



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS DE RUSSAS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO PEDRO DE FREITAS SOUZA

**DIMENSIONAMENTO E VALIDAÇÃO DE PROJETO DE TUBULAÇÕES
INDUSTRIAIS ATRAVÉS DE MÉTODOS ANALÍTICOS E SIMULAÇÕES EM
SOFTWARES**

RUSSAS
2026

JOÃO PEDRO DE FREITAS SOUZA

DIMENSIONAMENTO E VALIDAÇÃO DE PROJETO DE TUBULAÇÕES
INDUSTRIAIS ATRAVÉS DE MÉTODOS ANALÍTICOS E SIMULAÇÕES EM
SOFTWARES

Trabalho apresentado como requisito para a
obtenção do título de bacharel no curso de
Graduação em Engenharia Mecânica pela
Universidade Federal do Ceará, Campus de
Russas.

Orientador: Prof.(a) Dr.(a) Caroliny Gomes de
Oliveira.

RUSSAS

2026

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S238d Souza, João Pedro de Freitas.
Dimensionamento e Validação de Projeto de Tubulações Industriais Através de Métodos Analíticos e Simulações em Softwares / João Pedro de Freitas Souza. – 2026.
75 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, , Russas, 2026.
Orientação: Prof. Dr. Carolyn Gomes de Oliveira.

1. Tubulações. 2. Dimensionamento. 3. Simulações. I. Título.

CDD

JOÃO PEDRO DE FREITAS SOUZA

DIMENSIONAMENTO E VALIDAÇÃO DE PROJETO DE TUBULAÇÕES
INDUSTRIAIS ATRAVÉS DE MÉTODOS ANALÍTICOS E SIMULAÇÕES EM
SOFTWARES

Trabalho apresentado como requisito para a
obtenção do título de bacharel no curso de
Graduação em Engenharia Mecânica pela
Universidade Federal do Ceará, Campus de
Russas.

Aprovada em: 19/01/2026.

BANCA EXAMINADORA

Prof.^a Dra. Caroliny Gomes de Oliveira. (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Pedro Helton Magalhães Pinheiro
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa
Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por sempre me dar forças diante dos desafios enfrentados, em meios a diversas situações atípicas durante o meu período acadêmico.

Agradeço a minha mãe, Francisca Helena de Freitas, por todo o incentivo, apoio e ensinamentos que me deu ao longo dos anos, que me fizeram se tornar não só me tornar um homem de valores e princípios, mas também seguir ao ensino superior.

Agradeço minha irmã, Andryellen Larhainne de Freitas e minha tia Marta Annen por todo o apoio que me deram durante a faculdade, sem elas não teria sido possível trilhar essa jornada.

Agradeço minha namorada, Juliana Alves da Silva, que me apoiou durante momentos de dificuldade e desânimo, e esteve ao meu lado me motivando e acreditando em meu potencial.

Aos amigos que fiz durante o período da graduação, em especial ao Frederico Tabosa, Letícia Grazielle, Deyvison Maia, Cainã Ferreira, Enrickson Pontes, Anna Flávia, Yago Barbosa e aos demais, pelas diversas conversas trocadas, pelos conselhos e ensinamentos, além de deixarem o ambiente mais leve, mesmo diante das dificuldades enfrentadas.

Agradeço a minha orientadora Dra. Caroliny de Oliveira, pela excelente orientação e tempo disponibilizado para discussões.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor,
mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou
o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou
o que era antes”. (Marthin Luther King)

RESUMO

As tubulações industriais são fundamentais em diversos setores da indústria, como petroquímica, farmacêutica, alimentícia e mineração, sendo fundamentais no transporte de fluidos de um ponto ao outro. Os projetos de tubulações industriais são idealizados de maneira a conectar equipamentos e sistemas formando uma rede integrada que permite o funcionamento eficiente e coordenado de operações industriais. Entretanto, muitas vezes sistemas de tubulações são superdimensionados por falta de validação por meio de cálculos ou por insuficiência de informações confiáveis sobre o processo de dimensionamento do tubo. Então, esse trabalho se motivou a realizar o dimensionamento e validação de um sistema de tubulação industrial, utilizando métodos analíticos e comparando os resultados com simulações computacionais, utilizando os métodos disponíveis na literatura, para desenvolver uma planilha eletrônica, reunindo propriedades físicas de diversos tipos de materiais, para a determinação das dimensões e layouts adotados em um sistema de tubulação. Reforçando os resultados obtidos, foram feitas simulações computacionais, buscando resultados mais próximos do real, empregando ainda mais segurança operacional ao processo. A planilha foi aplicada na determinação do dimensionamento de uma linha dentro do sistema de blend de óleo de uma fábrica de margarina e os resultados foram comparados com as simulações, reforçando os valores obtidos das fórmulas teóricas e validando o projeto já realizado. Ao realizar uma análise dos valores, pode-se observar que as determinações do projeto em relação a dimensões está adequada, em relação ao diâmetro de $\varnothing 2.1/2''$, o valor da espessura da tubulação 1,06 milímetros, sendo possível utilizar o tubo de SCH10, que contém 3,05 milímetros de espessura, entretanto, pensando na questão da corrosão ao longo do tempo, foi tomado o SCH40, que tem 5,16 milímetros, como padrão para a linha, vale ressaltar que, o layout adotado contém características que enriquecem a dissipação de esforços sofridos no sistema, entretanto o espaçamento entre suportes está fora do limite calculado, onde se obteve um resultado de 3,27 metros como limite e no real em alguns pontos o espaçamento é de 6 metros. Conclui-se que o uso de métodos teóricos e simulações resulta em valores mais precisos, validando a vida útil da tubulação independente do processo ao qual esteja aplicada, o que contribui para dimensionamento e seleção de tubos, conexões e acessórios não superdimensionados, favorecendo a operação do sistema e reduzindo custos, manutenção e idealização do projeto.

Palavras-chave: tubulações; dimensionamento; simulações.

