se muito superior a 10%, retorna-se ao item IV.1B, atualizando a estimativa inicial U_{D^0} com o novo valor calculado de U_D , procedendo-se então novamente com a rotina de cálculos anteriormente apresentada.
- Para o presente projeto, um limite superior de 20% para o overdesign foi estabelecido.

IV.1.H. Verificação da Perda de Carga

A perda de carga de projeto, calculada por simulação, é então comparada com a perda de carga especificada pelo projeto (no que se refere ao gás). Para o caso de um valor acima do permitido, o espaçamento das chicanas deverá ser aumentado e assim retorna-se ao item IV.1.F.

IV.2. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador I

De acordo com a metodologia apresentada anteriormente, serão desenvolvidos em sequência os projetos dos trocadores I, II, III e IV. A estrutura iterativa de cálculo utilizada será conforme explicada no item IV.1.

IV.2.A. Especificações Iniciais

Vale comentar que as propriedades de corrente foram coletadas nas condições de entrada da mesma. Essa consideração foi feita ao longo do projeto dos quatro trocadores.

Condições das Correntes de Processo/Metas de Projeto		
Propriedades	Corrente de Gás	Corrente de Água

Cp (J/mol. °C)	4,5400E+01	7,7700E+01
K (W/m.K)	4,0300E-02	6,1543E-01
μ (Pa.s)	1,3300E-05	8,3200E-04
ρ (Kg/m ³)	6,4600E+00	1,0052E+03
Vazão mássica (kg/h)	3,8900E+04	1,9400E+05
Fouling Factor (m ² .°C/W)	-	1,0000E-03
Temperatura de Entrada (K)	3,6582E+02	3,0115E+02
Temperatura de Saída (K)	3,1200E+02	3,1315E+02
Pressão de Entrada (kPa)	9,8030E+02	4,0000E+02
Pressão de Saída (kPa)	9,1130E+02	-

Tabela IV.4 – Condições das Correntes para o Trocador I.

Especificações para o Primeiro Trocador	
Configuração TEMA	NEN
Diâmetro Externo do Tubo (D _e)	3/4 in
Comprimento do Tubo	20 ft
Espessura do Tubo	14 BWG
Fluido de circulação no Tubo	Água do Mar
Fluido de Circulação no Casco	Gás Natural Bruto

Tabela IV.5 – Determinações Iniciais para o Trocador I.

IV.2.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD

Trabalhando-se neste caso com:

$$T_e = 365.82 \text{ K};$$

$$T_s = 311.75 \text{ K};$$

$$t_e = 301.15 \text{ K};$$

$$t_s = 313.15 \text{ K};$$

- i. Pela Equação IV.3, obtemos: LMTD = 26.2414.
- ii. Por sua vez os valores de R e S podem ser calculados através das equações IV.5 e IV.6 respectivamente, retornando os valores de 4.5058 e 0.1856.
- iii. O fator de correção, F_t , é obtido conforme a Equação IV.7 e neste caso assume o valor de 0.7784.
- iv. Portanto, através da Equação IV.4, o valor de CMLTD obtido é de 20.4274.

IV.2.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido

- i. Para o Trocador I estimou-se, com auxílio da Figura IV.5, um valor de U_{D^0} de 400 W/m²°C.
- ii. Com base nas metas de projeto, o simulador HYSYS fornece um taxa de calor de $1.004 \cdot 10^7$ kJ/h, o que pode ser expresso como $2.7880 \cdot 10^6$ W.
- iii. Pela Equação IV.2, obtém-se uma área externa por tubo de, A_{ext} , de 0.3648 m².
- iv. Assim, através da Equação IV.9 obtém-se uma área requerida, A_{tot} , igual a 341.2055 m².

- v. Por fim, através da *Equação IV.10*, o número de tubos, n_T , igual a 935.2467, o que pode ser aproximado para 935.

IV.2.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo

Partindo-se das restrições impostas no item IV.1.D, o número de passes deve ser tal que respeite a condição de regime turbulento plenamente desenvolvido e ainda os limites superior e inferior de velocidade.

- i. O projeto deste trocador baseia-se num diâmetro externo de 3/4" e uma espessura de 14 BWG, no que se refere ao tubo. Através da tabela IV.1, encontramos uma espessura equivalente de 0,083 in. O diâmetro interno, D_i , pode ser então obtido, uma vez que $D_i = D_e - 2x$ (*espessura do tubo*). Fazendo as devidas conversões, obtemos $D_i = 14.83 \text{ mm}$.
- ii. Assim resta, através das *equações IV.11 e IV.12*, obter através de processo iterativo um valor satisfatório para o número de passes, n_p .
- Primeira tentativa com, $n_p = 1$:
 $Re = 5.9504 * 10^3 \rightarrow$ Abaixo do desejado
 $V = 0.3321 \text{ m/s} \rightarrow$ Fora da faixa desejável
 - Segunda tentativa com, $n_p = 2$:
 $Re = 1.1901 * 10^4 \rightarrow$ Valor permitido
 $V = 0.6642 \text{ m/s} \rightarrow$ Fora da faixa desejável
 - Terceira tentativa com, $n_p = 4$:
 $Re = 2.3802 * 10^4 \rightarrow$ Valor permitido
 $V = 1.3285 \text{ m/s} \rightarrow$ Dentro da faixa desejável
- iii. Portanto o número de passes que satisfaz as condições requeridas é quatro.

IV.2.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos

Tendo em vista a tabela IV.4, temos a contagem de número de tubos mais próxima em $n_T = 942$. Para tal valor, obtemos um diâmetro interno de casco correspondente a $d_s = 35$ in (889 mm).

IV.2.F. Espaçamento das Chicanas, B

Conforme apresentado anteriormente, o espaçamento das chicanas corresponderá a 0.7 vezes o valor de d_s .

Assim, $B = 0.7 * d_s = 0.6223 \text{ m}$.

IV.2.G Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D

Especificando-se as metas de projeto, através da simulação, o valor de U requerido, U_{req} é de 1433.27 kJ/h.m².C, conforme apresentado abaixo:

The screenshot shows the 'Sizing Data' window in HYSYS. It has three radio buttons: 'Overall' (selected), 'Shell', and 'Tube'. There is a checkbox 'Accept any input data' which is unchecked. Below are two main sections: 'Configuration' and 'Calculated Information'.

Configuration	
Number of Shell Passes	1
Number of Shells in Series	1
Number of Shells in Parallel	1
Tube Passes per Shell	4
Exchanger Orientation	Horizontal
First Tube Pass Flow Direction	Counter
Elevation (Base)	0,0000

TEMA Type: N - E - N

Calculated Information	
Shell HT Coeff [kJ/h-m2-C]	<empty>
Tube HT Coeff [kJ/h-m2-C]	<empty>
Overall U [kJ/h-m2-C]	1433
Overall UA [kJ/C-h]	4,915e+005
Shell DP [kPa]	69,00
Tube DP [kPa]	0,0000
Heat Trans. Area per Shell [m2]	342,9
Tube Volume per Shell [m3]	1,116
Shell Volume per Shell [m3]	2,151

Figura IV.6 – Dados Gerais de Dimensionamento (Metas de Projeto), Interface do HYSYS.

Cabe agora o desenvolvimento da simulação do trocador especificado ao longo dos cálculos anteriores, de acordo com as condições de entrada das correntes existentes. A seguir é apresentado um passo a passo para realizar-se a simulação.

- i. Primeiramente são alimentadas as condições de entrada, as quais são exatamente iguais às metas de projeto:

Name	Água (Entrada)	Água (Saída)	Gás (Entrada)	Gás (Saída)
Vapour	0,0000	0,0000	1,0000	0,9367
Temperature [C]	28,02	40,20	92,67	37,48
Pressure [kPa]	400,0	355,6	980,3	929,8
Molar Flow [kgmole/h]	1,078e+004	1,078e+004	1973	1973
Mass Flow [kg/h]	1,942e+005	1,942e+005	3,889e+004	3,889e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	194,6	194,6	109,7	109,7
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2,860e+005	-2,850e+005	-8,774e+004	-9,291e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54,48	57,56	177,7	163,0
Heat Flow [kJ/h]	-3,083e+009	-3,073e+009	-1,731e+008	-1,833e+008

Figura IV.7 – Condições de Entrada Especificadas para o Trocador I, Interface do HYSYS.

- ii. São então alimentadas as especificações técnicas do trocador, referentes ao seu dimensionamento:

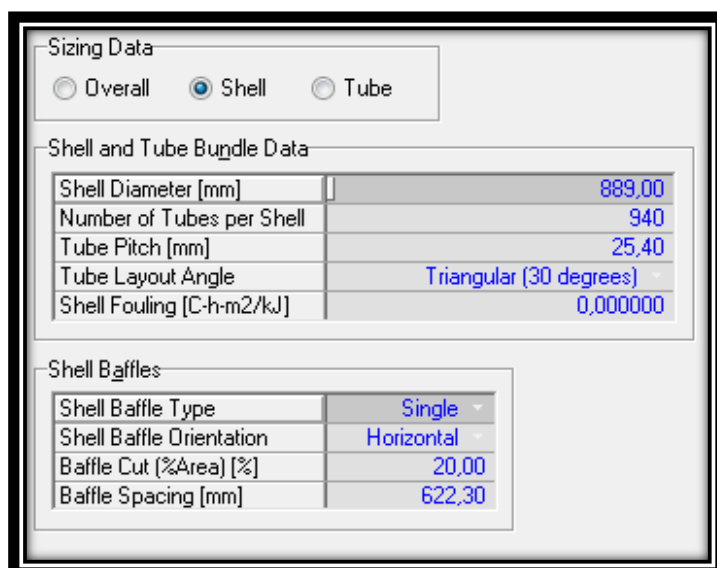


Figura IV.8 - Dados de Dimensionamento do Casco, interface do HYSYS.

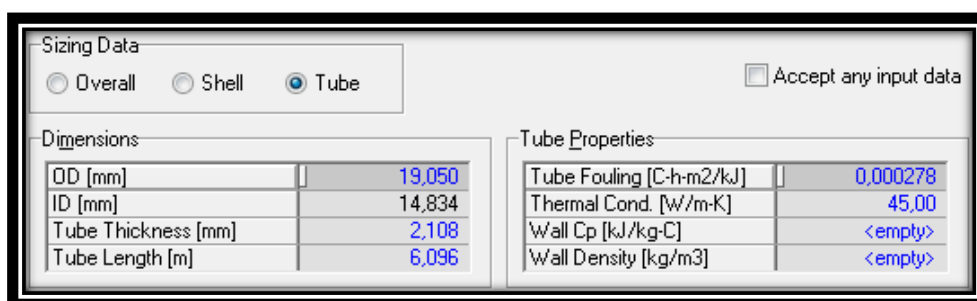


Figura IV.9 - Dados de Dimensionamento dos Tubos, interface do HYSYS.

- iii. Com isto a simulação retorna um valor de $U_D = 1507.65 \text{ kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}$, conforme apresentado a seguir:

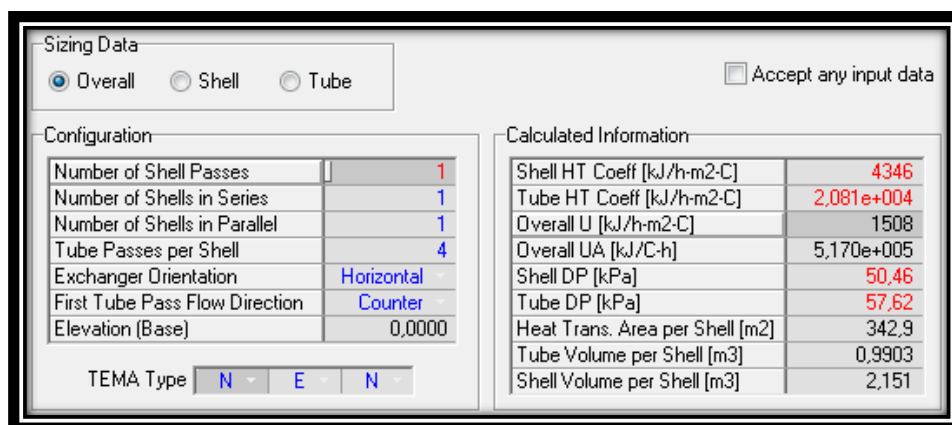


Figura IV.10 – Dados Gerais de Dimensionamento, interface do HYSYS.

- iv. Conforme apresentado no item IV.1.G, a comparação das condições de saída entre as metas de projeto e o resultado de projeto tem a seguinte forma:

	Meta de Projeto	Valor de Projeto Obtido
Temperatura de Saída do Gás (°C)	38,6	37,8

Coeficiente Global de Troca Térmica (kJ/h.m².C)

$U_{Req} = 1433,27$

$U_D = 1507.65$

Tabela IV.5 – Comparação entre as Metas de Projeto e os Resultados Obtidos.

- v. Pode-se, portanto partir para o cálculo de overdesign, utilizando-se a *Equação IV.14*. Nestas condições obtemos um Overdesign de 0.0519, o que permite o encerramento do procedimento.

IV.2.H. Verificação da Perda de Carga

Tem-se pelas metas de projeto uma perda de carga especificada em 69 kPa para o gás. Os resultados de projeto obtidos apontam para uma perda de carga aceitável, conforme apresentado a seguir:

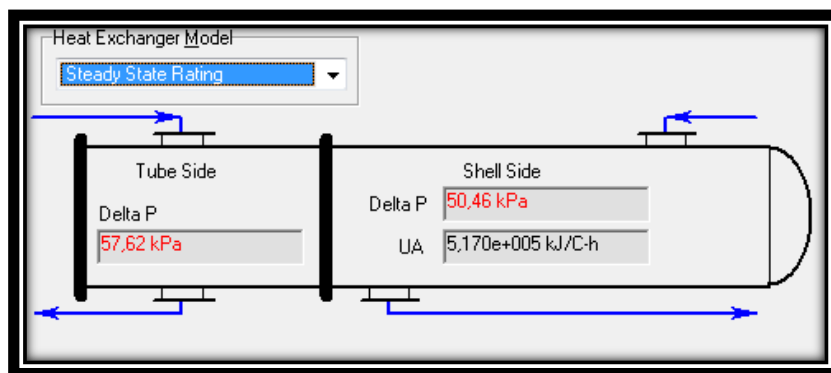


Figura IV.11 – Dados de Perda de Carga, interface do HYSYS.

Dessa forma encerra-se o projeto do primeiro trocador.

IV.3. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador II

IV.3.A. Especificações Iniciais

Condições das Correntes de Processo/Metas de Projeto		
Propriedades	Corrente de Gás	Corrente de Água
Cp (J/mol. °C)	5,0830E+01	7,7700E+01
K (W/m.K)	4,9180E-02	6,1543E-01
μ (Pa.s)	1,5270E-05	8,3200E-04
ρ (Kg/m ³)	1,7072E+01	1,0052E+03
Vazão mássica (kg/h)	3,7794E+04	1,8734E+05
Fouling Factor (m ² .°C/W)	-	1,0000E-03
Temperatura de Entrada (K)	4,1072E+02	3,0115E+02
Temperatura de Saída (K)	3,1065E+02	3,1315E+02
Pressão de Entrada (kPa)	2,8150E+03	4,0000E+02
Pressão de Saída (kPa)	2,7460E+03	-

Tabela IV.6 – Condições das Correntes para o Trocador II.

Especificações para o Segundo Trocador	
Configuração TEMA	NEN
Diâmetro Externo do Tubo (D _e)	3/4 in
Comprimento do Tubo	20 ft

Espessura do Tubo	14 BWG
Fluido de circulação no Tubo	Água do Mar
Fluido de Circulação no Casco	Gás Natural Bruto

Tabela IV.6 – Determinações iniciais para o trocador II.

IV.3.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD

Trabalhando-se neste caso com:

$$T_e = 410.7237 \text{ K};$$

$$T_s = 310.6500 \text{ K};$$

$$t_e = 301.15 \text{ K};$$

$$t_s = 313.15 \text{ K};$$

- i. Pela Equação IV.3, obtemos: $LMTD = 37.7830$.
- ii. Por sua vez os valores de R e S podem ser calculados através das equações IV.5 e IV.6 respectivamente, retornando os valores de 8.3547 e 0.1093.
- iii. O fator de correção, F_v , é obtido conforme a Equação IV.7 e neste caso assume o valor de 0.7617.
- iv. Portanto, através da Equação IV.4, o valor de CMLTD obtido é de 28.7803.