ABSTRACT

Industrial piping systems are essential in several industrial sectors, such as petrochemical, pharmaceutical, food, and mining industries, playing a key role in the transportation of fluids from one point to another. Industrial piping design is conceived to interconnect equipment and systems, forming an integrated network that enables efficient and coordinated industrial operations. However, piping systems are often oversized due to the lack of validation through engineering calculations or the insufficiency of reliable information regarding the pipe sizing process. Therefore, this work was motivated by the need to perform the sizing and validation of an industrial piping system, using analytical methods and comparing the results with computer simulations, using methods available in the literature, to develop an electronic spreadsheet, gathering physical properties of various types of materials, for the determination of the dimensions and layouts adopted in a piping system. To reinforce the obtained results, computational simulations were performed, seeking results closer to real operating conditions and providing increased operational safety to the process. The spreadsheet was applied to the sizing of a pipeline within the oil blending system of a margarine manufacturing plant, and the results were compared with those obtained from the simulations, reinforcing the values derived from theoretical formulas and validating the previously designed system. By analyzing the results, it can be observed that the dimensional design criteria are adequate; for a diameter of $\varnothing 2 \frac{1}{2}$ ", the calculated pipe wall thickness was 1.06 millimeters, allowing the use of SCH10 pipe with a wall thickness of 3.05 millimeters. However, considering corrosion effects over time, SCH40 pipe, with a wall thickness of 5.16 millimeters, was adopted as the standard for the line. It is also worth noting that the adopted layout presents characteristics that enhance the dissipation of stresses acting on the system; however, the spacing between supports exceeds the calculated limit, which was determined as 3.27 meters, while in some sections the actual spacing reaches 6 meters. It is concluded that the use of theoretical methods combined with computational simulations results in more accurate values, validating the service life of the piping system regardless of the process to which it is applied, contributing to the proper sizing and selection of pipes, fittings, and accessories without oversizing, improving system operation and reducing costs, maintenance requirements, and project development efforts.

Keywords: piping; sizing; simulations.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Relação viscosidade temperatura para líquidos e gases	20
Figura 2	- Pressões absoluta, manométrica e de vácuo	22
Figura 3	- Pressão do fluido em repouso em relação a profundidade	22
Figura 4	- Perfil de velocidade do fluido em relação ao tubo	24
Figura 5	- Balanço de energia para dois pontos em um fluido	27
Figura 6	- Estrutura da camada limite em escoamento em tubos	29
Figura 7	- Tabela de velocidades econômicas	33
Figura 8	- Vazões em litros/segundo relativas a uma velocidade de 1 m/s	33
Figura 9	- Diagrama de Moody Rouse	38
Figura 10	- Relação entre fator de atrito e rugosidade relativa	38
Figura 11	- Valores equivalentes de rugosidade para tubos novos	39
Figura 12	- Dissimilaridade geométrica entre cotovelos flangeados de ferro fundido de 2" e 12"	41
Figura 13	- Tabela de perda de carga em conexões	41
Figura 14	- Tabela de comprimentos equivalentes em conexões	42
Figura 15	- Fórmulas para cálculo do coeficiente de resistência K	44
Figura 16	- Coeficientes de Resistência K para diversas conexões e válvulas	45
Figura 17	- Tensões contidas na parede de um tubo	52
Figura 18	- Exemplo da localização do eixo neutro	56
Figura 19	- Layout adotado para o sistema de tubulação, em perspectiva superior	64
Figura 20	- Layout adotado para o sistema de tubulação, em perspectiva isométrica ...	65
Figura 21	- Efeitos da temperatura nas curvas do sistema	69
Figura 22	- Fator de segurança em relação a temperatura	70
Figura 23	- Esforços de pressão do fluido na tubulação	70
Figura 24	- Torção do recalque a partir da pressão inicial	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fatores f_T para o método da Crane Co.....	43
Tabela 2 – Constantes para o método 2-K.....	46
Tabela 3 – Coeficientes 3-K para cálculo do coeficiente de perda de carga de válvulas e acessórios	47
Tabela 4 – Dados operacionais	66
Tabela 5 – Resultado obtidos dos cálculo relacionados a tubulação	67
Tabela 6 – Cálculo de propriedades da tubulação	67
Tabela 7 – Quantidade de material utilizado na linha	67
Tabela 8 – Comparativo de valores relacionados a perda de carga em acidentes.....	68
Tabela 9 – Dados comparativos, planilha, simulações e real	72

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
EN	Norma Europeia
NBR	Norma Regulamentadora Brasileira
NPS	Nominal Pipe Size
NR	Norma Brasileira
OD	Outside Diameter
SCH	Schedule
SI	Sistema Internacional de Unidades

LISTA DE SÍMBOLOS

ρ	Densidade
μ	Viscosidade
T	Temperatura
P	Pressão
m	Massa
V	Volume
ν	Viscosidade Cinemática
Re	Número de Reynolds
H	Carga Total
Z	Elevação
g_n	Aceleração da Gravidade
v	Velocidade Média
D	Diâmetro Interno da Tubulação
Q	Vazão Volumétrica
A	Área de Seção Transversal do Tubo
π	Pi
Sch	Schedule
e	Espessura
σ_{adm}	Tensão Admissível do Material
E	Fator de Junta de Solda
h_L	Perda de Pressão Devido ao Atrito
f	Fator de Atrito
L	Comprimento do Tubo
g	Aceleração da Gravidade
log	Logaritmo
ε	Rugosidade
h_s	Perda de Carga Localizada
K	Coeficiente de perda
ID	Diâmetro Interno

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Objetivos	15
1.1.1	Objetivos Gerais	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
2	RERERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	Propriedades físicas dos fluídos	18
2.1.1	<i>Densidade</i>	<i>18</i>
2.1.2	<i>Viscosidade</i>	<i>19</i>
2.1.3	<i>Temperatura</i>	<i>20</i>
2.1.4	<i>Pressão</i>	<i>21</i>
2.2	Escoamento em Tubos	22
2.2.1	<i>Trabalho e Energia em Fluidos</i>	<i>23</i>
2.2.2	<i>Equação de Bernoulli</i>	<i>24</i>
2.2.3	<i>Número de Reynolds</i>	<i>26</i>
3	CÁLCULOS PARA DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÃO.....	29
3.1	Diâmetro da tubulação	29
3.2	Espessura da parede	32
3.3	Perda de carga	34
3.3.1	<i>Equação Darcy-Weisbach</i>	<i>34</i>
3.3.2	<i>Fator de atrito</i>	<i>35</i>
3.4	Perda de carga localizada	37
3.4.1	<i>Método do comprimento equivalente</i>	<i>39</i>
3.4.2	<i>Método de Crake Co</i>	<i>40</i>
3.4.3	<i>Método do Coeficiente de Perda K</i>	<i>42</i>
3.4.4	<i>Método 2K (Método Hooper)</i>	<i>42</i>
3.4.5	<i>Método 3K (Método Darby)</i>	<i>44</i>
3.5	Suportes e Espaçamento	45
3.6	Tensões Admissíveis	48
3.7	Dilatação Térmica e Flexibilidade das Tubulações	51
3.8	Golpe de Aríete	54
4	METODOLOGIA	56

4.1	Estudo de Caso	56
4.2	Fluxograma para Dimensionamento da Tubulação	56
4.3	Levantamento de Dados Operacionais	57
4.4	Definição e Dimensionamento do Layout	57
4.5	Material e Custos	58
4.6	Cálculos para Dimensionamento da Tubulação	58
4.7	Simulações e Esforços Internos	59
585	RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
5.1	Dimensionamento da Tubulação	61
5.2	Simulações de Esforços e Fluxo	64
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	67
	REFERÊNCIAS	69

1 INTRODUÇÃO

As tubulações industriais são formadas por um sistema de tubos, válvulas e conexões que transportam fluidos, gases ou sólidos de um ponto ao outro, elas são fundamentais em diversos setores, como petroquímica, farmacêutica, alimentícia e mineração, para o transporte seguro e eficiente de fluido. Segundo Telles (2006), cada trecho de uma tubulação pode ser considerado um elemento estrutural, submetido a uma série de cargas e transmitindo outras ao sistema de suportes e equipamentos ligados ao arranjo. Projetos de tubulações industriais devem ser feitos de maneira a minimizar riscos de acidentes, falhas ou vazamentos, garantindo segurança e eficiência operacional da linha. Permitindo o transporte contínuo do fluido utilizado, suportando todas as condições a ela impressas, conectando equipamentos e sistemas formando uma rede integrada que permite o funcionamento eficiente e coordenado das operações industriais.

Portanto, para que seja realizado o dimensionamento adequado das linhas de tubulações industriais, sejam linhas totalmente novas ou derivações de linhas já existentes, se faz necessário a análise de alguns pontos específicos relacionados ao tubo. Em Telles (1999), se faz necessário obter o encaminhamento dos desenhos das tubulações, fornecendo informações do ponto a ponto para a realização de alguns cálculos iniciais para definições estruturais e de custos de projeto. Entretanto, outros não dependem, necessariamente, dos desenhos das tubulações para a realização do cálculo, podendo ser utilizado trechos padrões onde serão tomados referência para aplicação nos demais pontos do projeto, ao se fazer isso, é interessante que o sistema seja superdimensionado, para em caso de mudanças futuras os equipamentos dimensionados consigam atender a demanda solicitada, ou pode-se adotar um fator de segurança estrutural maior em alguns pontos durante os cálculos para essa mesma finalidade. Por esse motivo, podem ser feitos antecipadamente para várias circunstâncias singulares, sendo pertinentes para projetos futuros. Isso é aplicado comumente nas empresas para gerar economia de tempo e trabalho.

Englobando a ideia inicial de projetos de tubulações, não se pode deixar de citar as normas relacionadas a tubulações industriais, que são de extrema importância para o seu dimensionamento, visto que definem as diretrizes dimensionais e formações de sistemas, associados a teoremas de fluidos e fluxo. No Brasil, normas relacionadas a tubulações não abrangem grandes detalhes acerca de cálculos e dimensionamento, abordando apenas alguns aspectos gerais, temos a NR-13 que define os requisitos técnicos e de segurança para a gestão

estrutural de tubulação, além dos termos de inspeção, operação e manutenção desse tipo de sistema. Uma grande referência a sistemas de tubulações são as normas da Petrobrás, que definem os requisitos técnicos e critérios relacionados à qualidade para projeto, fabricação, inspeção e manutenção em sistemas de tubulações industriais, além de padronizar os procedimentos a serem adotados e os materiais utilizados em suas instalações.

Além das normas citadas acima, temos como referência principal a norma americana, American Society of Mechanical Engineers (ASME), que define diversas condições para projeto, materiais, fabricação, montagem, inspeção, testes e operação. A norma é dividida em diversas partes, nelas são abordados desde os requisitos básicos, até aplicações específicas em plantas de energia, refinarias, entre outras instalações industriais.

Outro ponto importante para a escolha do tipo de tubo e segurança estrutural das linhas, é a escolha dos materiais a serem utilizados, que são definidos a partir das condições às quais estarão impressos, algumas das questões a considerar durante essa análise são: a resistência mecânica, a resistência a corrosão, a temperatura, a pressão suportada pelo material, além das válvulas e conexões, que quando selecionadas adequadamente, formam um sistema mais seguro, controlado e com mais facilidade em manutenções e reparos.

Tendo isso em mente, esse estudo mostra um exemplo prático e visa mostrar a teoria relacionada ao dimensionamento de tubulações industriais e pontos importantes para que o sistema seja projetado e funcione com eficiência e segurança, validando as escolhas tomadas para uma linha de óleo fabricada e instalada em um projeto de adequação de linhas com o intuito de formular um novo tipo de blend de óleo em uma refinaria. Além de, confirmar a eficiência operacional da linha através de cálculos analíticos, simulações em softwares e análise de materiais que contenham as propriedades físicas e químicas necessárias para suportar todos os esforços sofridos durante a operação da linha.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivos Gerais

Realizar o dimensionamento e validação de um sistema de tubulação industrial, utilizando métodos analíticos e comparando os resultados com simulações computacionais.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar um estudo, avaliando os parâmetros mais importantes no dimensionamento e escolhas dentro de um sistema de tubulações industriais.

- Aplicar normas de engenharia como ASME B31.3, B31.1 ou API 570 no dimensionamento.
- Comparar e validar os resultados dos cálculos analíticos com as simulações.
- Simular o comportamento da tubulação diante dos esforços sofridos.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

As propriedades dos fluidos podem ser classificadas como intensivas ou extensivas. As propriedades intensivas são independentes da massa contida em um sistema, como temperatura, pressão e densidade, já as extensivas são as que dependem de sua dimensão, como massa total, volume total e momento total.

Segundo Çengel (2012), a quantidade de propriedades necessária para identificar o estado de um sistema é estabelecida pelo postulado de estado, ou seja, o estado de um sistema é determinado por suas propriedades, mas não há necessidade de definirmos todas, haja vista que, ao definir uma certa quantidade de propriedades o restante delas assume certos valores a partir dessas definições.