IV.3.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido

- i. Para o Trocador II estimou-se, com auxílio da Figura IV.5, um valor de U_{D^o} de 300 W/m²°C.
- ii. Com base nas metas de projeto, o simulador HYSYS fornece um taxa de calor de $9.6800 \cdot 10^6$ kJ/h, o que pode ser expresso como $2.6889 \cdot 10^6$ W.
- iii. Pela Equação IV.2, obtém-se uma área externa por tubo de, A_{ext} , de 0.3648 m².
- iv. Assim, através da Equação IV.9 obtém-se uma área requerida, A_{tot} , igual a 311.4260 m².
- v. Por fim, através da Equação IV.10, o número de tubos, n_T , igual a 853.6209, o que pode ser aproximado para 857.

IV.3.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo

Partindo-se das restrições impostas no item IV.1.D, o número de passes deve ser tal que respeite a condição de regime turbulento plenamente desenvolvido e ainda os limites superior e inferior de velocidade.

- i. O projeto deste trocador baseia-se num diâmetro externo de 3/4" e uma espessura de 14 BWG, no que se refere ao tubo. Através da tabela IV.1, encontramos uma espessura equivalente de 0.065 in. O diâmetro interno, D_i , pode ser então obtido, uma vez que $D_i = D_e - 2x$ (espessura do tubo). Fazendo as devidas conversões, obtemos $D_i = 14.83 \text{ mm}$.

ii. Assim resta, através das equações IV.11 e IV.12, obter através de processo iterativo um valor satisfatório para o número de passes, n_p .

- Primeira tentativa com, $n_p = 1$:

$Re = 6.2877 \cdot 10^3 \rightarrow$ Abaixo do desejado

$V = 0.3509 \text{ m/s} \rightarrow$ Fora da faixa desejável

- Segunda tentativa com, $n_p = 2$:

$Re = 1.2575 \cdot 10^4 \rightarrow$ Valor Permitido

$V = 0.7019 \text{ m/s} \rightarrow$ Fora da faixa desejável

- Terceira tentativa com, $n_p = 4$:

$Re = 2.5151 \cdot 10^4 \rightarrow$ Valor permitido

$V = 1.4038 \text{ m/s} \rightarrow$ Dentro da faixa desejável

iii. Portanto o número de passes que satisfaz as condições requeridas é quatro.

IV.3.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos

Tendo em vista a tabela IV.4, temos a contagem de número de tubos mais próxima em $n_T = 836$. Para tal valor, obtemos um diâmetro interno de casco correspondente a $d_s = 33 \text{ in}$ (838.2 mm).

IV.3.F. Espaçamento das Chicanas, B

Conforme apresentado anteriormente, o espaçamento das chicanas corresponderá a 0.7 vezes o valor de d_s .

Assim, $B = 0.7 * d_s = 0.5867 \text{ m}$.

IV.3.G Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D

Especificando-se as metas de projeto, através da simulação, o valor de U requerido, U_{req} é de $1100.57 \text{ kJ/h.m}^2.\text{C}$, conforme apresentado abaixo:

The screenshot shows the 'Sizing Data' window in HYSYS. It has three radio buttons: 'Overall' (selected), 'Shell', and 'Tube'. There is a checkbox for 'Accept any input data' which is unchecked. Below are two main sections: 'Configuration' and 'Calculated Information'.

Configuration	
Number of Shell Passes	1
Number of Shells in Series	1
Number of Shells in Parallel	1
Tube Passes per Shell	4
Exchanger Orientation	Horizontal
First Tube Pass Flow Direction	Counter
Elevation (Base)	0.0000

TEMA Type: N E N

Calculated Information	
Shell HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Tube HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Overall U [kJ/h-m ² -C]	1101
Overall UA [kJ/C-h]	3.357e+005
Shell DP [kPa]	69.00
Tube DP [kPa]	0.0000
Heat Trans. Area per Shell [m ²]	305.0
Tube Volume per Shell [m ³]	0.9926
Shell Volume per Shell [m ³]	1.911

Figura IV.12 - Dados Gerais de Dimensionamento (Metas de Projeto), interface do HYSYS.

Cabe agora o desenvolvimento da simulação do trocador especificado ao longo dos cálculos anteriores, de acordo com as condições de entrada das correntes existentes. A seguir é apresentado um passo a passo para realizar-se a simulação.

- i. Primeiramente são alimentadas as condições de entrada, as quais são exatamente iguais às metas de projeto:

Name	Água (Entrada)	Água (Saída) -	Gás (Entrada) -	Gás (Saída) - T
Vapour	0,0000	0,0000	1,0000	0,9878
Temperature [C]	28,02	40,26	137,6	36,06
Pressure [kPa]	400,0	348,7	2815	2796
Molar Flow [kgmole/h]	1,040e+004	1,040e+004	1879	1879
Mass Flow [kg/h]	1,873e+005	1,873e+005	3,779e+004	3,779e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	187,7	187,7	109,9	109,9
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2,860e+005	-2,850e+005	-7,588e+004	-8,114e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54,48	57,58	173,4	158,7
Heat Flow [kJ/h]	-2,974e+009	-2,964e+009	-1,426e+008	-1,524e+008

Figura IV.13 - Condições de Entrada Especificadas para o Trocador II, interface do HYSYS.

- ii. São então alimentadas as especificações técnicas do trocador, referentes ao seu dimensionamento:

Sizing Data

Overall
 Shell
 Tube

Shell and Tube Bundle Data

Shell Diameter [mm]	838,20
Number of Tubes per Shell	836
Tube Pitch [mm]	25,40
Tube Layout Angle	Triangular (30 degrees)
Shell Fouling [C-h-m ² /kJ]	0,000000

Shell Baffles

Shell Baffle Type	Single
Shell Baffle Orientation	Horizontal
Baffle Cut [%Area] [%]	20,00
Baffle Spacing [mm]	586,70

Figura IV.14 - Dados de Dimensionamento do Casco, interface do HYSYS.

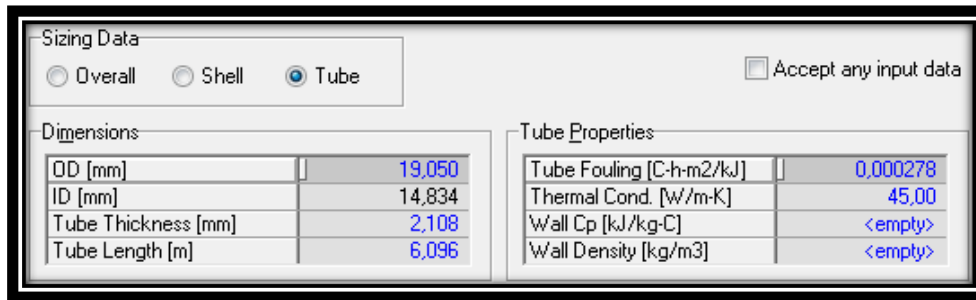


Figura IV.15 - Dados de Dimensionamento dos Tubos, interface do HYSYS.

- iii. Com isto a simulação retorna um valor de $U_D = 1273,47 \text{ kJ/h.m}^2.\text{C}$, conforme apresentado a seguir:

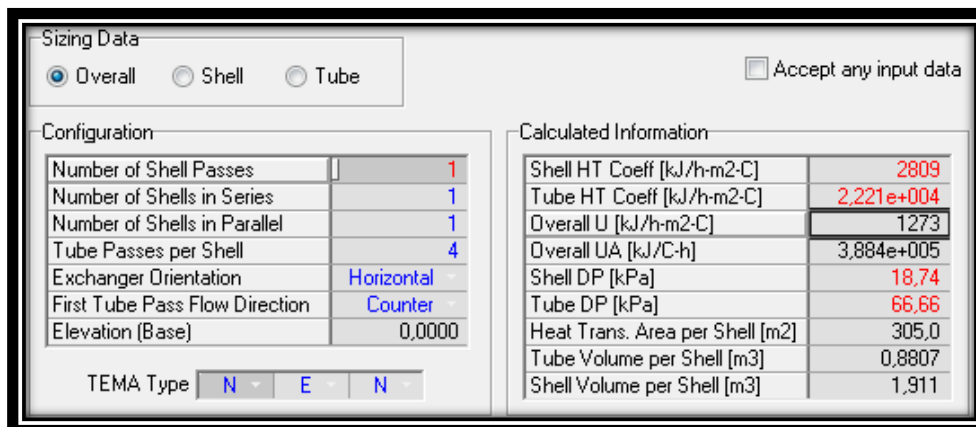


Figura IV.16 - Dados de Dimensionamento do Casco, interface do HYSYS.

- iv. Conforme apresentado no item IV.1.G, a comparação das condições de saída entre as metas de projeto e o resultado de projeto tem a seguinte forma:

	Meta de Projeto	Valor de Projeto Obtido
Temperatura de Saída do Gás (°C)	37,5	36,06
Coefficiente Global de Troca Térmica (kJ/h.m ² .C)	$U_{Req} = 1100,57$	$U_D = 1273,47$

Tabela IV.7 - Comparação entre as Metas de Projeto e os Resultados Obtidos.

- v. Pode-se, portanto partir para o cálculo de overdesign, utilizando-se a *Equação IV.14*. Nestas condições obtemos um Overdesign de 0,1567, o que permite o encerramento do procedimento.

IV.3.H. Verificação da Perda de Carga

Tem-se pelas metas de projeto uma perda de carga especificada em 69 kPa para o gás. Os resultados de projeto obtidos apontam para uma perda de carga aceitável, conforme apresentado a seguir:

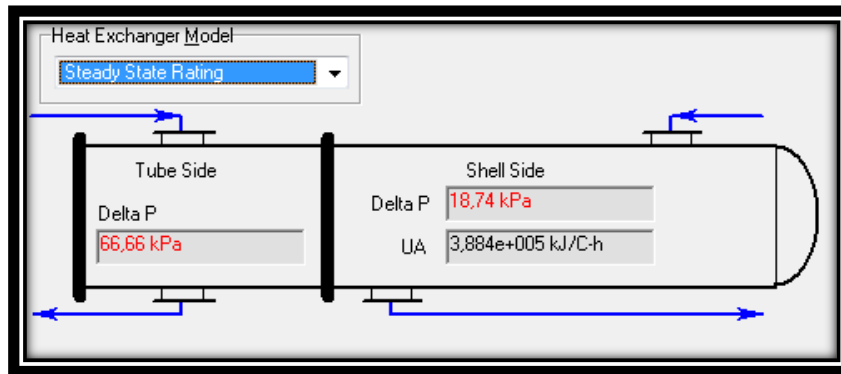


Figura IV.17 - Dados de Perda de Carga, interface do HYSYS.

Dessa forma encerra-se o projeto do segundo trocador.

IV.4. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador III

IV.4.A. Especificações Iniciais

Condições das Correntes de Processo/Metas de Projeto		
Propriedades	Corrente de Gás	Corrente de Água
Cp (J/mol. °C)	8,9610E+01	7,7700E+01
K (W/m.K)	5,0958E-02	6,1543E-01
μ (Pa.s)	1,5940E-02	8,3200E-04
ρ (Kg/m ³)	4,5696E+01	1,0052E+03
Vazão mássica (kg/h)	3,6719E+04	1,6936E+05
Fouling Factor (m ² .°C/W)	-	1,0000E-03
Temperatura de Entrada (K)	3,9927E+02	3,0115E+02
Temperatura de Saída (K)	3,1065E+02	3,1315E+02
Pressão de Entrada (kPa)	7,1780E+03	4,0000E+02
Pressão de Saída (kPa)	7,1090E+03	-

Tabela IV.8 - Condições das Correntes para o Trocador III.

Especificações para o Terceiro Trocador	
Configuração TEMA	NEN
Diâmetro Externo do Tubo (D _e)	3/4 in
Comprimento do Tubo	20 ft
Espessura do Tubo	12 BWG
Fluido de circulação no Tubo	Água do Mar
Fluido de Circulação no Casco	Gás Natural Bruto

Tabela IV.9 - Determinações Iniciais para o Trocador III.

IV.4.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD

Trabalhando-se neste caso com:

$$T_e = 399.2740 \text{ K};$$

$$T_s = 310.6500 \text{ K};$$

$$t_e = 301.15 \text{ K};$$

$$t_s = 313.15 \text{ K};$$

- i. Pela Equação IV.3, obtemos: $LMTD = 34.7317$.
- ii. Por sua vez os valores de R e S podem ser calculados através das equações IV.5 e IV.6 respectivamente, retornando os valores de 7.3988 e 0.1221.
- iii. O fator de correção, F_v , é obtido conforme a Equação IV.7 e neste caso assume o valor de 0.7572.
- iv. Portanto, através da Equação IV.4, o valor de CMLTD obtido é de 26.2994.

IV.4.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido

- i. Para o Trocador III a estimou-se, com auxílio da Figura IV.5, um valor de U_{D0} de 400 W/m²°C.
- ii. Com base nas metas de projeto, o simulador HYSYS fornece um taxa de calor de $8.75087 \cdot 10^6$ kJ/h, o que pode ser expresso como $2.4308 \cdot 10^6$ W.
- iii. Pela Equação IV.2, obtém-se uma área externa por tubo de, A_{ext} , de 0.3648 m².
- iv. Assim, através da Equação IV.9 obtém-se uma área requerida, A_{tot} , igual a 231.0696 m².
- v. Por fim, através da Equação IV.10, o número de tubos, n_T , igual a 633.3635, o que pode ser aproximado para 633.

IV.4.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo

Partindo-se das restrições impostas no item IV.1.D, o número de passes deve ser tal que respeite a condição de regime turbulento plenamente desenvolvido e ainda os limites superior e inferior de velocidade.

- i. O projeto deste trocador baseia-se num diâmetro externo de 3/4" e uma espessura de 12 BWG (Espessura requerida maior em função da maior pressão de operação), no que se refere ao tubo. Através da tabela IV.1, encontramos uma espessura equivalente de 0.109 in. O diâmetro interno, D_i , pode ser então obtido, uma vez que $D_i = D_e - 2 \cdot (\text{espessura do tubo})$. Fazendo as devidas conversões, obtemos $D_i = 13.513 \text{ mm}$.
- ii. Assim resta, através das equações IV.11 e IV.12, obter através de processo iterativo um valor satisfatório para o número de passes, n_p .
 - Primeira tentativa com, $n_p = 1$:
 $Re = 8.4097 \cdot 10^3 \rightarrow$ Abaixo do desejado
 $V = 0.5153 \text{ m/s} \rightarrow$ Fora da faixa desejável
 - Segunda tentativa com, $n_p = 2$:
 $Re = 1.6819 \cdot 10^4 \rightarrow$ Valor permitido
 $V = 1.0305 \text{ m/s} \rightarrow$ Dentro da faixa desejável

iii. Portanto o número de passes que satisfaz as condições requeridas é dois.

IV.4.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos

Tendo em vista a tabela IV.4, temos a contagem de número de tubos mais próxima em $n_T = 668$. Para tal valor, obtemos um diâmetro interno de casco correspondente a $d_s = 29$ in (736.6 mm).

IV.4.F. Espaçamento das Chicanas, B

Conforme apresentado anteriormente, o espaçamento das chicanas corresponderá a 0.7 vezes o valor de d_s .

Assim, $B = 0.7 * d_s = 0.5156$ m.

IV.4.G Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D

Especificando-se as metas de projeto, através da simulação, o valor de U requerido, U_{req} é de 1363.1279 kJ/h.m².C, conforme apresentado abaixo:

The screenshot shows the 'Sizing Data' window in HYSYS. It is divided into two main sections: 'Configuration' and 'Calculated Information'. The 'Configuration' section includes a table of design parameters and a 'TEMA Type' field. The 'Calculated Information' section shows the results of the simulation.

Sizing Data			
<input checked="" type="radio"/> Overall <input type="radio"/> Shell <input type="radio"/> Tube			
<input type="checkbox"/> Accept any input data			
Configuration			
Number of Shell Passes		1	
Number of Shells in Series		1	
Number of Shells in Parallel		1	
Tube Passes per Shell		2	
Exchanger Orientation		Horizontal	
First Tube Pass Flow Direction		Counter	
Elevation (Base)		0.0000	
TEMA Type	N	E	N

Calculated Information	
Shell HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Tube HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Overall U [kJ/h-m ² -C]	1363
Overall UA [kJ/C-h]	3,322e+005
Shell DP [kPa]	69.00
Tube DP [kPa]	0.0000
Heat Trans. Area per Shell [m ²]	243.7
Tube Volume per Shell [m ³]	0.5840
Shell Volume per Shell [m ³]	1.437

Figura IV.18 - Dados Gerais de Dimensionamento (Metas de Projeto), interface do HYSYS.

Cabe agora o desenvolvimento da simulação do trocador especificado ao longo dos cálculos anteriores, de acordo com as condições de entrada das correntes existentes. A seguir é apresentado um passo a passo para realizar-se a simulação.