Segundo Telles (2004), o escoamento de qualquer fluido em uma tubulação resulta sempre em uma certa perda de energia do fluido, energia esta que é gasta em vencer as resistências que se opõem ao escoamento, e que finalmente é dissipada sob forma de calor. Tal fenômeno evidencia a importância do estudo da dinâmica dos fluidos e do desenvolvimento de sistemas de transporte cada vez mais eficientes.

Tendo isso em mente, ao longo da história, sempre houve a necessidade de desenvolver sistemas de transporte de fluidos, seja a pequenas ou longas distâncias. Atualmente, tubulações têm um papel importante dentro de diversos setores industriais e comerciais, seja nos processos de transporte, processamento ou produção. De acordo com Çengel e Cimbala (2014), os sistemas de tubulações constituem a espinha dorsal de inúmeros processos industriais e comerciais, pois permitem não apenas o transporte, mas também o controle e a transformação de fluidos em diferentes etapas produtivas.

Um exemplo disso é a crescente demanda por água potável, com o aumento da urbanização, tendo maior necessidade na construção de sistemas de abastecimento de água, onde temos diversas etapas envolvidas, desde sua captação, tratamento até sua distribuição. Também podemos citar uma refinaria de óleo, que através de tubos recebem seu produto bruto, armazenam em tanques, fazem o processo de blend de óleos a partir de sua demanda, levam aos processos de desodorização e por fim tem seu produto final, ou um produto que irá entrar em outro processo para gerar um novo produto.

Na indústria de petróleo e derivados, a função das tubulações também é crítica. Elas viabilizam desde o transporte do óleo bruto até etapas como estocagem em tanques, mistura de diferentes frações (blending), processos de desodorização e obtenção do produto final ou intermediário para novas cadeias de produção (Cunha; Lora, 2016). Esse cenário evidencia que

os tubos não são apenas componentes estruturais, mas elementos estratégicos no funcionamento e na eficiência das refinarias.

Indo além, temos diversos processos envolvidos dentro das etapas de geração do produto, como tubulações de água, vapor, ácidos e outros tipos de fluídos que formam uma cadeia grande e complexa dentro dos sistemas de tubulações. Como observam Blevins (2017) e Fox, McDonald e Pritchard (2016), tais redes de tubulações configuram cadeias integradas de grande complexidade, cuja operação adequada é indispensável para a segurança, a confiabilidade e a sustentabilidade dos processos industriais.

Tendo isso em mente, é necessário fazer uma análise do comportamento dos fluidos, que irá depender de diversos fatores, como: o tipo de fluido, a taxa de vazão, material da tubulação, velocidade de escoamento, rugosidade interna do tubo, entre outros fatores.

2.1 Propriedades Físicas dos Fluídos

O fluído é definido como uma substância que se deforma continuamente, isto é, escoar sob a ação de uma força tangencial(cisalhante), por menor que seja a força imposta, justamente por sua baixa resistência à deformação. Segundo Brunetti (2008), o fluído é uma substância que assume a forma do recipiente ao qual ocupa, sendo definidos como líquidos ou gases.

O conhecimento e entendimento dos princípios e conceitos básicos da Mecânica dos Fluidos são essenciais na análise e projeto de qualquer sistema no qual um fluido é o meio atuante, haja vista que é a ciência que estuda o comportamento físico dos fluídos, assim como as leis que regem esse comportamento. São propriedades relevantes para o escoamento dos fluídos: a densidade (ρ), a viscosidade (μ), a temperatura (T) e a pressão (P). A dinâmica do fluido dentro de uma tubulação está diretamente associada a parâmetros como pressão, velocidade, rugosidade, viscosidade e geometria do conduto (White, 2016).

2.1.1 Densidade

A densidade (ρ) é definida pela relação entre massa por unidade de volume, é uma substância que depende, em geral, da temperatura e da pressão, haja vista que, para a maioria dos gases, a densidade é proporcional à pressão e inversamente proporcional à temperatura (Çengel, 2012).

A densidade de uma substância é expressa pela razão de sua massa por unidade de volume e unidade de medida no SI é o kg/m^3 .

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Onde:

ρ = densidade (kg/m^3);

m = massa (kg);

V = volume (m^3).

2.1.2 Viscosidade

A viscosidade ocorre quando dois corpos em contato se movimentam um em relação ao outro, formando uma força de atrito na superfície de contato, em direção oposta ao movimento, expressando a facilidade com que um fluido escoar quando submetido a uma força externa.

Ao falarmos de fluidos, a situação é semelhante, tanto quando um fluido se move em relação a um sólido ou um fluido em relação a outro fluido. A viscosidade (μ) representa a resistência interna ao escoamento, causada pelo atrito entre as moléculas do fluido em movimento. Pode ser classificada como viscosidade dinâmica (μ) ou cinemática ($\nu = \mu/\rho$), influenciando diretamente no regime de escoamento (laminar ou turbulento), determinado pelo número de Reynolds.

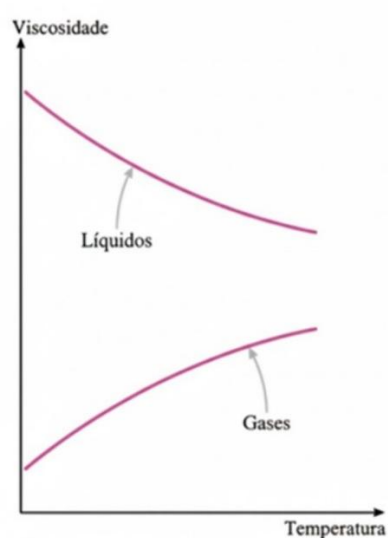
Segundo Çengel (2012), em mecânica dos fluidos e em transferência de calor, a razão entre a viscosidade dinâmica e a densidade é definida como viscosidade cinemática, sendo está definida a partir da tensão de cisalhamento do sistema, na relação entre tensão e taxa de deformação, obtendo o coeficiente de viscosidade, ou viscosidade dinâmica.

Segundo Çengel (2012), a viscosidade é causada pelas forças coesivas entre as moléculas nos líquidos e pelas colisões moleculares dos gases, e varia extremamente com a temperatura. A viscosidade dos líquidos decresce com a temperatura, ao passo que a dos gases aumenta com a temperatura, pois nos líquidos as moléculas possuem mais energia em temperaturas altas, se opondo imensamente as forças intermoleculares coesivas, o que ocasiona em uma melhor fluidez do líquido.