- i. Primeiramente são alimentadas as condições de entrada, as quais são exatamente iguais às metas de projeto:

Name	Água (Entrada)	Água (Saída)	Gás (Entrada)	Gás (Saída) - T
Vapour	0,0000	0,0000	1,0000	0,9972
Temperature [C]	28,02	40,17	126,1	36,71
Pressure [kPa]	400,0	382,0	7178	7168
Molar Flow [kgmole/h]	9401	9401	1863	1863
Mass Flow [kg/h]	1,694e+005	1,694e+005	3,672e+004	3,672e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	169,7	169,7	108,5	108,5
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2,860e+005	-2,850e+005	-7,595e+004	-8,071e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54,48	57,56	162,5	149,0
Heat Flow [kJ/h]	-2,688e+009	-2,680e+009	-1,415e+008	-1,504e+008

Figura IV.19 - Condições de Entrada Especificadas para o Trocador III, interface do HYSYS.

- ii. São então alimentadas as especificações técnicas do trocador, referentes ao seu dimensionamento:

Figura IV.20 - Dados de Dimensionamento do Casco, interface do HYSYS.

Figura IV.21 - Dados de Dimensionamento dos Tubos, interface do HYSYS.

- iii. Com isto a simulação retorna um valor de $U_D = 1497.709 \text{ kJ/h.m}^2.C$, conforme apresentado a seguir:

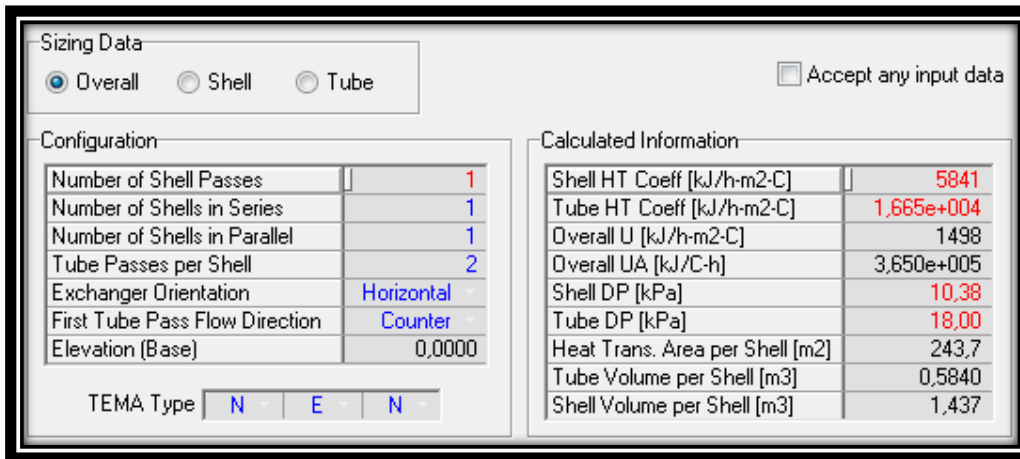


Figura IV.22 - - Dados de Dimensionamento do Casco, interface do HYSYS.

- iv. Conforme apresentado no item IV.1.G, a comparação das condições de saída entre as metas de projeto e o resultado de projeto tem a seguinte forma:

	Meta de Projeto	Valor de projeto obtido
Temperatura de Saída do Gás (°C)	37.5	36.71
Coefficiente Global de Troca Térmica (kJ/h.m ² .C)	$U_{Req} = 1361$	$U_D = 1498$

Tabela IV.9 - Comparação entre as Metas de projeto e os Resultados Obtidos.

- v. Pode-se, portanto partir para o cálculo de overdesign, utilizando-se a *Equação IV.14*. Nestas condições obtemos um Overdesign de 0.0987 o que permite o encerramento do procedimento.

IV.4.H. Verificação da Perda de Carga

Tem-se pelas metas de projeto uma perda de carga especificada em 69 kPa para o gás. Os resultados de projeto obtidos apontam para uma perda de carga aceitável, conforme apresentado a seguir:

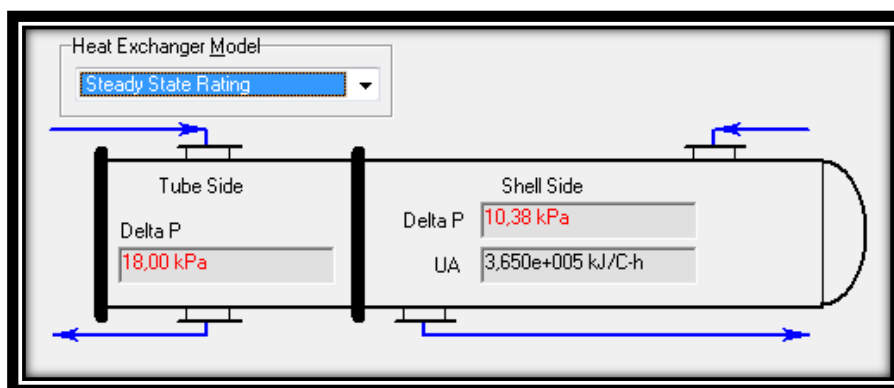


Figura IV.23 - Dados de perda de carga, interface do HYSYS.

Dessa forma encerra-se o projeto do terceiro trocador.

IV.5. Aplicação da Metodologia de Projeto – Trocador IV

IV.5.A. Especificações Iniciais

Condições das Correntes de Processo/Metas de Projeto		
Propriedades	Corrente de Gás	Corrente de Água
Cp (J/mol. °C)	5,8841E+01	7,7700E+01
K (W/m.K)	6,1569E-02	6,1543E-01
μ (Pa.s)	1,9660E-05	8,3200E-04
ρ (Kg/m ³)	1,1392E+02	1,0052E+03
Vazão mássica (kg/h)	3,3845E+04	1,9204E+05
Fouling Factor (m ² .°C/W)	-	1,0000E-03
Temperatura de Entrada (K)	4,0376E+02	3,0115E+02
Temperatura de Saída (K)	3,1065E+02	3,1315E+02
Pressão de Entrada (kPa)	1,7730E+04	4,0000E+02
Pressão de Saída (kPa)	1,7660E+04	-

Tabela IV.10 - Condições das Correntes para o Trocador IV.

Especificações para o Quarto Trocador	
Configuração TEMA	NEN
Diâmetro Externo do Tubo (D _e)	3/4 in
Comprimento do Tubo	20 ft
Espessura do Tubo	12 BWG
Fluido de circulação no Tubo	Água do Mar
Fluido de Circulação no Casco	Gás Natural Bruto

Tabela IV.11 - Determinações iniciais para o trocador IV.

IV.5.B. Cálculo da LMTD e da CLMTD

Trabalhando-se neste caso com:

$$T_e = 403.7634 \text{ K};$$

$$T_s = 310.6500 \text{ K};$$

$$t_e = 301.15 \text{ K};$$

$$t_s = 313.15 \text{ K};$$

- i. Pela Equação IV.3, obtemos: LMTD = 35.9385.
- ii. Por sua vez os valores de R e S podem ser calculados através das equações IV.5 e IV.6 respectivamente, retornando os valores de 7.7736 e 0.1168.
- iii. O fator de correção, F_v , é obtido conforme a Equação IV.7 e neste caso assume o valor de 0.7591.
- iv. Portanto, através da Equação IV.4, o valor de CMLTD obtido é de 27.2797.

IV.5.C. Cálculo da Área de Troca Térmica e do Número de Tubos Requerido

- i. Para o Trocador IV a estimou-se, com auxílio da Figura IV.5, um valor de U_{D0} de 450 W/m².°C.

- ii. Com base nas metas de projeto, o simulador *HYSYS* fornece um taxa de calor de $9.9231 \cdot 10^6$ kJ/h, o que pode ser expresso como $2.7564 \cdot 10^6$ W.
- iii. Pela *Equação IV.2*, obtém-se uma área externa por tubo de, A_{ext} , de 0.3648 m².
- iv. Assim, através da *Equação IV.9* obtém-se uma área requerida, A_{tot} , igual a 224.5406 m².
- v. Por fim, através da *Equação IV.10*, o número de tubos, n_T , igual a 615.4674 , o que pode ser aproximado para 615 .

IV.5.D. Cálculo de Número de Passes por Tubo

Partindo-se das restrições impostas no item IV.1.D, o número de passes deve ser tal que respeite a condição de regime turbulento plenamente desenvolvido e ainda os limites superior e inferior de velocidade.

- i. O projeto deste trocador baseia-se num diâmetro externo de $3/4$ " e uma espessura de 12 BWG (Espessura requerida maior em função da maior pressão de operação), no que se refere ao tubo. Através da tabela IV.1, encontramos uma espessura equivalente de 0.109 in. O diâmetro interno, D_i , pode ser então obtido, uma vez que $D_i = D_e - 2x$ (*espessura do tubo*). Fazendo as devidas conversões, obtemos $D_i = 13.513$ mm.
- ii. Assim resta, através das *equações IV.11 e IV.12*, obter através de processo iterativo um valor satisfatório para o número de passes, n_p .
 - Primeira tentativa com, $n_p = 1$:
 $Re = 9.8136 \cdot 10^3 \rightarrow$ Abaixo do desejado
 $V = 0.6013$ m/s \rightarrow Fora da faixa desejável
 - Segunda tentativa com, $n_p = 2$:
 $Re = 1.9627 \cdot 10^4 \rightarrow$ Valor permitido
 $V = 1.2026$ m/s \rightarrow Dentro da faixa desejável
- iii. Portanto o número de passes que satisfaz as condições requeridas é dois.

IV.5.E. Dimensionamento do Casco e Correção do Número Requerido de Tubos

Tendo em vista a tabela IV.4, temos a contagem de número de tubos mais próxima em $n_T = 57IV$. Para tal valor, obtemos um diâmetro interno de casco correspondente a $d_s = 27$ in (685.8 mm).

IV.5.F. Espaçamento das Chicanas, B

Conforme apresentado anteriormente, o espaçamento das chicanas corresponderá a 0.7 vezes o valor de d_s .

Assim, $B = 0.7 * d_s = 0.4801 \text{ m}$.

IV.5.G Cálculo do Coeficiente Global de Projeto, U_D

Especificando-se as metas de projeto, através da simulação, o valor de U requerido, U_{req} é de $1733.97 \text{ kJ/h.m}^2.\text{C}$, conforme apresentado abaixo:

The screenshot shows the 'Sizing Data' window in HYSYS. It has two main sections: 'Configuration' and 'Calculated Information'. In the 'Configuration' section, 'Overall' is selected. The configuration table is as follows:

Parameter	Value
Number of Shell Passes	1
Number of Shells in Series	1
Number of Shells in Parallel	1
Tube Passes per Shell	2
Exchanger Orientation	Horizontal
First Tube Pass Flow Direction	Counter
Elevation (Base)	0,0000

Below the configuration table, the 'TEMA Type' is set to 'N E N'. In the 'Calculated Information' section, the following values are shown:

Parameter	Value
Shell HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Tube HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	<empty>
Overall U [kJ/h-m ² -C]	1734
Overall UA [kJ/C-h]	3,631e+005
Shell DP [kPa]	69,00
Tube DP [kPa]	0,0000
Heat Trans. Area per Shell [m ²]	209,4
Tube Volume per Shell [m ³]	0,5018
Shell Volume per Shell [m ³]	1,254

Figura IV.24 - Dados Gerais de Dimensionamento (Metas de Projeto), interface do HYSYS.

Cabe agora o desenvolvimento da simulação do trocador especificado ao longo dos cálculos anteriores, de acordo com as condições de entrada das correntes existentes. A seguir é apresentado um passo a passo para realizar-se a simulação.

- i. Primeiramente são alimentadas as condições de entrada, as quais são exatamente iguais às metas de projeto:

Name	Água (Entrada)	Água (Saída) - T	Gás (Entrada) - T	Gás (Saída) - T
Vapour	0,0000	0,0000	1,0000	0,9995
Temperature [C]	28,02	40,17	130,6	36,48
Pressure [kPa]	400,0	370,3	1,773e+004	1,772e+004
Molar Flow [kgmole/h]	1,066e+004	1,066e+004	1721	1721
Mass Flow [kg/h]	1,920e+005	1,920e+005	3,385e+004	3,385e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m ³ /h]	192,4	192,4	100,2	100,2
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2,860e+005	-2,850e+005	-7,666e+004	-8,250e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54,48	57,56	153,1	136,6
Heat Flow [kJ/h]	-3,049e+009	-3,039e+009	-1,319e+008	-1,420e+008

Figura IV.25 - Condições de Entrada Especificadas para o Trocador IV, interface do HYSYS.

- ii. São então alimentadas as especificações técnicas do trocador, referentes ao seu dimensionamento:

Sizing Data

Overall Shell Tube

Shell and Tube Bundle Data

Shell Diameter [mm]	685,80
Number of Tubes per Shell	574
Tube Pitch [mm]	25,40
Tube Layout Angle	Triangular (30 degrees)
Shell Fouling [C-h-m ² /kJ]	0,000000

Shell Baffles

Shell Baffle Type	Single
Shell Baffle Orientation	Horizontal
Baffle Cut (%Area) [%]	20,00
Baffle Spacing [mm]	481,00

Figura IV.26 - Dados de Dimensionamento do Casco, interface do HYSYS.

Sizing Data

Overall Shell Tube Accept any input data

Dimensions

OD [mm]	19,050
ID [mm]	13,513
Tube Thickness [mm]	2,769
Tube Length [m]	6,096

Tube Properties

Tube Fouling [C-h-m ² /kJ]	0,000278
Thermal Cond. [W/m-K]	45,00
Wall Cp [kJ/kg-C]	<empty>
Wall Density [kg/m ³]	<empty>

Figura IV.27 - Dados de Dimensionamento dos Tubos, interface do HYSYS.

- iii. Com isto a simulação retorna um valor de $U_D = 1958.26 \text{ kJ}/h.m^2.C$, conforme apresentado a seguir:

Sizing Data

Overall Shell Tube Accept any input data

Configuration

Number of Shell Passes	1
Number of Shells in Series	1
Number of Shells in Parallel	1
Tube Passes per Shell	2
Exchanger Orientation	Horizontal
First Tube Pass Flow Direction	Counter
Elevation (Base)	0,0000

TEMA Type **N** **E** **N**

Calculated Information

Shell HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	3,223e+004
Tube HT Coeff [kJ/h-m ² -C]	2,078e+004
Overall U [kJ/h-m ² -C]	1958
Overall UA [kJ/C-h]	4,101e+005
Shell DP [kPa]	5,026
Tube DP [kPa]	29,66
Heat Trans. Area per Shell [m ²]	209,4
Tube Volume per Shell [m ³]	0,5018
Shell Volume per Shell [m ³]	1,254

Figura IV.28 - Dados Gerais de Dimensionamento, interface do HYSYS.

- iv. Conforme apresentado no item IV.1.G, a comparação das condições de saída entre as metas de projeto e o resultado de projeto tem a seguinte forma:

	Meta de Projeto	Valor de projeto obtido
Temperatura de Saída do Gás (°C)	37.5	36.48
Coefficiente Global de Troca Térmica (kJ/h.m ² .C)	$U_{Req} = 1734$	$U_D = 1958$

Tabela IV.12 - Comparação entre as Metas de Projeto e os Resultados Obtidos.

- v. Pode-se, portanto partir para o cálculo de overdesign, utilizando-se a *Equação IV.14*. Nestas condições obtemos um Overdesign de 0.1293, o que permite o encerramento do procedimento.

IV.5.H. Verificação da Perda de Carga

Tem-se pelas metas de projeto uma perda de carga especificada em 69 kPa para o gás. Os resultados de projeto obtidos apontam para uma perda de carga aceitável, conforme apresentado a seguir:

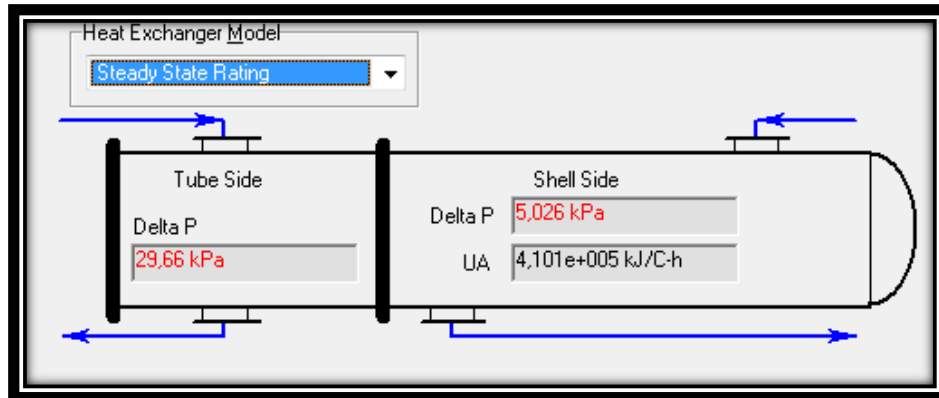


Figura IV.29 - Dados de perda de carga, interface do HYSYS.

Dessa forma encerra-se o projeto do quarto trocador.

IV.6. Folhas de Dados com as Especificações Calculadas

Finalmente são agora apresentadas as folhas de dados contendo de forma esquemáticas as principais características das configurações determinadas pelo projeto dos trocadores.

Folha de dados do Trocador I	Equipamento (Tag): P-COMP-01
	Descrição: Resfriamento
Dados mecânicos e dados de operação	
Classificação Tema	NEN
Número de Passagens no Casco	1
Número de Cascos em Série	1
Número de Cascos em Paralelo	1
Número de Passes por Tubo	4
Orientação	Horizontal
Diâmetro Interno do Casco (mm)	889
Diâmetro Externo do Tubo (in)	0,75
Espessura do Tubo (BWG)	14
Espaçamento do tubo (in)	1
Disposição dos Tubos	Triangular
Comprimento dos Tubos (ft)	20
Número de Tubos	940
Tipo de Chicana	Single Segmental
Corte da Chicana (%)	20
Espaçamento da Chicana (mm)	622,3
Área (m²)	342,84
Queda de Pressão no Casco (kPa)	50,46
Queda de Pressão no Tubo (kPa)	57,62
Coefficiente Global de Transferência (kJ/°C.h)	1507.65
Fluido de Utilidade	Água

Tabela IV.13 – Folha de Dados, Trocador I.

Folha de dados do Trocador II	Equipamento (Tag): P-COMP-02
	Descrição: Resfriamento
Dados mecânicos e dados de operação	
Classificação Tema	NEN
Número de Passagens no Casco	1
Número de Cascos em Série	1
Número de Cascos em Paralelo	1
Número de Passes por Tubo	4
Orientação	Horizontal
Diâmetro Interno do Casco (mm)	838,2
Diâmetro Externo do Tubo (in)	0,75
Espessura do Tubo (BWG)	14
Espaçamento do tubo (in)	1
Disposição dos Tubos	Triangular
Comprimento dos Tubos (ft)	20
Número de Tubos	836
Tipo de Chicana	Single Segmental
Corte da Chicana (%)	20
Espaçamento da Chicana (mm)	586,7
Área (m ²)	305,11
Queda de Pressão no Casco (kPa)	18,74
Queda de Pressão no Tubo (kPa)	66,66
Coefficiente Global de Transferência (kJ/°C.h)	1273,47
Fluido de Utilidade	Água

Tabela IV.14 – Folha de Dados, Trocador II.

Folha de dados do Trocador III	Equipamento (Tag): P-COMP-03
	Descrição: Resfriamento
Dados mecânicos e dados de operação	
Classificação Tema	NEN
Número de Passagens no Casco	1
Número de Cascos em Série	1
Número de Cascos em Paralelo	1
Número de Passes por Tubo	2
Orientação	Horizontal
Diâmetro Interno do Casco (mm)	736,6
Diâmetro Externo do Tubo (in)	0,75
Espessura do Tubo (BWG)	12
Espaçamento do tubo (in)	1
Disposição dos Tubos	Triangular
Comprimento dos Tubos (ft)	20
Número de Tubos	668
Tipo de Chicana	Single Segmental
Corte da Chicana (%)	20
Espaçamento da Chicana (mm)	515,62
Área (m ²)	245,13
Queda de Pressão no Casco (kPa)	10,38
Queda de Pressão no Tubo (kPa)	18,00
Coefficiente Global de Transferência (kJ/°C.h)	1497,72
Fluido de Utilidade	Água

Tabela IV.15 – Folha de Dados, Trocador III.

Folha de dados do Tocador IV	Equipamento (Tag): P-COMP-04
	Descrição: Resfriamento
Dados mecânicos e dados de operação	
Classificação Tema	NEN
Número de Passagens no Casco	1
Número de Cascos em Série	1
Número de Cascos em Paralelo	1
Número de Passes por Tubo	2
Orientação	Horizontal
Diâmetro Interno do Casco (mm)	685,8
Diâmetro Externo do Tubo (in)	0,75
Espessura do Tubo (BWG)	12
Espaçamento do tubo (in)	1
Disposição dos Tubos	Triangular
Comprimento dos Tubos (ft)	20
Número de Tubos	574
Tipo de Chicana	Single Segmental
Corte da Chicana (%)	20
Espaçamento da Chicana (mm)	481
Área (m²)	209,45
Queda de Pressão no Casco (kPa)	5,03
Queda de Pressão no Tubo (kPa)	29,66
Coefficiente Global de Transferência (kJ/°C.h)	1958,26
Fluido de Utilidade	Água

Tabela IV.16 – Folha de Dados, Trocador IV.

V. Projeto de Linhas

V.1. Tipo de Tubulação

Normas de projeto para tubulação pressurizada são definidas pelo *ASME B31 Committee*. Padronizações diferentes são necessárias para diferentes serviços, como mostrado na tabela V.1:

Code No.	Scope	Latest Revision
B31.1	Power piping	2004
B31.2	Fuel gas piping	1968
B31.3	Process piping	2004
B31.4	Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids	1997
B31.5	Refrigeration piping and heat transfer components	2001
B31.8	Gas transmission and distribution piping systems	2003
B31.9	Building services piping	2004
B31.11	Slurry transportation piping systems	2002

Tabela V.1 – Normas de Tubulação *ASME* (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

A maioria das tubulações de plantas químicas e refinarias de petróleo são projetadas de acordo com *ASME B31.3*.

Segundo as recomendações dadas pela norma *API 14 RP (API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems)* para projeto de tubulações que envolvem o escoamento de hidrocarbonetos não corrosivos, os dois tipos de tubos mais utilizados são ASTM A106 (Tubo de Aço Carbono Sem Emenda para Serviços de Alta Temperatura), Grade B, e API 5L, Grade B. Tubos sem emenda são geralmente preferíveis devido a sua qualidade mais consistente.

Muitas das grades de tubos listadas na ANSI/ASME B31.3 são adequados para trabalhar com hidrocarbonetos não corrosivos. Vale comentar que no presente caso estamos trabalhando com uma corrente de gás natural, que pode ser caracterizada como uma mistura de hidrocarbonetos não corrosivos. Portanto a utilização de tubos ASTM A106, Grade B, se adequa ao presente projeto.

V.2. Dimensionamento das Linhas

Na determinação do diâmetro das linhas a ser utilizada em um sistema de tubulações em uma plataforma, tanto a velocidade de escoamento quanto a queda de pressão deverão ser considerados. Além disso, a linha deve ser dimensionada considerando a vazão de operação máxima.

Segundo as recomendações dadas pela norma *API 14 RP (API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems)* diferentes critérios de dimensionamento devem ser utilizados para linhas de líquidos, gás e para correntes bifásicas (gás/líquido), os critérios utilizados a seguir foram retirados da referência em questão. Sendo assim, primeiramente foram coletados os dados das correntes para identificar o estado físico em que se apresentam. Na tabela a seguir consta o valor de β (fração vaporizada), temperatura, pressão e vazão volumétrica máxima das correntes de processo obtidas a partir da simulação:

Corrente	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8/P9	P10	P11	P12
β	1,0000	1,0000	0,9373	0,0000	0,0021	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Temperatura (°F)	194,00	198,80	101,50	97,39	97,01	97,39	282,70	282,70	272,60	282,70	279,60
Pressão (psig)	127,48	127,50	117,50	117,50	0,00	117,50	393,50	393,50	127,50	393,50	393,50
Vazão volumétrica (ft3/s)	55,21	59,04	50,26	0,0284	0,0989	50,06	21,58	8,63	24,89	20,26	21,72
Corrente	P13	P14/P15	P16	P17	P18	P19/P20	P21	P22	P23	P24	
β	0,9889	0,0000	0,0679	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9977	
Temperatura (°F)	99,50	99,38	94,46	99,38	261,70	261,70	238,40	261,70	259,00	99,50	
Pressão (psig)	383,50	383,50	117,50	383,50	1026,30	1026,30	393,50	1026,30	1026,30	1016,30	
Vazão volumétrica (ft3/s)	15,84	0,01935	0,062	15,82	7,901	3,161	8,06	7,332	7,883	5,421	
Corrente	P25/P26	P27	P28	P29	P30/P31	P32	P33	P34	AM1	AM2	
β	0,0000	0,1084	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9995	0,0000	0,0000	
Temperatura (°F)	99,50	92,74	99,50	267,10	267,10	226,10	267,10	99,50	82,40	104,00	
Pressão (psig)	1016,30	383,50	1016,30	2557,30	2557,30	1026,30	2557,30	2547,30	57,82	38,96	
Vazão volumétrica (ft3/s)	0,002322	0,005797	5,418	3,149	1,26	2,95	2,914	1,815	1,896	1,914	
Corrente	AM3	AM4	AM5	AM6	AM7	AM8	AM9	AM10	AM11	AM12	
β	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	
Temperatura (°F)	82,40	104,00	82,40	104,00	82,40	104,00	82,44	82,44	82,44	82,44	
Pressão (psig)	57,82	38,96	57,82	38,96	57,82	38,96	43,32	43,32	43,32	43,32	
Vazão volumétrica (ft3/s)	1,829	1,846	1,654	1,669	1,876	1,892	1,896	1,829	1,654	1,876	

Tabela V.2 – Dados das correntes de processo.

As vazões volumétricas da tabela V.2, são as vazões volumétricas máximas previstas no projeto para cada uma das linhas. A condição de vazão máxima utilizada para as linhas foi:

- Para as correntes P1, P2, P3, P6, P4, P16, P5, P7, P11, P12, P13, P17, P14/P15, P27, P18, P22, P23, P24, P28, P25/P26, P29, P33, P34, AM1, AM2, AM3, AM4, AM5, AM6, AM7, AM8, AM9, AM10, AM11 e AM12 – Com vazão operacional na entrada dos compressores (1.000.000 Nm³/d de gás).
- Para as correntes P10, P8 e P9 - Com vazão de entrada do primeiro compressor igual a sua respectiva vazão de surge.

- Para as correntes P21, P19 e P20 - Com vazão de entrada do segundo compressor igual a sua respectiva vazão de surge.
- Para as correntes P32, P30 e P31 - Com vazão de entrada do terceiro compressor igual a sua respectiva vazão de surge.

Para a seleção dos diâmetros de tubulação adequados de acordo com as restrições de velocidade de escoamento foi utilizado a seguinte tabela:

Tabela V.3

MÁXIMA PRESSÃO DE TRABALHO PERMITIDA - TUBULAÇÃO DE PLATAFORMA

ASTM A106, GRADE B, TUBO SEM EMENDA

(Retirado de API 14 RP - API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Nominal Size In	Outside Diameter In	Nominal Wall Thickness In	Nominal Weight Per Foot Lb	Weight Class	Schedule No.	-20/400°F	401/500°F	501/600°F	601/650°F
2	2.375	0.218	5.02	XS	80	2489	2352	2153	2115
		0.344	7.46	—	160	4618	4364	3994	3925
		0.436	9.03	XXS	—	6285	5939	5436	5342
2½	2.875	0.276	7.66	XS	80	2814	2660	2434	2392
		0.375	10.01	—	160	4194	3963	3628	3565
		0.552	13.70	XXS	—	6850	6473	5925	5822
		0.750	17.02	—	—	9772	9423	8625	8476
3	3.500	0.300	10.25	XS	80	2553	2412	2208	2170
		0.438	14.31	—	160	4123	3896	3566	3504
		0.600	18.58	XXS	—	6090	5755	5268	5176
4	4.500	0.237	10.79	STD	40	1439	1360	1245	1223
		0.337	14.98	XS	80	2276	2151	1969	1934
		0.438	18.98	—	120	3149	2976	2724	2676
		0.531	22.52	—	160	3979	3760	3442	3382
		0.674	27.54	XXS	—	5307	5015	4591	4511
6	6.625	0.280	18.97	STD	40	1206	1139	1043	1025
		0.432	28.57	XS	80	2062	1949	1784	1753
		0.562	36.42	—	120	2817	2663	2437	2395
		0.719	45.34	—	160	3760	3553	3252	3196
		0.864*	53.16	XXS	—	4660	4404	4031	3961
8	8.625	0.277	24.70	—	30	908	858	786	772
		0.322	28.55	STD	40	1098	1038	950	934
		0.406	35.66	—	60	1457	1377	1260	1238
		0.500	43.39	XS	80	1864	1762	1612	1584
		0.594	50.93	—	100	2278	2153	1970	1936
		0.719	60.69	—	120	2838	2682	2455	2413
		0.812*	67.79	—	140	3263	3084	2823	2774
		0.875*	72.42	XXS	—	3555	3359	3075	3022
		0.906*	74.71	—	160	3700	3496	3200	3145
10	10.750	0.250	28.04	—	20	636	601	550	541
		0.279	31.20	—	—	733	693	634	623
		0.307	34.24	—	30	827	781	715	703
		0.365	40.48	STD	40	1023	967	885	869
		0.500	54.74	XS	60	1485	1403	1284	1262
		0.594	64.40	—	80	1811	1712	1567	1540
		0.719	77.00	—	100	2252	2128	1948	1914
		0.844*	89.27	—	120	2700	2552	2336	2295
		1.000*	104.13	XXS	140	3271	3091	2829	2780
		1.125*	115.65	—	160	3737	3531	3232	3176

Tabela V.3 (Continuação)

1	2	3	4	5	6	7 8 9 10					
						MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURES — PSIG					
Nominal Size In	Outside Diameter In	Nominal Wall Thickness In	Nominal Weight Per Foot Lb	Weight Class	Schedule No.	-20/400°F	401/500°F	501/600°F	601/650°F		
12	12.750	0.250	33.38	—	20	535	506	463	455		
		0.330	43.77	—	30	760	719	658	646		
		0.375	49.56	STD	—	888	839	768	755		
		0.406	53.56	—	40	976	923	845	830		
		0.500	65.42	XS	—	1246	1177	1078	1059		
		0.562	73.22	—	60	1425	1347	1233	1212		
		0.688	88.57	—	80	1794	1695	1552	1525		
		0.844*	107.29	—	100	2258	2133	1953	1919		
		1.000*	125.49	XXS	120	2730	2579	2361	2320		
		1.125*	139.68	—	140	3114	2943	2694	2647		
		1.312*	160.33	—	160	3700	3496	3200	3145		
14	14.000	0.250	36.71	—	10	487	460	421	414		
		0.312	45.68	—	20	645	610	558	549		
		0.375	54.57	STD	30	807	763	698	686		
		0.438	63.37	—	40	971	917	840	825		
		0.500	72.09	XS	—	1132	1070	979	962		
		0.594	85.01	—	60	1379	1303	1193	1172		
		0.750	106.13	—	80	1794	1696	1552	1525		
		0.938*	130.79	—	100	2304	2177	1993	1958		
		1.094*	150.76	—	120	2734	2584	2365	2324		
		1.250*	170.22	—	140	3171	2997	2743	2696		
		1.406*	189.15	—	160	3616	3417	3128	3074		
16	16.000	0.250	42.05	—	10	425	402	368	362		
		0.312	52.36	—	20	564	533	488	479		
		0.375	62.58	STD	30	705	666	610	599		
		0.500	82.77	XS	40	988	934	855	840		
		0.656	108.00	—	60	1345	1271	1164	1143		
		0.843*	137.00	—	80	1780	1682	1540	1513		
		1.031*	165.00	—	100	2225	2103	1925	1891		
		1.218*	193.00	—	120	2675	2528	2314	2274		
		1.437*	224.00	—	140	3212	3036	2779	2731		
		18	18.000	0.250	47.39	—	10	378	357	327	321
				0.312	59.03	—	20	501	473	433	425
0.375	70.59			STD	—	626	591	541	532		
0.438	82.06			—	30	752	710	650	639		
0.500	93.45			XS	—	876	828	758	745		
0.562	105.00			—	40	1001	946	866	851		
0.718	133.00			—	60	1319	1246	1141	1121		
0.937*	171.00			—	80	1771	1674	1532	1506		
1.156*	208.00			—	100	2232	2109	1931	1897		
1.343*	239.00			—	120	2632	2487	2277	2237		

V.2.A Dimensionamento de Linhas de Líquido

Linhas de líquido devem ser dimensionadas com base na velocidade de escoamento. A velocidade de escoamento não deve exceder 15 ft/s nas vazões máximas, para minimizar problemas de “flash” após válvulas de controle. Se possível, a velocidade de escoamento não deve ser menor que 3 ft/s para minimizar a deposição de areia e outros sólidos. Nessas velocidades, a queda de pressão na tubulação será, geralmente, baixa. (*API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems*)

O procedimento utilizado para dimensionamento das linhas de líquido foi:

- 1) Cálculo do diâmetro requerido com base na velocidade média da faixa de 3 a 15 ft/s (velocidade média = 9 ft/s), para isso resolvemos a seguinte equação para D_{req} :

$$V_{m\u00e9dia} = \frac{Q_v}{\pi * \left(\frac{D_{req}}{2}\right)^2} \therefore D_{req} = 2 * \sqrt{\frac{Q_v}{(\pi * V_{m\u00e9dia})}} \quad (\text{Equa\u00e7\u00e3o V. 1})$$

Onde:

$V_{m\u00e9dia}$ = velocidade m\u00e9dia de escoamento (ft/s);

Q_v = vaz\u00e3o volum\u00e9trica (ft³/s);

D_{req} = di\u00e2metro requerido (ft).