A viscosidade do fluido é uma medida de resistência à deformação, que depende da temperatura e da pressão contida no sistema, resultando da força de atrito interno que está

presente em diferentes camadas do fluido quando ocorre a movimentação de uma em relação às outras. Quando tratamos de fluidos líquidos, a viscosidade cinemática e dinâmica são praticamente independentes da pressão, com exceção em sistemas que contêm altas pressões. Já para gases, a viscosidade cinemática é extremamente ligada à pressão, visto que a densidade de um gás é proporcional à essa propriedade.

Figura 1 - Relação viscosidade temperatura
para líquidos e gases



Fonte: Çengel, 2012.

2.1.3 Temperatura

A temperatura é uma grandeza escalar que expressa o nível de agitação térmica das moléculas de uma substância, ou seja, está relacionada à energia cinética média das partículas constituintes de um corpo. Trata-se de uma propriedade fundamental da termodinâmica e da mecânica dos fluidos, utilizada para descrever o estado térmico de um sistema.

Segundo Çengel e Cimbala (2014), temperatura é a medida da energia cinética média das moléculas de um fluido. Quando dois corpos com diferentes temperaturas são colocados em contato, o calor sempre flui do corpo com maior temperatura para o de menor temperatura, até que se alcance o equilíbrio térmico. White (2011) complementa que a temperatura, além de caracterizar a energia térmica de um fluido, afeta diretamente outras

propriedades físicas, como densidade, viscosidade, pressão de vapor e condutividade térmica, todas essenciais para o comportamento do fluido em sistemas como tubulações industriais.

Em aplicações industriais, variações de temperatura afetam significativamente o desempenho de redes de tubulações, influenciando desde o dimensionamento de bombas até a escolha de materiais, que precisam resistir a dilatações térmicas e variações de pressão. Por esse motivo, o controle de temperatura é indispensável na operação de sistemas térmicos e hidráulicos.

2.1.4 Pressão

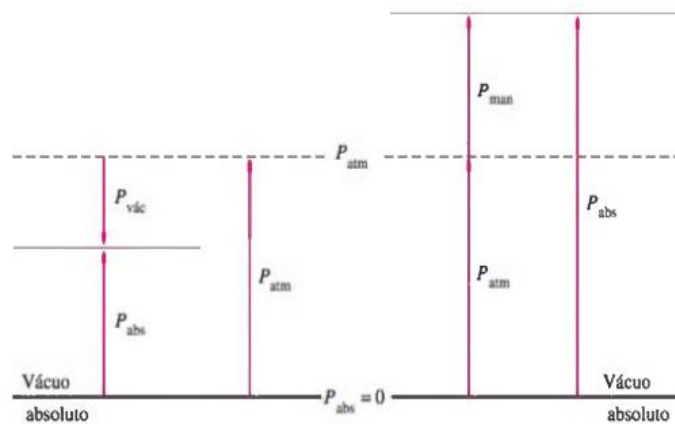
A pressão é definida como a relação entre a força aplicada, perpendicularmente, sobre uma superfície e a área dessa superfície, ou seja, a força a qual um corpo está sujeito dividido pela área da superfície do corpo sob qual a força está agindo. A pressão é uma grandeza escalar não tendo direção e sentido associados.

A pressão afeta principalmente a viscosidade e a densidade dos fluidos. Em líquidos, o aumento da pressão eleva ligeiramente a densidade e, de forma mais significativa, a viscosidade — especialmente em condições extremas. Segundo Barus (1893), a viscosidade de certos óleos pode aumentar exponencialmente com a pressão, comportamento descrito por meio da equação piezo viscosa.

No entanto, para muitos líquidos industriais, a compressibilidade é considerada desprezível em projetos de tubulações, já que alterações significativas de densidade exigem pressões muito elevadas (White, 2011). Em gases, por outro lado, a densidade é altamente sensível à pressão, o que requer ajustes constantes em sistemas de transporte compressível (Çengel; Cimbala, 2014).

A pressão manométrica representa a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica, a maioria dos dispositivos usados na indústria são calibrados para ler o zero atmosfera, que se dá a partir dessa diferença de pressões. A pressão real em um sistema é chamada de pressão absoluta, que é a medida em relação ao vácuo absoluto, ou zero absoluto, além disso, temos a pressão de vácuo, que são as pressões abaixo da pressão atmosférica, na figura x, apresentada abaixo temos exposta a relação entre esses três tipos de pressão.

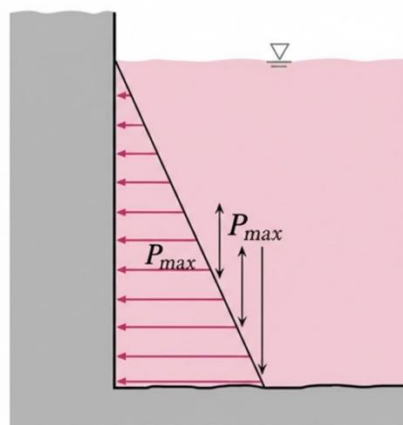
Figura 2 - Pressões absoluta, manométrica e de vácuo



Fonte: Çengel, 2012.

A pressão e a força de compressão por unidade de área, em um fluido, a pressão é igual em todas as direções, independente do ângulo sobre o qual a força está agindo, entretanto, ao considerarmos a profundidade, a pressão tende ser maior, haja vista que o peso do fluido das camadas superiores estarão sobre as camadas mais baixas, como mostra a figura x.

Figura 3 - Pressão do fluido em repouso em relação a profundidade.



Fonte: Çengel, 2012.

Apesar disso, na prática, por líquidos serem essencialmente incompressíveis, a variação de densidade com a profundidade é desprezada, o mesmo ocorre para gases se a

variação de altura não for muito grande. Entretanto, casos de sistemas que o fluido esteja em uma maior profundidade, devemos considerar a variação da densidade inclusive para líquidos.