- 2) Com o di\u00e2metro requerido calculado, foi selecionado na tabela o di\u00e2metro nominal logo acima e recalculada a velocidade, para verificar se esta se encontra dentro da faixa recomendada (3 – 15 ft/s). Se dentro da faixa recomendada, o SCHEDULE da linha foi selecionado de acordo com a temperatura e press\u00e3o operacionais.

Com aplica\u00e7\u00e3o do procedimento para as linhas de l\u00edquido foi obtido o resultado apresentado na tabela seguinte:

Corrente	Di\u00e2metro requerido (in)	Tubula\u00e7\u00e3o		Velocidade de escoamento (ft/s)
		Di\u00e2metro (in)	Schedule No.	
P4	0,76	2	80	1,300
P14/P15	0,63	2	80	0,887
P25/P26	0,22	2	80	0,106
AM1	6,21	8	30	5,430
AM2	6,24	8	30	5,480
AM3	6,10	8	30	5,240
AM4	6,13	8	30	5,290
AM5	5,80	6	40	8,420
AM6	5,83	6	40	8,500
AM7	6,18	8	30	5,370
AM8	6,21	8	30	5,420
AM9	6,21	8	30	5,430
AM10	6,10	8	30	5,240
AM11	5,80	6	40	8,420
AM12	6,18	8	30	5,370

Tabela V.4 – Dimensionamento das Linhas de L\u00edquido.

Vale ressaltar, que as linhas de água do mar (AMs) devem ser feitas a partir de materiais especiais como ligas de Cobre-Níquel, por exemplo, que apresentam uma boa resistência à corrosão por água do mar e à erosão proveniente da areia transportada pela água. Para as linhas P4, P14/P15 e P25/P26, a velocidade de escoamento ficou abaixo do mínimo recomendado (3 ft/s), mesmo com a utilização do menor diâmetro da Tabela V.3. Essas são linhas de resíduo de fundo dos vasos depuradores, onde estão presentes válvulas de controle de nível dos vasos. Como as vazões de líquido estão muito baixas, o controle de nível modular não seria a melhor estratégia. Uma boa estratégia seria utilizar a linha de 2 in de diâmetro e aumentar a vazão até que a velocidade atinja um valor razoável, através da adoção de uma estratégia de controle on-off.

V.2.B. Dimensionamento de Linhas de Gás

Linhas de gás devem ser dimensionadas de forma que a pressão no final da linha seja suficiente para satisfazer a necessidade do equipamento adiante. A velocidade de escoamento pode gerar um problema de ruído se esta exceder 60 ft/s. No entanto, a velocidade de 60 ft/s não deve ser interpretada como um critério absoluto, já que velocidades maiores são aceitáveis quando são tomadas providências para minimizar ou isolar o ruído. (*API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems*)

Nesse caso o procedimento utilizado consistiu em calcular a velocidade de escoamento para os diferentes diâmetros de tubulação disponíveis na tabela e selecionar o menor diâmetro que atenda ao critério de velocidade (ou seja, que resulte em uma velocidade de escoamento menor que 60 ft/s). A escolha do menor diâmetro possível, dentro da restrição, se deve a questões de minimização de custos com tubulação.

Dessa forma foram obtidos os seguintes resultados apresentados na Tabela V.5:

Corrente	Tubulação		Velocidade de escoamento (ft/s)
	Diâmetro (in)	Schedule No.	
P1	14	10	51,64
P10	10	20	45,63
P2	14	10	55,23
P6	14	10	46,83
P7	10	20	39,57
P8/P9	6	40	43,95
P11	8	30	58,04
P21	6	40	41,05

P12	10	20	39,82
P17	8	30	45,32
P18	6	40	40,24
P19/P20	4	40	36,22
P22	6	40	37,34
P32	4	40	33,80
P23	6	40	40,15
P28	6	40	27,59
P29	4	120	36,08
P30/P31	2	160	57,75
P33	3	160	59,36

Tabela V.5 – Dimensionamento das Linhas de Gás.

V.2.C. Dimensionamento de Linhas Bifásicas (Gás/Líquido)

Linhas de transporte de misturas bifásicas (gás/líquido) devem ser dimensionadas, primeiramente, com base na velocidade de escoamento. Experiência na área mostrou que perda de espessura da parede do tubo ocorre por processo de erosão/corrosão. Esse processo é acelerado por altas velocidades de escoamento, presença de areia, contaminantes corrosivos (como CO₂ e H₂S) e acessórios de tubulação que alteram o caminho de escoamento como cotovelos. (*API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems*)

A velocidade acima da qual a erosão pode ocorrer, chamada de velocidade erosional, pode ser determinada pela seguinte equação empírica:

$$V_e = \frac{c}{\sqrt{\rho_m}} \quad (\text{Equação V. 2})$$

Onde:

V_e = velocidade erosional do fluido (ft/s);

c = constante empírica;

ρ_m = densidade da mistura gás/líquido na pressão e temperatura de escoamento (lb/ft³).

Experiência industrial indica que para fluidos livres de sólidos, valores de $c = 100$ para serviço contínuo e $c = 125$ para serviço intermitente, são escolhas conservativas. Para fluidos livre de sólidos onde a corrosão não é prevista ou quando a corrosão é controlada por inibição ou pelo emprego de ligas metálicas resistentes a corrosão para a confecção dos tubos, valores de $c = 150$ a 200 podem ser utilizados para operação contínua, e valores acima de 250 tem sido utilizados com sucesso para operação intermitente. Se a presença de sólidos é prevista, a

velocidade de escoamento deverá ser significativamente menor. Diferentes valores de c podem ser utilizados se estudos específicos mostrarem que estes são apropriados. (*API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems*)

Onde sólidos ou contaminantes corrosivos estiverem presentes, levantamentos periódicos para avaliar a espessura da parede do tubo devem ser considerados.

Recomendações da *API 14 RP (API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems)* sugerem, também, que se possível a velocidade mínima em linhas de escoamento bifásico esteja em torno de 10 ft/s para minimizar outros problemas, o que é particularmente importante em longas linhas com mudanças de elevação.

O procedimento utilizado para dimensionamento das linhas bifásicas (gás/líquido), semelhante ao das linhas de líquido, foi:

- 1) Cálculo da velocidade de escoamento máxima (velocidade erosional), conforme a Equação V.2 mostrada anteriormente, com a utilização da constante empírica $c = 100$, já que é uma escolha conservativa para fluidos livre de sólidos em serviço contínuo, enquanto que o valor da densidade foi obtido da simulação;
- 2) Cálculo do diâmetro requerido com base na velocidade média da faixa de 10 a V_e (velocidade erosional) ft/s de cada linha, para isso resolvemos a Equação V.1 para D_{req} ;
- 3) Com o diâmetro requerido calculado, foi selecionado na tabela o diâmetro nominal logo acima e recalculada a velocidade, para verificar se esta se encontra dentro da faixa recomendada (10 – V_e (velocidade erosional) ft/s), para cada linha. Se dentro da faixa recomendada, o SCHEDULE da linha foi selecionado de acordo com a temperatura e pressão operacionais.

Com aplicação do procedimento para as linhas bifásicas (gás/líquido) foi obtido o resultado apresentado na tabela seguinte:

Corrente	Densidade (lb/ft ³)	Velocidade Erosional (ft/s)	Diâmetro requerido (in)	Tubulação		Velocidade de escoamento (ft/s)
				Diâmetro (in)	Schedule No.	
P3	0,4738	145,30	10,89	12	20	63,99
P16	12,9300	27,81	0,78	2	80	2,84
P5	17,0100	24,25	1,03	2	80	4,53
P13	1,4610	82,73	7,91	8	30	45,38
P27	15,9500	25,04	0,25	2	80	0,27
P24	4,1490	49,09	5,80	6	40	27,60

P34*	11,4200	29,59	4,10	4	120	20,80
------	---------	-------	------	---	-----	-------

Tabela V.6 – Dimensionamento das Linhas Bifásicas (gás/líquido).

* Para a linha P34 foi adotado um diâmetro abaixo do requerido, pois para um diâmetro de 6 in a velocidade de escoamento é 9,24 ft/s, que é menor que a recomendação mínima de 10 ft/s.

Para as linhas P16, P5 e P27, a velocidade de escoamento ficou abaixo do mínimo recomendado (10 ft/s), mesmo com a utilização do menor diâmetro da Tabela V.3. Essas são linhas de resíduo de fundo dos vasos depuradores, onde estão presentes válvulas de controle de nível dos vasos. Como dito anteriormente, será adotado uma estratégia de controle on-off para as válvulas presentes nessas linhas para aumentar a vazão até que a velocidade atinja um valor razoável.

VI. Projeto das Válvulas do Sistema de Compressão

VI.1. Seleção de Válvulas

As válvulas utilizadas em plantas de processo químico podem ser divididas em duas grandes classes dependendo de sua função primária:

- Válvulas “Shut-off” (válvulas de bloqueio ou válvulas de isolamento), cujo propósito é impedir completamente o fluxo;
- Válvulas de Controle, tanto manual quanto automática, usadas para regular o fluxo.

Os principais tipos de válvulas utilizadas são:

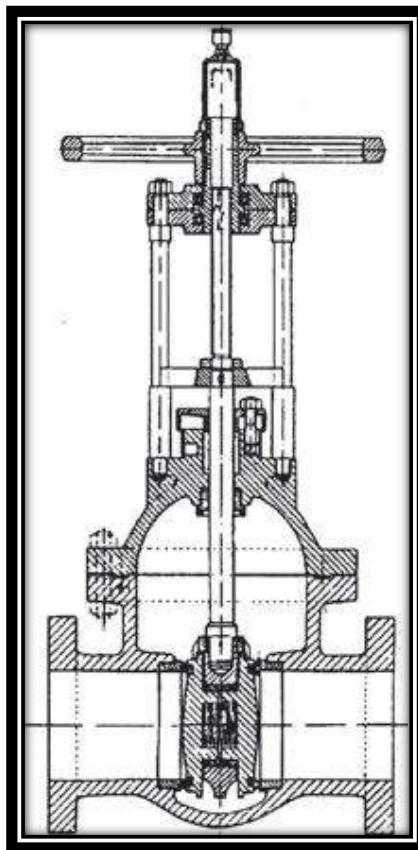


Figura VI.1 - Válvula Gaveta (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

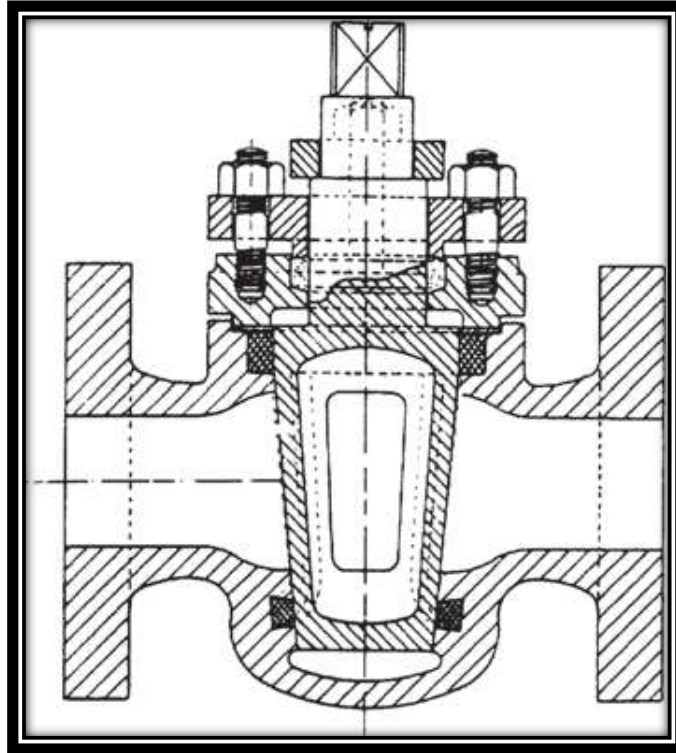


Figura VI.2 - Válvula Macho (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

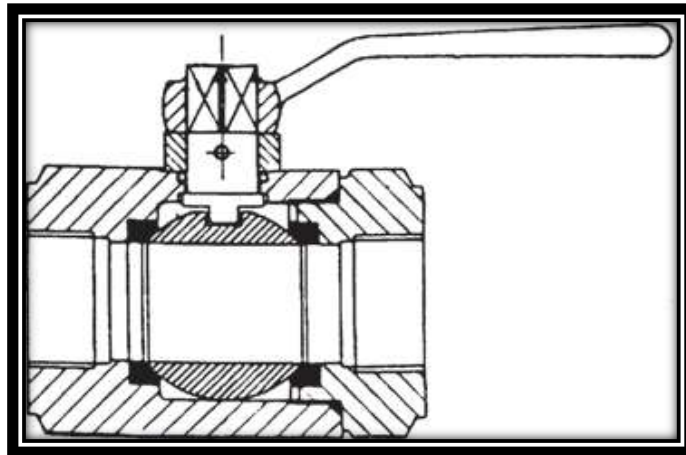


Figura VI.3 - Válvula Esfera (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

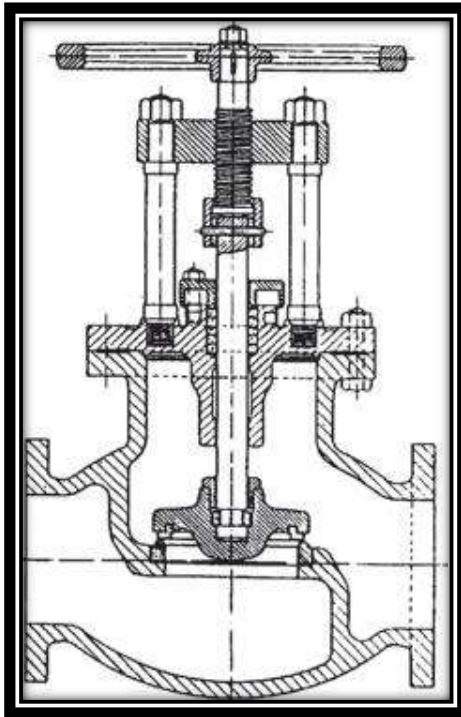


Figura VI.4 - Válvula Globo (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

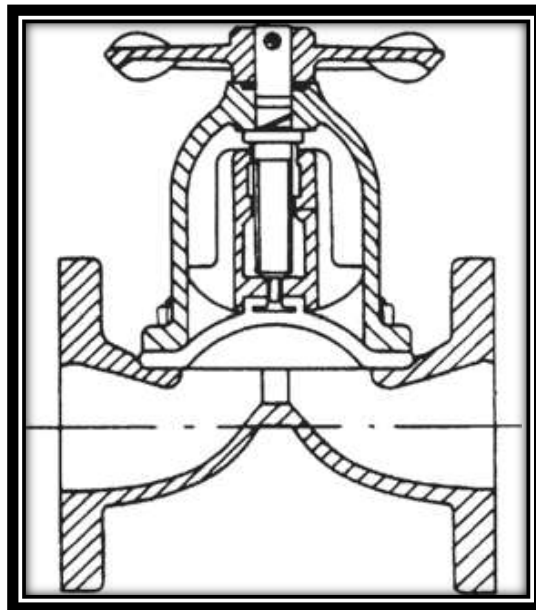


Figura V.5 - Válvula Diafragma (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

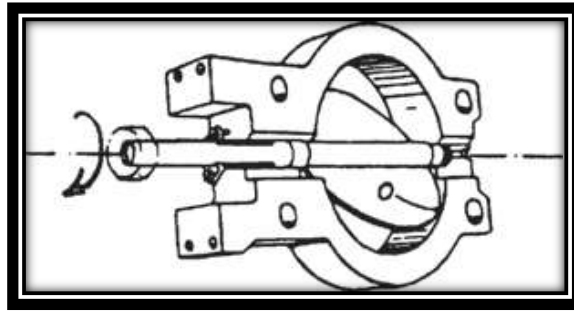


Figura VI.6 - Válvula Borboleta (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

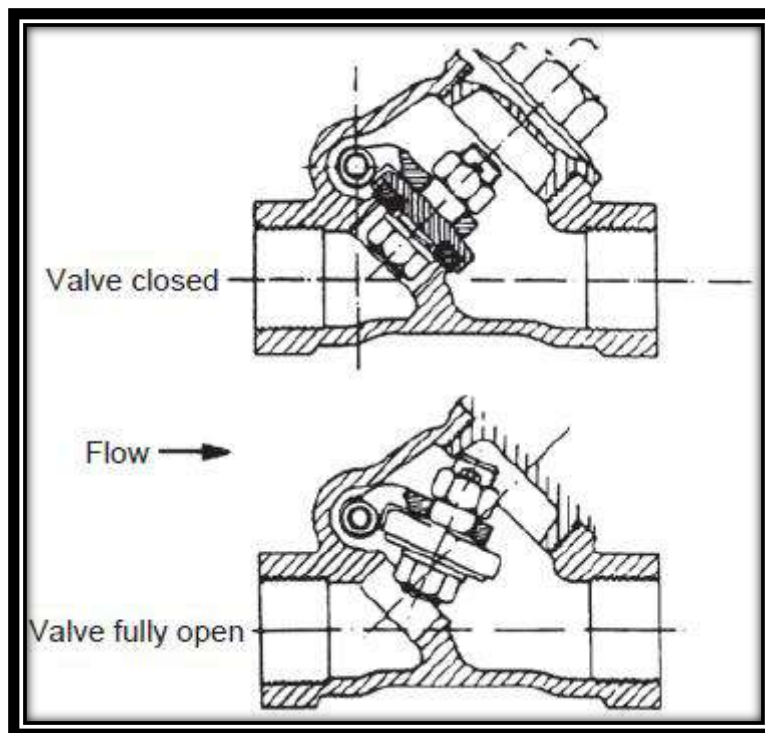


Figura V.7 - Válvula de Retenção (Retirado de *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN*, 2008).