2.2 Escoamento em Tubos

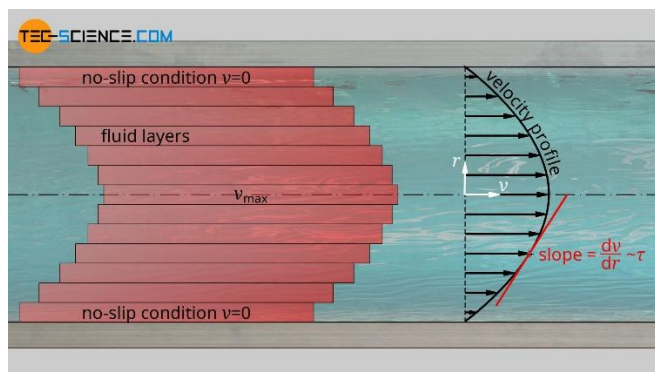
O estudo do escoamento em tubos é essencial para o dimensionamento, análise e operação de sistemas de transporte de fluidos em aplicações industriais. Apesar de a teoria do escoamento de fluidos ser bem desenvolvida, existem diversos resultados experimentais e relações empíricas que devem ser tomadas para cálculos mais complexos, visto que as soluções teóricas englobam totalmente apenas alguns casos simples, dentro do regime laminar.

Na dinâmica dos fluidos, define-se uma região específica dentro de um espaço para analisar o comportamento de maneira precisa ao trabalharmos com um sistema, haja vista que, quando se tem um sistema aberto, o volume de controle pode se deformar e mover-se ao longo do espaço o qual ocupa. Além disso, os tubos são utilizados pois o formato circular traz uma maior tolerância a grandes diferenças de pressão entre a parte interna e externa sem que o material sofra distorções significativas.

O escoamento de fluidos em tubulações apresenta distribuição de velocidade característica, variando de zero na parede do tubo, devido à condição de não escorregamento, até atingir valores máximos no centro da seção. Para fins de análise prática, utiliza-se a velocidade média, que permanece constante em escoamentos incompressíveis em tubos de seção transversal uniforme (White, 2016). Em aplicações de aquecimento e refrigeração, pequenas variações podem ocorrer em função da dependência da densidade com a temperatura. Contudo, na prática, considera-se uma temperatura média e, conseqüentemente, propriedades físicas constantes, o que simplifica os cálculos sem comprometer significativamente a precisão (Fox; Pritchard; McDonald, 2016).

Outro aspecto relevante é o efeito do atrito entre as partículas do fluido e as paredes da tubulação, que gera dissipação de energia mecânica em forma de calor. Apesar disso, em condições usuais, o aumento de temperatura decorrente do atrito é desprezível, não sendo significativo em termos de balanço térmico. A principal consequência desse fenômeno é a perda de pressão ao longo do escoamento, tornando o atrito um dos fatores determinantes no dimensionamento de tubulações industriais (Telles, 2004).

Figura 4 – Perfil de velocidade do fluido em relação ao tubo.



Fonte: Tec-Science — Hagen-Poiseuille derivation / Friction of fluid layers.

Portanto, a determinação da velocidade média e a análise das perdas de carga fundamentam-se no princípio da conservação da massa, assegurando que a vazão volumétrica em qualquer seção da tubulação seja constante, desde que não haja adição ou retirada de fluido ao longo do trecho considerado. Esses conceitos são essenciais para o entendimento do comportamento hidráulico e para a aplicação da dinâmica dos fluidos em projetos de transporte de líquidos e gases em sistemas industriais.

2.2.1 Trabalho e Energia em Fluidos

O estudo do escoamento de fluidos em tubulações industriais está diretamente relacionado à análise do trabalho e da energia envolvidos no transporte de massa através de sistemas hidráulicos e pneumáticos. Ao fazermos um projeto de transporte de óleo através de tubulações um dos principais pontos a serem considerados é como o fluido contido em um recipiente x chegará ao recipiente y, sendo considerados a vazão, velocidade e diferença de elevação na qual a tubulação será construída.

Esse tipo de sistema geralmente leva em consideração apenas energias mecânicas, haja vista que não envolvem a conversão de energia nuclear, química ou térmica em energia mecânica. Da mesma forma, eles não envolvem nenhuma transferência de calor em nenhuma quantidade significativa e operam essencialmente a temperatura constante (Çengel, 2012).

A energia mecânica é a forma com que a energia pode ser convertida direta e completamente em trabalho a partir de um dispositivo, o trabalho em fluidos pode ser entendido como a energia transmitida ao escoamento por meio de dispositivos como bombas, turbinas e compressores, ou ainda, como a energia extraída do fluido em turbinas e outros equipamentos

de conversão. O trabalho é expresso em termos das propriedades do fluido, ele é visualizado como parte da energia de um fluido em escoamento e chamado de energia do escoamento. A energia mecânica de um fluido em escoamento pode ser expressa como:

$$e = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2)$$

Onde:

P/ρ = energia do escoamento;

$V^2/2$ = energia cinética;

gz = energia potencial do fluido.

Então, a variação da energia mecânica de um fluido incompressível durante seu escoamento é dado por:

$$\Delta e = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + gz(z_2 - z_1) \quad (3)$$

2.2.2 Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli é baseada no princípio da conservação da energia, que estabelece que a energia total de um sistema fechado permanece constante. Na equação de Bernoulli, essa energia é dividida em três componentes: a energia potencial, a energia cinética e a energia de pressão, sendo utilizada em regiões de escoamento incompressível e em regimes permanentes, onde podemos considerar as forças resultantes do atrito nulas. Segundo Çengel (2012), a equação de Bernoulli trata sobre a conservação das energias cinética, potencial e de escoamento em uma corrente de fluido, e à conversão entre estas formas de energia nas regiões de escoamento onde o efeito médio das forças viscosas for desprezível, e onde outras condições restritivas se aplicarem.

A dedução da equação de Bernoulli baseia-se na hipótese de que os efeitos viscosos são desprezíveis quando comparados às forças de inércia, gravidade e pressão. Como todos os fluidos possuem viscosidade, essa aproximação é válida apenas em determinadas regiões do escoamento de interesse prático (White, 2016). Nas chamadas de regiões do escoamento sem viscosidade, não se trata da ausência real de viscosidade ou atrito, mas sim da condição em que as forças viscosas são suficientemente pequenas para que possam ser ignoradas frente às demais forças atuantes sobre as partículas do fluido (Çengel; Cimbala, 2020). Portanto, não podemos

aplicar a equação de Bernoulli em toda parte do escoamento, mesmo em casos em que a viscosidade é muito pequena.