Uma válvula selecionada para “shut-off” deve garantir a selagem na posição fechada e o mínimo de resistência ao fluxo quando aberta, sendo que válvulas gaveta, macho e esfera são as mais utilizadas para esse propósito. Válvulas gaveta estão disponíveis na maior faixa de tamanhos e podem ser operadas manualmente ou por um motor. Elas possuem um canal de fluxo direto e uma baixa perda de pressão quando totalmente abertas, porém muitas voltas da alavanca da válvula são necessárias para fechá-la, por isso são mais adequadas quando operadas com pouca frequência. Válvulas gaveta não devem ser operadas de forma parcialmente aberta, já que os selos da válvula podem ficar deformados, impedindo que a válvula sele de maneira adequada. Válvulas macho e válvulas esfera apresentam a vantagem de necessitarem de apenas um quarto de volta da alavanca para abrir ou fechar. Essas válvulas

são muitas vezes ativadas por solenoides e utilizadas onde variações rápidas entre as posições aberta/fechada são necessárias. (CHEMICAL ENGINEERING DESIGN, 2008)

Se o controle do fluxo é necessário, a válvula deve ser capaz de proporcionar um controle suave sobre toda a faixa de fluxos, desde totalmente aberta até fechada. Válvulas globo são normalmente utilizadas, apesar de válvulas diafragma também serem comuns. Válvulas borboleta são frequentemente utilizadas para controle de fluxos de gás e vapor. Válvulas de controle automático são geralmente válvulas globo com acabamentos especiais. (CHEMICAL ENGINEERING DESIGN, 2008)

Uma seleção e projeto cuidadosos da válvula de controle são importantes, pois um bom controle de fluxo deve ser alcançado, mantendo a queda de pressão a mais baixa possível.

Válvulas de retenção são usadas para prevenir o fluxo do líquido no sentido reverso em uma linha de processo. Elas normalmente não impedem completamente o fluxo reverso. Algumas válvulas de retenção dependem da gravidade para seu fechamento, por isso devem ser tomadas precauções para orientar a válvula corretamente.

VI.2. Dimensionamento das Válvulas

No dimensionamento das válvulas foi utilizada a ferramenta de projeto disponível no HYSYS para o cálculo de Cv (coeficiente de dimensionamento da válvula).

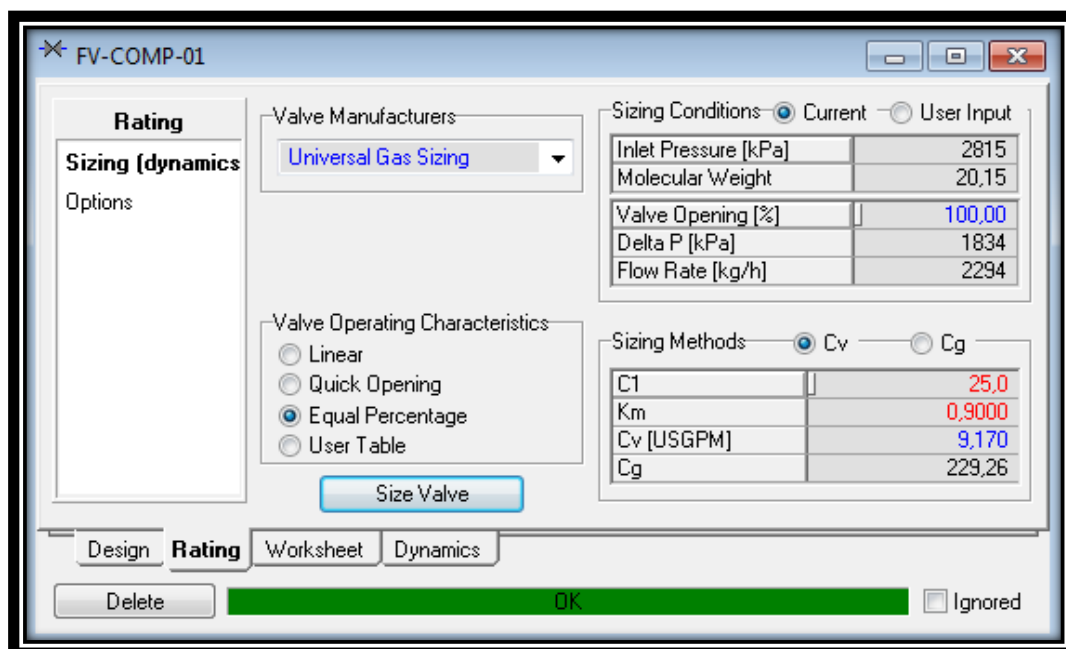


Figura VI.8 – Ferramenta de Dimensionamento do HYSYS.

Para as válvulas de controle de vazão de reciclo (FV), por onde passa uma corrente gasosa, foram utilizados como parâmetros para o cálculo de Cv pelo HYSYS:

- *Valve Manufacturers: Universal Gas Sizing*
- *Valve Operating Characteristics: Equal Percentage*
- *Valve Opening: 100%*

Para as válvulas de controle de temperatura (TV) e de controle de nível (LV), por onde passa uma corrente líquida, foram utilizados como parâmetros para o cálculo de Cv pelo HYSYS:

- *Valve Manufacturers: FISHER*
- *Valve Operating Characteristics: Equal Percentage*
- *Valve Opening: 100%*

Com isso foram especificadas as condições mínimas e máximas de operação da válvula (Cv, ΔP , vazão e temperatura).

As válvulas de controle de temperatura (TV) e de controle de vazão de reciclo (FV) podem utilizar uma estratégia de controle modular, enquanto que as válvulas de controle de nível (LV) devem utilizar uma estratégia de controle on-off, pois a vazão máxima, obtida na simulação, para as linhas contendo essas válvulas é muito baixa para uma operação contínua com velocidade de escoamento dentro das restrições, conforme mencionado na seção V.II de dimensionamento das linhas. Nesse caso, a válvula de controle de nível fica fechada enquanto o vaso está com nível de líquido baixo, e abre quando o vaso estiver com o nível alto, por isso a válvula deve ser dimensionada para uma vazão maior que a normal para que o vaso possa esvaziar quando esta estiver aberta.

Para as válvulas de controle de vazão de reciclo (FVs), temos:

- **Condição de vazão mínima:** A vazão mínima de reciclo deverá ocorrer quando o compressor estiver operando próximo a condição de projeto. Nesse caso consideramos que a vazão de entrada do compressor é de 1.000.000 Nm³/d de gás, mesma vazão que entra no sistema de compressão. Como há uma perda de material devido à condensação, foi definido que nesta condição, haverá recirculação do gás apenas para recompor a perda por condensação e manter o compressor operando na vazão de projeto.
- **Condição de vazão máxima:** Nesta condição, foi considerado que não há gás entrando no sistema. Neste caso, a máquina entrará em recirculação, e a vazão na sucção de cada estágio deve ser no mínimo igual à vazão de surge (40% da vazão volumétrica de entrada de projeto) para evitar que ocorram danos no compressor. Portanto, a vazão pela linha de reciclo será igual à vazão de surge.

Para o caso das válvulas de controle de temperatura (TVs) e controle de nível dos vasos (LVs), as condições se invertem, sendo a condição de vazão mínima quando a vazão de entrada do compressor for igual a sua respectiva vazão de surge, e a condição máxima com a vazão operacional na entrada dos compressores (1.000.000 Nm³/d de gás).

As válvulas de controle de nível (LVs) por utilizarem uma estratégia de controle on-off, apresentaram somente um Cv operacional, para o cálculo deste Cv dado que, como dito anteriormente, a válvula deve ser dimensionada para uma vazão maior que a normal, foi utilizado como vazão de projeto o dobro da vazão na condição máxima obtida pela simulação.

Além disso, o ΔP e a temperatura não sofrem uma alteração significativa entre as condições máxima e mínima, portanto foram consideradas constantes.

Com relação ao tipo de válvula, em sistemas de compressão, para água do mar é comum usar válvulas do tipo borboleta e para as outras aplicações a válvula globo é mais adequada.

Válvulas de controle de vazão de reciclo (FVs)

Estratégia de controle: Modular

Tipo de válvula: Globo

FV-COMP-01	
Queda de Pressão (kPa)	1834,00
Temperatura de Entrada (°C)	139,30
Temperatura de Saída (°C)	133,70
Vazão mínima (m3/h)	134,80
Vazão mínima (kg/h)	2294,00
Cv _{min} (USGPM)	9,17
Vazão máxima (m3/h)	2041,20
Vazão máxima (kg/h)	14980,01
Cv _{max} (USGPM)	59,88

Tabela VI.1 – Dados da Válvula FV-COMP-01.

FV-COMP-02	
Queda de Pressão (kPa)	4364,00
Temperatura de Entrada (°C)	127,60
Temperatura de Saída (°C)	114,70

Vazão mínima (m3/h)	58,01
Vazão mínima (kg/h)	2638,00
Cv _{min} (USGPM)	4,04
Vazão máxima (m3/h)	645,20
Vazão máxima (kg/h)	14653,86
Cv _{max} (USGPM)	22,43

Tabela VI.2 – Dados da Válvula FV-COMP-02.

FV-COMP-03	
Queda de Pressão (kPa)	10550,00
Temperatura de Entrada (°C)	130,60
Temperatura de Saída (°C)	107,80
Vazão mínima (m3/h)	23,91
Vazão mínima (kg/h)	2723,00
Cv _{min} (USGPM)	1,68
Vazão máxima (m3/h)	220,92
Vazão máxima (kg/h)	14627,35
Cv _{max} (USGPM)	9,00

Tabela VI.3 – Dados da Válvula FV-COMP-03.

Válvulas de controle de temperatura (TVs)

Estratégia de controle: Modular

Tipo de válvula: Borboleta

TV-COMP-01	
Queda de Pressão (kPa)	100,00
Temperatura de Entrada (°C)	28,00
Temperatura de Saída (°C)	28,02
Vazão mínima* (m3/h)	78,31
Vazão mínima* (kg/h)	78710,00
Cv _{min} * (USGPM)	90,81
Vazão máxima (m3/h)	193,20
Vazão máxima (kg/h)	194200,00

Cv_{max} (USGPM)	224,10
--------------------	--------

* Surge no primeiro compressor

Tabela VI.4 – Dados da Válvula TV-COMP-01.

TV-COMP-02	
Queda de Pressão (kPa)	100,00
Temperatura de Entrada (°C)	28,00
Temperatura de Saída (°C)	28,02
Vazão mínima* (m ³ /h)	76,18
Vazão mínima* (kg/h)	76580,00
Cv_{min} * (USGPM)	88,36
Vazão máxima (m ³ /h)	186,40
Vazão máxima (kg/h)	187300,00
Cv_{max} (USGPM)	216,10

* Surge no segundo compressor

Tabela VI.5 – Dados da Válvula TV-COMP-02.

TV-COMP-03	
Queda de Pressão (kPa)	100,00
Temperatura de Entrada (°C)	28,00
Temperatura de Saída (°C)	28,02
Vazão mínima* (m ³ /h)	68,58
Vazão mínima* (kg/h)	68940,00
Cv_{min} * (USGPM)	79,54
Vazão máxima (m ³ /h)	168,50
Vazão máxima (kg/h)	169400,00
Cv_{max} (USGPM)	195,50

* Surge no terceiro compressor

Tabela VI.6 – Dados da Válvula TV-COMP-03.

TV-COMP-04	
Queda de Pressão (kPa)	100,00
Temperatura de Entrada (°C)	28,00
Temperatura de Saída (°C)	28,02

Vazão mínima* (m ³ /h)	82,57
Vazão mínima* (kg/h)	82990,00
Cv _{min} * (USGPM)	95,76
Vazão máxima (m ³ /h)	191,00
Vazão máxima (kg/h)	192000,00
Cv _{max} (USGPM)	221,60

* Surge no terceiro compressor

Tabela VI.7 – Dados da Válvula TV-COMP-04.

Válvulas de controle de nível do líquido nos vasos (LVs)

Estratégia de controle: ON-OFF

Tipo de válvula: Esfera

LV-COMP-01	
Queda de Pressão (kPa)	810,00
Temperatura de Entrada (°C)	36,33
Temperatura de Saída (°C)	36,12
Vazão de projeto* (m ³ /h)	5,79
Vazão de projeto* (kg/h)	5492,00
Cv _{op} (USGPM)	2,29

* Vazão de projeto = 2 x Vazão máxima

Tabela VI.8 – Dados da Válvula LV-COMP-01.

LV-COMP-02	
Queda de Pressão (kPa)	1834,00
Temperatura de Entrada (°C)	37,43
Temperatura de Saída (°C)	34,70
Vazão de projeto* (m ³ /h)	3,95
Vazão de projeto* (kg/h)	2620,00
Cv _{op} (USGPM)	0,34

* Vazão de projeto = 2 x Vazão máxima

Tabela VI.9 – Dados da Válvula LV-COMP-02.

LV-COMP-03	
Queda de Pressão (kPa)	4364,00
Temperatura de Entrada (°C)	37,50
Temperatura de Saída (°C)	33,75
Vazão de projeto* (m ³ /h)	0,47
Vazão de projeto* (kg/h)	302,20
Cv _{op} (USGPM)	0,05

* Vazão de projeto = 2 x Vazão máxima

Tabela VI.10 – Dados da Válvula LV-COMP-03.

Quanto à escolha dos tipos de válvulas, foram utilizadas as recomendações dadas pela norma *API 14 RP (API 14E Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems)*.

Para as válvulas de controle de vazão de reciclo (FVs) foi sugerido o uso de válvulas globo, pois estas são as mais adequadas quando precisamos de certa precisão no controle, o que é o caso do controle de vazão (anti-surge).

Para as válvulas de controle de temperatura (TVs) foi selecionado válvulas do tipo borboleta. Essas válvulas são adequadas para aplicações onde uma vedação completa não é necessária, e não devem ser usadas como válvulas de bloqueio primário para vasos, tanques e etc. As válvulas borboleta, diferente das válvulas globo, não permitem um controle muito preciso. Mas podem ser usadas quando admitimos um controle mais "grosseiro" da variável manipulada (no caso, a vazão de água dos trocadores de calor). Como trabalhamos com água do mar, que é um fluido não tóxico e não inflamável, podemos permitir que a válvula não apresente uma boa vedação.

Para as válvulas de controle de nível do líquido nos vasos (LVs) foi escolhido válvulas do tipo esfera, que são adequadas para a maioria dos serviços on-off com hidrocarbonetos ou utilidades quando operadas em temperaturas entre -20°F(-28,9°C) e 180°F(82,2°C) devido a limitações do material de vedação da válvula. Nesse caso podemos usar válvulas on-off do tipo esfera, pois a faixa de temperatura que trabalhamos (em torno de 97°F) é atendida por esse tipo de válvula.