Os efeitos de atrito tornam-se relevantes especialmente em áreas próximas a paredes sólidas, conhecidas como camadas-limite, e nas regiões a jusante de obstáculos, denominadas esteiras (Fox; McDonald; Pritchard, 2021). Assim, a utilização da equação de Bernoulli é mais apropriada fora dessas zonas, onde o comportamento do fluido é predominantemente governado pelas forças de pressão e gravidade.

Quanto à descrição do movimento, a trajetória de uma partícula fluida é determinada pelo vetor velocidade em função do tempo, das coordenadas espaciais e da posição inicial da partícula. Em regime permanente, quando não há variação temporal das condições em um ponto fixo, todas as partículas que passam por esse ponto percorrem a mesma linha de corrente, mantendo o vetor velocidade sempre tangente à trajetória (Munson et al., 2013).

O teorema de Bernoulli é um meio de expressar a aplicação da lei da conservação de energia ao fluxo de fluidos em um conduto (Crane Co.,1982). A soma das energias em um ponto distinto é igual a soma da carga de elevação, adicionado a carga de pressão e a carga de velocidade, e é dada por:

$$Z + \frac{P}{\rho \times g_n} + \frac{v^2}{2g_n} = H \quad (4)$$

Onde:

H= Carga total

Z = Elevação (m);

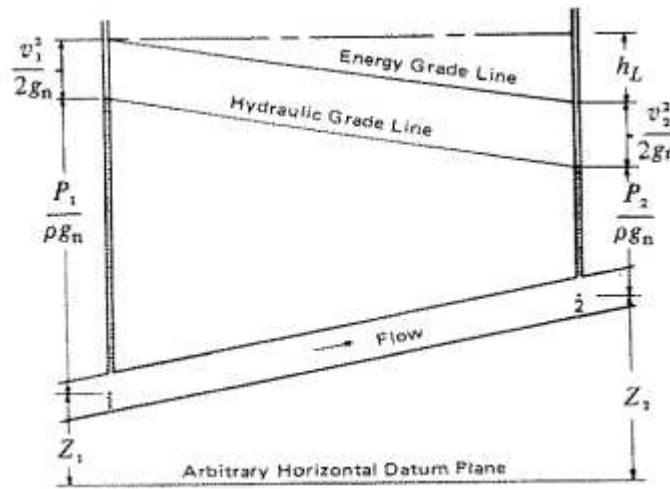
P= Pressão (Pa);

ρ = Densidade(kg/m³);

g_n = Aceleração da gravidade (m/s²);

v = Velocidade média (m/s);

Figura 5- Balanço de energia para dois pontos em um fluido.



Fonte: Crane CO.,1982.

Ao desprezarmos as perdas por atrito e tendo um sistema sem ganho ou perda de energia, a carga total, H , na equação acima será uma constante para qualquer ponto do fluido. No entanto, na prática, perdas ou aumentos ou diminuições de energia são encontrados e devem ser incluídos na equação de Bernoulli. Para escoamento permanente, incompressível e sem dissipação viscosa ao longo de uma mesma linha de corrente, a soma das formas de energia específica é constante e podemos expressá-la da seguinte forma:

$$Z_1 + P_1 + \frac{v_1^2}{2g_n} = Z_2 + P_2 + \frac{v_2^2}{2g_n} \quad (5)$$

2.2.3 Número de Reynolds

O comportamento do fluido em um tubo é classificado, principalmente, a partir do número de Reynolds (Re), que é um parâmetro adimensional que relaciona forças inerciais e viscosas em um escoamento. Em tubulações industriais, o número de Reynolds é amplamente utilizado para caracterizar o regime de escoamento e, conseqüentemente, para determinar coeficientes de atrito e dimensionar sistemas de transporte de fluidos.

O número de Reynolds é um parâmetro utilizado para determinar o tipo de escoamento, se é laminar ou turbulento. Este parâmetro leva em conta a velocidade e viscosidade do fluido, e uma dimensão, que pode ser o diâmetro, para seções circulares, profundidade, ou diâmetro hidráulico para tubos não-circulares (Azevedo Neto, 1998).

A transição do escoamento laminar para turbulento depende da geometria, da rugosidade da superfície, da velocidade de escoamento, da temperatura da superfície e do tipo de fluido (ÇENGEL,2012).

Para calcularmos o número de Reynolds temos:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} \quad (6)$$

Ou, de maneira equivalente, é dado por:

$$Re = \frac{v \times D}{\nu} \quad (7)$$

Onde:

ρ = densidade do fluido (kg/m³);

v = velocidade média do fluido na tubulação (m/s);

D = diâmetro interno da tubulação (m);

μ = viscosidade dinâmica do fluido (Pa·s);

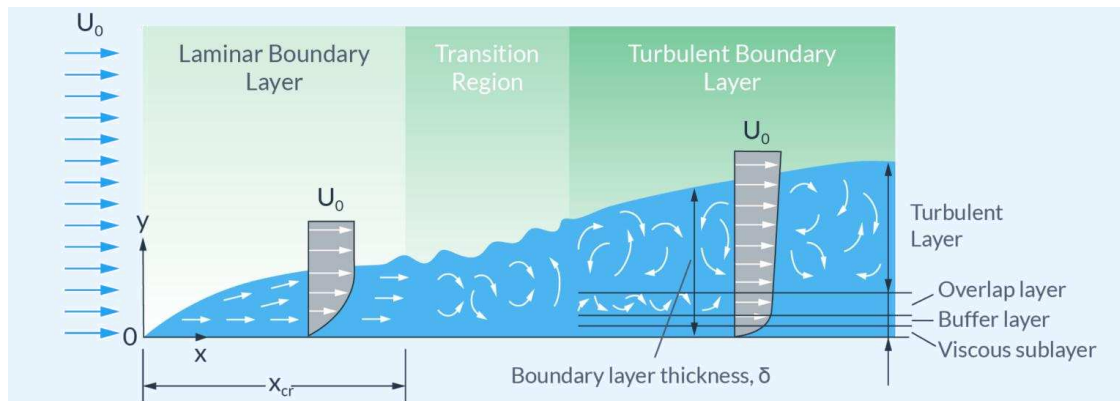
$\nu = \mu/\rho$ = viscosidade cinemática (m²/s).

Em valores inferiores a 2.000, o escoamento é considerado laminar, caracterizado pelo movimento ordenado das partículas fluidas, com camadas paralelas e predominando forças viscosas. Entre 2.000 e 4.000, observa-se um regime de transição, no qual podem ocorrer instabilidades, alterando seu comportamento entre laminar e turbulento. Já para valores superiores a 4.000, o escoamento é predominantemente turbulento, marcado por vórtices, mistura intensa e flutuações de velocidade, predominando forças inerciais (Fox; Pritchard; McDonald, 2016).