Em uma fase mais avançada do projeto, quando partiríamos para a compra da válvula, o fabricante deve nos fornecer uma válvula cujo Cv atenda às condições: Cv máx < 80 a 90% Cv, e Cv mín > 10 a 20% Cv, e o tamanho da válvula deve estar de acordo com o diâmetro da

tubulação na qual a válvula será instalada. No escopo deste trabalho está apenas especificar os dados necessários para uma posterior compra.

VII. Projeto de Vasos Depuradores

VII.1. Separadores

A função do separador é promover a remoção do gás livre de uma corrente contendo gás, óleo e/ou água em uma pressão e temperatura específicas. Há três formatos diferentes de separadores: vertical, horizontal e esférico. Para o projeto, foram utilizados vasos separadores verticais.

VII.1.A. Dimensionamento de Separadores Gás-Óleo

Para o dimensionamento dos vasos depuradores, foram utilizadas as recomendações da *API 12 J – Specifications for Oil and Gas Separators*.

A capacidade de gás dos separadores pode ser determinada por uma modificação da Lei de Stokes. Ao usar a Lei de Stokes, a capacidade é baseada no princípio do tamanho mínimo de gotícula, para o qual esta gotícula será separada de uma corrente de gás a uma dada velocidade. A velocidade superficial máxima permitida do gás em condições operacionais é calculada pela seguinte equação:

$$V_a = K * \sqrt{\frac{d_L - d_G}{d_G}} \quad (\text{Equação VII. 1})$$

Onde:

V_a = velocidade superficial máxima permitida em ft/s;

d_L = densidade do líquido em lb/ft³ nas condições operacionais;

d_G = densidade do gás em lb/ft³ nas condições operacionais;

K = é uma constante que depende das condições de projeto e operação.

Type Separator	Height or Length L (ft)	Typical K-factor Range
Vertical	5	0.12 to 0.24
	10	0.18 to 0.35
Horizontal	10	0.40 to 0.50
	Other Lengths	$0.40 \text{ to } 0.50 \times (L/10)^{0.56}$
Spherical	All	0.2 to 0.35

Tabela VII.1 – Fator K para Determinação da Velocidade Superficial Máxima Permitida (Retirado de *API 12 J – Specifications for Oil and Gas Separators*).

Essa velocidade deve permitir que todas as gotículas de líquido maiores que 10 micrômetros sejam separadas do gás.

A capacidade de líquido dos separadores é primeiramente dependente do tempo de retenção do líquido no vaso. Uma boa separação requer tempo suficiente para obter uma condição de equilíbrio entre as fases líquida e gasosa na temperatura e pressão de separação. Essa capacidade de líquido do separador ou o volume de líquido no seu interior em função do tempo de retenção, pode ser determinado pela Equação VII.2:

$$W = \frac{1440 \cdot V}{t} \text{ ou } t = \frac{1440 \cdot V}{W} \text{ ou } V = \frac{W \cdot t}{1440} \quad (\text{Equação VII. 2})$$

Onde:

W = capacidade de líquido, bbl/dia nas condições de escoamento;

V = o volume de líquido no interior do separador, bbl;

t = tempo de retenção, minutos.

Valores típicos do tempo de retenção para separadores bifásicos são apresentados na Tabela VII.2:

Oil Gravities	Minutes (Typical)
Above 35° API	1
20° – 30° API	1 to 2
10° – 20° API	2 to 4

Tabela VII.2 – Valores Típicos do Tempo de Retenção (Retirado de *API 12 J – Specifications for Oil and Gas Separators*).

Para o dimensionamento do separador, tanto a capacidade de líquido quanto a de gás devem ser determinadas.

Na tabela VII.3 constam valores de diâmetros nominais de vasos separadores, segundo padrões industriais.

Nominal Diameter in.	Maximum Allowable Working Pressure psig @ 130°F						
	—	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
16	—	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
20	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
24	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
30	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
36	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
42	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
48	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
54	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000
60	125	230	600	1,000	1,200	1,440	2,000

NOTE 1 Shell length is generally expanded in 2 1/2-ft increments measured from head seam to head seam and is typically 5 ft, 7 1/2 ft, or 10 ft. A minimum length-to-diameter ratio of 2.0 is normally used.

NOTE 2 Vessel diameter is generally expanded in 6-in. increments, measured either as outside diameter (OD) or inside diameter (ID). OD separators are normally furnished up to 24-in. diameter. Separators above this size may be either OD or ID vessels.

Tabela VII.3 – Diâmetros Nominais de Vasos Separadores (Retirado de *API 12 J – Specifications for Oil and Gas Separators*).

VII.1.B. Metodologia

Para o dimensionamento dos vasos depuradores da planta de compressão, foi utilizado o seguinte procedimento:

- 1) Utilizando um valor de $K=0,3$ e usando a Equação VII.1, calcula-se a velocidade superficial máxima permitida do gás;
- 2) Com o valor da vazão volumétrica do gás e a velocidade superficial máxima, calcula-se a área mínima necessária para o fluxo de gás pela Equação VII.3:

$$A_{\min} = \frac{Q_g}{V_a} \quad (\text{Equação VII. 3})$$

Onde:

A_{\min} = área mínima;

Q_g = vazão volumétrica de gás.

- 3) Com a área mínima, calcula-se o diâmetro interno mínimo pela Equação VII.4:

$$ID_{\min} = \sqrt{\frac{4 * A_{\min}}{\pi}} \quad (\text{Equação VII. 4})$$

Onde:

ID_{\min} = diâmetro interno mínimo.

- 4) Seleciona-se o diâmetro imediatamente maior que o ID_{\min} , na Tabela VII.3;
- 5) Supondo uma relação econômica de comprimento/diâmetro ≥ 2 , podemos calcular o comprimento mínimo (L_{\min}) como sendo duas vezes o diâmetro selecionado anteriormente;
- 6) Seleciona-se o comprimento (L) imediatamente maior que o comprimento mínimo, dentre os valores típicos de 5, $7 \frac{1}{2}$ ou 10 ft, mencionados na “NOTE 1” da Tabela VII.3;
- 7) Utilizando um tempo de retenção de 1 minuto, pois o condensado tem densidade baixa, e a vazão volumétrica do líquido (Q_l), podemos calcular pela Equação VII.2 o volume de líquido no interior do vaso (V);
- 8) Com o volume de líquido no interior do vaso, calculamos o percentual de volume do vaso ocupado pelo líquido ($\%V_L$) e a altura do nível de líquido (h_L);

Vale ressaltar que o volume de líquido no interior do vaso, o percentual de volume do vaso ocupado e a altura do nível de líquido estão sendo calculados para uma operação contínua, apesar de o controle de nível dos vasos seguir uma estratégia on/off, conforme comentado nas seções anteriores, portanto, na planta, o nível de líquido no vaso irá oscilar. Esses dados são necessários para o dimensionamento das válvulas de alívio. Além disso, foi especificado como espessuras para os vasos:

V-COMP-01: e = 10 mm

V-COMP-02: e = 20 mm

V-COMP-03: e = 30 mm

Espessuras progressivamente maiores, devido ao aumento da pressão de operação do primeiro ao terceiro vaso.

VII.1.C. Resultados

Com a aplicação da metodologia, foram obtidos os resultados apresentados nas Tabelas VII.4, VII.5 e VII.6 :

V-COMP-01			
Dados		Resultados	
Q_g (ft ³ /s)	50,06	V_a (ft/s)	3,398
d_g (lb/ft ³)	0,4581	A_{min} (ft ²)	14,73
Q_l (bbl/d)	437	ID_{min} (in)	51,97
d_l (lb/ft ³)	59,22	ID (in)	54
P (psia)	132,2	L_{min} (ft)	9
T (°F)	97,39	L (ft)	10
		e (mm)	10
		V (bbl)	0,303
		% V_L	1,07%
		h_L (ft)	0,107

Tabela VII.4 – Resultados para o vaso V-COMP-01.

V-COMP-02			
Dados		Resultados	
Q_g (ft ³ /s)	15,82	V_a (ft/s)	1,594
d_g (lb/ft ³)	1,418	A_{min} (ft ²)	9,92
Q_l (bbl/d)	297,9	ID_{min} (in)	42,66
d_l (lb/ft ³)	41,45	ID (in)	48
P (psia)	398,2	L_{min} (ft)	8
T (°F)	99,38	L (ft)	10
		e (mm)	20
		V (bbl)	0,207
		% V_L	0,92%
		h_L (ft)	9,24E-02

Tabela VII.5 – Resultados para o vaso V-COMP-02.

V-COMP-03			
Dados		Resultados	
Q _g (ft ³ /s)	5,42	V _a (ft/s)	0,882
d _g (lb/ft ³)	4,133	A _{min} (ft ²)	6,14
Q _l (bbl/d)	35,73	ID _{min} (in)	33,57
d _l (lb/ft ³)	39,84	ID (in)	36
P (psia)	1031	L _{min} (ft)	6
T (°F)	99,5	L (ft)	7 1/2
		e (mm)	30
		V (bbl)	0,025
		%V _L	0,26%
		h _L (ft)	1,97E-02

Tabela VII.6 – Resultados para o vaso V-COMP-03.

VII.2. Dispositivos de Alívio

Quaisquer separadores, independentemente de sua dimensão ou pressão de operação, devem ser providos de dispositivos de alívio de pressão, que por sua vez devem ser configurados de acordo com os requerimentos estabelecidos pelo código ASME. Dispositivos múltiplos de alívio de pressão tais como válvulas de alívio de pressão combinadas com discos de ruptura podem ser utilizados de forma a prover a capacidade de alívio necessária. As válvulas de alívio são tipicamente configuradas de acordo com a Pressão Máxima de Funcionamento Permitida (MAWP). Os discos de ruptura, por sua vez, são selecionados de forma a aliviarem a pressão (sofrerem ruptura) acima da pressão para qual as válvulas de alívio foram especificadas.

Vale ressaltar, que dispositivos de alívio não precisam ser necessariamente disponibilizados pelo fornecedor do vaso separador. No entanto algum tipo de proteção contra sobre-pressão deve ser provida ao vaso separador antes que o mesmo seja posto em funcionamento.

VII.2.A. Dimensionamento de Válvula de Alívio (PSV) para Vasos

Segundo a norma API 520, para sistemas com drenagem adequada e proteção contra fogo, utilizamos o seguinte procedimento:

- 1) Calcula-se o calor absorvido pelo líquido no interior do vaso pela seguinte equação:

$$Q_{abs} = C_1 * F * (A_{ws})^{0,82} \quad \text{Equação VII.5}$$

Onde:

Q_{abs} = Calor absorvido pelo líquido, em Btu/h;

C_1 = Constante igual a 21000 em unidades britânicas;

F = Fator ambiental (pode ser considerado igual a 1);

A_{ws} = Área molhada, sendo $A_{ws} = \pi * (\text{Diâmetro do vaso}) * (\text{Nível de líquido no vaso})$.

Foi utilizado F = 1.

- 2) Utilizando-se Q_{abs} , calcula-se a taxa de formação de vapor devido a vaporização do líquido pela seguinte equação:

$$W_{vap} = Q_{abs}/Q_{lat} \quad \text{Equação VII.6}$$

Onde:

W_{abs} = Taxa de vapor formado, em lb/h;

Q_{lat} = Calor latente de vaporização do líquido. Na ausência de dados acurados, usar $Q_{lat} = 50$ Btu/lb.

- 3) Calcula-se a vazão devida a expansão do gás pela equação que segue:

$$W_g = 0,146 * \sqrt{M * p_1} * \left(\frac{A_{ws} * (T_w - T_1)^{1,25}}{(T_1)^{1,1506}} \right) \quad \text{Equação VII.7}$$

Onde:

W_g é a vazão de gás em lb/h;

M é a massa molecular do gás;

p_1 é a pressão de alívio em psia (igual a pressão de operação x 1,2);

T_w é a máxima temperatura permitida para a parede do vaso (igual a 1560°R);

T_1 é a temperatura de operação do vaso em °R.

- 4) Obtém-se a vazão total de alívio $W = W_{vap} + W_g$

- 5) Define-se o critério pelo qual a válvula será calculada. Para tanto, compara-se a vazão obtida em (4) com a vazão total de entrada no vaso. Se a vazão obtida em (4) for maior, será usado o critério de exposição ao fogo, se for menor, será usado o critério de fluxo bloqueado.
- 6) Calcula-se a área do orifício da válvula pela Equação VII.8a:

$$A = \frac{W}{C \cdot K_d \cdot P_1 \cdot K_b \cdot K_c} * \sqrt{\frac{T \cdot Z}{M}} \text{ Equação VII.8a}$$

Onde:

A = Área do orifício em in²;

C = função de k = C_p/C_v, sendo C calculado pela Equação VII.8b:

$$C = 520 * \sqrt{k * \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \text{ Equação VII.8b}$$

K_d = Coeficiente de descarga (igual a 0,975 para válvula de alívio sem disco);

P₁ = Pressão de alívio em psia (para fluxo bloqueado é igual a 1,1 vezes a pressão de operação, para exposição ao fogo é igual a 1,21 vezes a pressão de operação);

K_b = Fator de correção para contra-pressão (K_b = 1 em aplicações convencionais);

K_c = fator de correção (igual a 1 quando não há disco de ruptura instalado);

T = Temperatura de operação em °R;

Z = Fator de compressibilidade do gás;

M = massa molecular do gás.

Foi utilizado K_d = 0,975; K_b = 1 e K_c = 1.

- 7) Seleciona-se um dos orifícios padrão (API 526 Std), conforme a tabela abaixo, cuja área seja maior que a calculada pela Equação VII.8a:

Orifício	Área (in ²)
D	0,110
E	0,196
F	0,307
G	0,503

H	0,785
J	1,287
K	1,838
L	2,853
M	3,600
N	4,340
P	6,380
Q	11,050
R	16,000
T	26,000

Tabela VII.7 – Relação entre orifício e área.

VII.2.B. Resultados

Os resultados obtidos pela aplicação do procedimento descrito acima, é mostrado nas Tabelas VII.8, VII.9 e VII.10. Os TAGs utilizados para as válvulas de alívio de pressão são:

PSV-COMP-01: Primeiro vaso depurador.

PSV-COMP-02: Segundo vaso depurador.

PSV-COMP-03: Terceiro vaso depurador.

PSV-COMP-01			
Dados		Resultados	
D _{vaso} (ft)	4,5	Q _{abs} (BTU/h)	29485,68
h _L (ft)	0,107	W _{vap} (lb/h)	28,15
Q _{lat} (BTU/lb)	1047,33	W _g (lb/h)	47,01
M _{liq}	19,86	W _{entrada}	88619
M _{gas}	20,15	W* (lb/h)	75,16
P (psia)	132,2	C (**)	344,7
T ₁ (°R)	557,06	A (in ²)	7,97E-03
k (Cp/Cv)	1,276	Orifício	D
Z	0,9723		

* Critério de fluxo bloqueado ($W_{entrada} > W$)

** $(\text{lb lbmol } ^\circ\text{R})^{1/2}/(\text{lbf h})$

Tabela VII.8 – Resultados para o vaso PSV-COMP-01.

PSV-COMP-02			
Dados		Resultados	
D _{vaso} (ft)	4	Q _{abs} (BTU/h)	23743,13

h_L (ft)	9,24E-02	W_{vap} (lb/h)	61,54
Q_{lat} (BTU/lb)	385,83	W_g (lb/h)	61,56
M_{liq}	53,78	$W_{entrada}$	83653
M_{gas}	19,71	W^* (lb/h)	123,1
P (psia)	398,2	C (**)	351,5
T_1 (°R)	559,05	A (in ²)	4,20E-03
k (Cp/Cv)	1,349	Orifício	D
Z	0,9227		

* Critério de fluxo bloqueado ($W_{entrada} > W$)

** (lb lbmol °R)^{1/2}/(lbf h)

Tabela VII.9 – Resultados para o vaso PSV-COMP-02.

PSV-COMP-03			
Dados		Resultados	
D_{vaso} (ft)	3	Q_{abs} (BTU/h)	5281,59
h_L (ft)	1,97E-02	W_{vap} (lb/h)	9,53
Q_{lat} (BTU/lb)	554,24	W_g (lb/h)	15,82
M_{liq}	35,49	$W_{entrada}$	80950
M_{gas}	19,67	W^* (lb/h)	25,35
P (psia)	1031	C (**)	370,13
T_1 (°R)	559,17	A (in ²)	2,99E-04
k (Cp/Cv)	1,569	Orifício	D
Z	0,8178		

* Critério de fluxo bloqueado ($W_{entrada} > W$)

** (lb lbmol °R)^{1/2}/(lbf h)

Tabela VII.10 – Resultados para o vaso PSV-COMP-03.

VIII. Análise Econômica Preliminar da Planta

O investimento total requerido para um determinado projeto pode ser expresso através das contribuições do investimento na planta, investimento nas utilidades, investimentos em obras cíveis, taxas de engenharia e capital de giro.

De uma forma geral, não é possível estabelecer um orçamento completo e detalhado dos materiais, da mão de obra e das despesas indiretas para cada nova proposta de indústria. Mesmo que tenhamos em mãos as especificações e plantas detalhadas, a estimativa preparada a partir delas não é necessariamente exata, pois certos componentes do custo (mão de obra, despesas no campo, despesas com a engenharia e com a pré-operação) não podem ser apreçados (Perry et al, 1980).

Assim, no que tange ao escopo desta seção, será tratado apenas um orçamento preliminar, que residirá em uma estimativa para o custo da planta com base no dimensionamento de seus equipamentos avaliados nos capítulos anteriores deste trabalho. O objetivo geral de um orçamento preliminar consiste em avaliar a viabilidade econômica do projeto antes de se efetuarem gastos com obras, estudos de mercado, levantamento de terreno e aquisições. Apesar de um erro inerente que comumente alcança algo em torno de 30%, tal tipo de metodologia é interessante devida a sua relativa simplicidade.

O custo de um equipamento específico pode ser estabelecido como função de sua dimensão, material de construção, pressão e temperatura de operação, sendo frequentemente apresentado como o custo versus a capacidade do equipamento ou como uma função de sua potência. A Equação VIII.1 expressa, por exemplo, o custo como uma função da capacidade do referido equipamento.

$$C_E = C_B * \left(\frac{Q}{Q_B}\right)^M * f_m * f_T * f_P \text{ (Equação VIII.1)}$$

Onde:

C_E = Custo do equipamento;

Q = Capacidade do equipamento;

C_B = Custo conhecido de um equipamento com capacidade conhecida, Q_B ;

M = Constante dependente do tipo de equipamento;

f_m = Fator de correção para o material de construção;

f_p = Fator de correção para a pressão de operação;

f_T = Fator de correção para a temperatura de operação.

Não obstante, se sobrepõe ao custo de equipamentos, uma série de outros custos tais como custo de instalação, tubulação, válvulas, sistema de controle, sistema elétricos, sistema de segurança, custos com utilidades etc. A Tabela VIII.1 constitui uma coleção de dados de custo, expressos como frações percentuais do custo total de uma fábrica a ser instalada.

	Intervalo, %	Mediana, %
Custos diretos		
Equipamento de processo	25-40	32,5
Mão-de-obra do equipamento de processo	1,5-4,5	3,0
Material do processo	8-18	13
Fundações de concreto	1-4	2,5
Tubulação e esgotos	2-8	5,0
Instalação elétrica	1-3	2,0
Isolamento	0,5-1	0,75
Estruturas do processo	2-7	4,0
Instrumentação	1-5	3,0
Pintura	0,1-0,2	0,15
Mão-de-obra do material do processo	4-12	8
Fundações de concreto	1,5-5	3,3
Tubulação e esgotos	1,5-7	4,3
Instalação elétrica	1,5-6	3,8
Isolamento	1-3	2,0
Estruturas do equipamento	1-4	2,5
Instrumentação	0,5-2	1,3
Pintura	0,2-1,4	0,8
Custos indiretos		
Despesas do escritório-matriz, exclusive indiretas	5-9	7
Inclusive indiretas	11-20	15,5
Engenharia	1,5-3	2,3
Desenho	3-6	5,0
Compra	0,15-0,4	0,28
Contabilidade, construção e engenharia de custo	0,15-0,4	0,28
Viagens e diárias	0,1-0,5	0,3
Reproduções, comunicações	0,2-0,4	0,3
Despesas de campo, inclusive indiretas	6-14	10
Construção temporária e operações	1,5-3	2,3
Máquinas de construção e aluguéis	2-6	4,0
Pessoal do escritório-matriz no campo	0,2-2	1,1
Folha de pagamento no campo	0,5-5	2,8
Viagens e diárias	0,1-0,8	0,45
Taxas, impostos e seguros	1,5-2,5	2,0
Material e trabalho da pré-construção	0,5-2	1,3
Comissões do empreiteiro	1,5-5	3,0
Diversos, inclusive condições especiais no campo	0,25-0,75	0,5

Tabela VIII.1 – Faixas dos Componentes de Custo em Instalações de Processos Múltiplos, a partir do zero (Retirado de Perry et al, 1980).

A Tabela VIII.1 pode ser utilizada para calcular rapidamente o custo de uma nova instalação a partir de um conjunto mínimo de dados. Conhecendo-se, por exemplo, o custo de equipamentos envolvidos, uma estimativa preliminar razoável pode ser estruturada com base na sua contribuição percentual para o custo total da planta.

No presente projeto estaremos considerando uma instalação marítima, na qual o custo percentual de equipamentos tende a ser menor em decorrência de maiores custos relativos à mão de obra, transporte e outras variáveis. Trabalharemos assim com o limite inferior mínimo, 25%, para representar o custo percentual de equipamentos.

VIII.1. Estratégia de Análise

Uma vez definido o custo percentual de equipamentos como 25 %, faz-se necessário obter-se uma estimativa razoável para seu valor. O custo dos equipamentos pode ser obtido

no link <http://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/ce.html>, que permite efetuar o cálculo de custo de equipamentos como compressores, trocadores de calor e vasos depuradores a partir do dimensionamento dos mesmos. Vale mencionar, que todos os custos estimados no link mencionado estão baseados no CEPCI (Chemical Engineering's Plant Cost Index) de janeiro de 2002. Nesse sentido, traçaremos nossa análise num contexto próximo de 2002 a fim de padronizar a série de dados utilizada.

Obtido o custo da planta, o foco passa a ser verificar se o ganho de produção, estimado em 20.000 bpd, consegue viabilizar o pagamento do projeto. O ganho de produção por sua vez pode ser avaliado a partir do preço do barril de petróleo, projetado para uma estimativa otimista e uma estimativa pessimista. O preço do barril pode ser obtido a partir do link: <http://www.indexmundi.com/commodities/?commodity=crude-oil-west-texas-intermediate&months=300/>

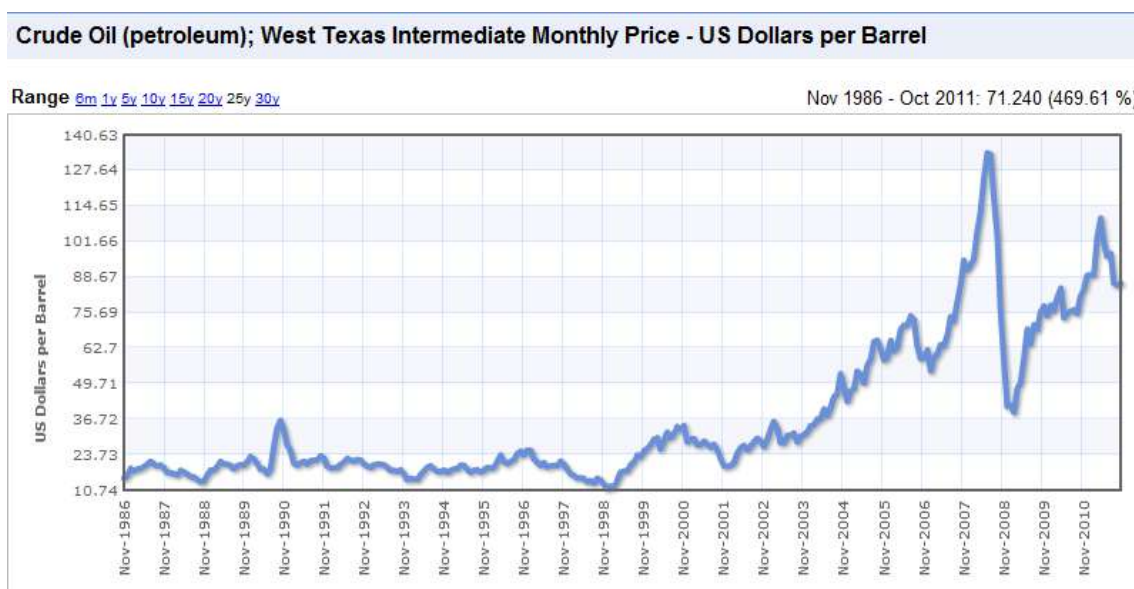


Figura VIII.1 – Oscilações de Preço do Barril WTI (óleo base dos cenários do AEO – Anual Energy Outlook), nos últimos 25 anos.

Com base na Figura VIII.1, estabeleceremos na estimativa pessimista o preço do barril em \$20,00 e na estimativa otimista o preço do barril em \$30,00, considerando-se o cenário de 2002.

Finalmente o “empreendimento” será avaliado com base no seu valor presente líquido (VPL), que é uma função utilizada na análise da viabilidade de um projeto de investimento. Ele é definido como o somatório dos valores presentes dos fluxos estimados de uma aplicação, calculados a partir de uma taxa dada e de seu período de duração.

Os fluxos estimados podem ser positivos ou negativos, de acordo com as entradas ou saídas de caixa. A taxa fornecida à função representa uma determinada taxa de juros compostos a serem descontadas do fluxo de caixa, como, por exemplo, a taxa de rendimento obtida em um investimento no mercado financeiro. Neste caso a taxa foi estabelecida conforme o histórico de valores para a taxa SELIC, para o contexto de 2002 (Histórico das taxas de juros, Banco Central do Brasil: <http://www.bcb.gov.br/?COPOMJUROS>).

Caso o VPL encontrado no cálculo seja negativo, o retorno do projeto, descontado a taxa de juros, será menor que o investimento inicial, o que sugere que ele seja reprovado, ou seja, que existem melhores alternativas de investimento. Caso ele seja positivo, o projeto apresenta viabilidade econômica, sendo melhor que as alternativas de investimento.

A fórmula para o cálculo do VPL é apresentada na Equação VIII.2.

$$VPL(i) = \sum_{j=0}^n \frac{FC_j}{(1+i)^j} \quad (\text{Equação VIII. 2})$$

Onde

i = Taxa de desconto;

j = Período genérico (j = 0 a j = n), percorrendo todo o fluxo de caixa;

FC_j = Fluxo genérico para t = [0...n] que pode ser positivo ou negativo;

n = Número de períodos de fluxo;

VPL(i) = Valor presente líquido descontado a uma taxa i.

VIII.2. Resultados

Cálculo de custos		
Vasos	custo, US\$	
V-COMP-01	\$39.474,00	
V-COMP-02	\$55.956,00	
V-COMP-03	\$49.826,00	
Trocadores de calor	custo, US\$	
P-COMP-01	\$43.828,00	
P-COMP-02	\$51.941,00	
P-COMP-03	\$55.428,00	
P-COMP-04	\$49.187,00	
Compressores	custo, US\$	
C-COMP - 1 estágio	**	
C-COMP - 2 estágio	**	
C-COMP - 3 estágio	**	
Total	\$3.668.738,00	
Custo total de equipamentos, US\$*		\$4.014.378,00
Custo total da planta, US\$*		\$16.057.512,00
*Considera-se que o custo do equipamento corresponde a 25% do custo total da planta		

Tabela VIII.2 – Cálculo de Custos.

Cálculo do Custo do Empreendimento			
Custo total da planta, US\$		\$16.057.512,00	
Número de poços	2	*Atualização para 2002 a partir de estimativa segundo Fig.4 em Kitchel et al. SPE Computer Applications, (1997)	
Custo por poço, US\$*	\$31.000.000,00		
Total poços, US\$	\$62.000.000,00		
Tempo estimado de parada de produção para execução da obra, dias			30
Perda de receita, US\$:		otimista	\$4.500.000,00
		pessimista	\$3.000.000,00
Custo fixo do empreendimento, US\$			
		otimista	\$82.557.512,00
		pessimista	\$81.057.512,00

Tabela VIII.3 – Cálculo do Custo do Empreendimento.

Receitas		
Incremento de produção (bpd)		
Ano 1	5000	
Ano 2	5000	
Ano 3	5000	
Ano 4	3000	
Ano 5	2000	
Preço do barril, US\$		
cenário otimista		30
cenário pessimista		20
Geração de receita, US\$ milhões		
	otimista	pessimista
Ano 1	\$54,75	\$36,50
Ano 2	\$54,75	\$36,50
Ano 3	\$54,75	\$36,50
Ano 4	\$32,85	\$21,90
Ano 5	\$21,90	\$14,60
Cálculo do VPL		
taxa	18%	
Valor Presente Líquido, US\$ milhões:		
otimista	\$53,39	
pessimista	\$13,54	

Tabela VIII.4 – Receitas.

Segundo a Tabela VIII.3, observa-se que dentre os fatores que mais afetam o custo do empreendimento, destaca-se o custo associado à perfuração dos poços. Sendo este custo severamente influenciado pelas oscilações do barril de petróleo, vale comentar que a análise do empreendimento, encontra-se conseqüentemente sujeita a flutuações no mercado de óleo e gás. No entanto, com os cálculos efetuados chega-se a um valor de VPL positivo tanto na estimativa pessimista como na otimista, indicando que o projeto apresenta viabilidade econômica.

IX. Considerações Finais

O presente trabalho apresentou a simulação de uma unidade de compressão, assim como o projeto de seu sistema de troca térmica, de seu sistema de válvulas, de suas linhas e dos vasos depuradores e respectivas válvulas de segurança. Por fim, foi também realizada uma análise econômica de forma a verificar a viabilidade do sistema projetado. No que se refere ao software de simulação utilizado, o *HYSYS* se apresentou como uma eficiente ferramenta de grande auxílio para toda a parte de projeto.

No que se refere ao desenvolvimento do trabalho, foi-se possível não somente tomar conhecimento das metodologias utilizadas em projetos da área de Petróleo e Gás, mas também compreender sua inerente complexidade no que se refere a sua aplicação.

Com base na análise econômica preliminar realizada, tanto nas considerações mais pessimistas quanto nas mais otimistas o VPL calculado foi positivo. Assim, no que se refere à viabilidade econômica, o projeto da unidade de compressão mostrou-se satisfatório.

Como trabalhos futuros podem ser explorados os aspectos de otimização do sistema projetado segundo uma análise econômica mais aprofundada.

X. Bibliografia

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE PRODUCTION DEPARTMENT; Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems: API Recommended Practice 14E, Fifth Edition, October 1991.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE; Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries: API Recommended Practice 520, Seventh Edition, January 2000.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE; Specification for Oil and Gas Separators: API Specification 12J, Eighth Edition, October 2008.

ASME; Process Piping: ASME Code For Pressure Piping, B31, ASME B31, March, 2002.

ASPEN TECHNOLOGY, INC; Hysys 2004.2 Simulation Basis, October 2005.

ESTIMATIVA DE CUSTO DE EQUIPAMENTOS. Disponível em: <http://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/ce.html>, acessado em dezembro de 2011.

FISHER; Control Valve Handbook, Fourth Edition, Fisher Controls International LLC 2005.

GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION – GPSA; Engineering data book. Eleventh Edition. Tulsa: GPSA, 1998.

HISTÓRICO DAS TAXAS DE JUROS, BANCO CENTRAL DO BRASIL. Disponível em: <http://www.bcb.gov.br/?COPOMJUROS>, acessado em dezembro de 2011.

Kitchel, B. G., Moore, S. O., Banks, William H., Borland, Brett M.; Probabilistic Drilling-Cost Estimating, Society of Petroleum Engineers, 1997.

OIL PRICE. Disponível em: <http://www.oil-price.net/>, acessado em dezembro de 2011.

OSCILAÇÕES DO PREÇO DO BARRIL WTI. Disponível em: <http://www.indexmundi.com/commodities/?commodity=crude-oil-west-texas-intermediate&months=300/>, acessado em dezembro de 2011.

PERLINGEIRO, C. A. G.; Análise, Simulação, Otimização e Síntese de Processos Químicos, Editora Edgard Blücher, 2005.

PERRY, J.H.; Chemical Engineer's Handbook. Londres: McGraw-Hill, 1980.

SERTH, R. W.; Process Heat Transfer: Principles and Applications, First edition, Elsevier, March 2007.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M.; Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química, Quinta edição, CTC Editora, 2000.

THOMAS, JOSÉ EDUARDO; Fundamentos de Engenharia de Petróleo. Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2001.

TOWLER, GAVIN; SINNOTT, RAY; Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of plant and Process design, EUA: Elsevier, 2008.

VAZ, C. E. M., MAIA, J. L. P., SANTOS, W. G; Tecnologia da Indústria do Gás Natural. Editora Blucher e Petrobras. Rio de Janeiro, 2008.