Como citado anteriormente, escoamento é laminar, caracterizado por linhas de corrente suaves e movimento altamente ordenado, já o turbulento é caracterizado pelas flutuações de velocidade e pelo movimento altamente desordenado, o escoamento de transição do escoamento laminar para turbulento não ocorre repentinamente, sendo encontrado em algumas regiões específicas, como em mudanças de seção ou direção do fluxo e obstruções, até que o escoamento se torne totalmente turbulento. Segue abaixo uma imagem onde aparece o escoamento laminar, a transição para turbulento e turbulento, respectivamente.

coeficientes de atrito e dimensionar sistemas de transporte de fluidos.

Figura 6- Estrutura da camada limite em escoamento em tubos.



Fonte: EngineerExcel, 2021.

Em tubulações industriais, a maioria dos escoamentos ocorre em regime turbulento, devido às altas vazões e grandes diâmetros, o que impacta fortemente em parâmetros que veremos mais posteriormente, como o fator de atrito, a estimativa de perda de carga e em fatores do dimensionamento do tubo, como no diâmetro e espessura da tubulação. O escoamento laminar é encontrado quando fluidos altamente viscosos como óleos escoam em tubos de pequeno diâmetro ou são reduzidos para escoar por pequenas bitolas.

3 CÁLCULO PARA O DIMENSIONAMENTO DE UMA TUBULAÇÃO

De acordo com Telles (2001), para a escolha adequada dos materiais para o projeto de tubulação deve ser levando em consideração os principais fatores: fluido conduzido, condições de serviço, nível de tensões no material, natureza dos esforços mecânicos, disponibilidade dos materiais, sistema de ligações, custo do material, segurança, experiência prévia, facilidades de fabricação e de montagem, velocidade do fluido, perdas de carga e tempo de vida previsto.

Sistemas de tubulações devem ter características de flexibilidade que distribua os esforços sofridos ao longo de seus componentes, sem concentrar esforços em pontos de menor resistência. Além de, ter a capacidade de se deformar devido a variações de temperatura e movimentos vindo de outros equipamentos. Mantendo-se em equilíbrio, sem produzir esforços ou deslocamentos excessivos no sistema e pontos aos quais ela está conectada.

Como Telles (2004) mostra, em um sistema que possui ramificações, as formas de calcular são as mesmas, mas existe uma dificuldade em se estabelecer as vazões que cada ramal terá, dentro disso, podemos nos basear em três princípios:

1. Em qualquer ramificação a soma das vazões nos ramais é igual a vazão da linha do tronco.
2. Em cada ramal a vazão é inversamente proporcional a perda de carga total no referido ramal, isto é, a vazão será maior no ramal que apresentar menor perda de carga, e vice-versa.

Outro ponto a ser destacado é a idade das tubulações, que tem grande influência na perda de carga, devido a rugosidade interna que aumenta, em consequência da corrosão, incrustações e erosões formadas ao longo do tempo. Por esse motivo, é interessante que se adote um diâmetro de tubo superdimensionado, para que ao longo do tempo o sistema continue sendo eficiente, haja vista que as fórmulas geralmente consideram tubos novos, contendo todas as propriedades e condições para as quais foi fabricado.

3.1 Diâmetro da Tubulação

Segundo Telles (2004), o cálculo do diâmetro, feito para cada tubulação, basicamente em função das perdas de carga, que, por sua vez, dependem do comprimento, configuração, tipo e quantidade de acidentes da tubulação, bem como da vazão e viscosidade do fluido circulante e da rugosidade das paredes da tubulação.

O cálculo correto do diâmetro da tubulação é fundamental para garantir que o sistema de tubulação opere de forma eficiente, segura e dentro das especificações de projeto. Escolher um diâmetro inadequado pode resultar em perda de eficiência, aumento dos custos operacionais e ou falhas no sistema.

Vale ressaltar que, para tubulações de aço carbono, o diâmetro em polegadas será diferente do convencional, haja vista que se refere a uma designação nominal (NPS – Nominal Pipe Size), e não à medida real do diâmetro externo ou interno da tubulação.

Isso acontece, pois, a medida em polegadas nas tubulações de aço carbono e outros tipos de tubulações industriais, seguem uma convenção histórica padronizada. Além disso, esse tipo de tubulação tem um sistema de definição de espessura de parede, chamado de Schedule, que irá afetar diretamente o diâmetro interno do tubo. Já o diâmetro externo (Outside Diameter-OD) dos tubos é padronizado e fixo para uma determinada NPS que englobam a norma ASME B36.10M (Tubos de aço carbono e aço-liga para uso geral).

Também é possível calcular o diâmetro da tubulação através da velocidade, esse cálculo pode ser utilizado de preferência em tubulações de pequeno comprimento e com diversos acidentes (curvas, tês, válvulas, etc.), haja vista que com isso a perda de carga aumenta, como a perda de carga total depende principalmente do comprimento, pode-se admitir que a perda de carga não seja o fator predominante.

Nesses casos, ao dimensionar sistemas em função da perda de carga, teríamos um diâmetro bem pequeno, fazendo com que a velocidade fosse elevada, tendo isso unido ao ponto de vários acidentes no conjunto, o cálculo da perda de carga total pode ser desconsiderado, pois a imprecisão do cálculo aumenta a margem elevada já contida nas perdas secundárias.

Para calcular o diâmetro da tubulação, existem diversas fórmulas, dentre eles, um dos métodos mais comuns utiliza a equação de continuidade para fluídos incompressíveis, é dada por:

$$Q = A \times v \quad (8)$$

Onde:

Q= Vazão volumétrica(m³/h);

A= Área de seção transversal do tubo(m²);

v= Velocidade do fluído(m/s).

A área da seção transversal de uma tubulação circular é dada por:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (9)$$

Onde:

A= Área de seção transversal do tubo(m²);

D= Diâmetro da tubulação(m)

π = Constante Pi(3,1416...)

Por fim, substituindo na equação da continuidade e rearranjando colocando D em evidência, temos:

$$Q = \frac{\pi \times D^2}{4} \times v \quad (10)$$

Colocando D, em evidência, temos:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} \quad (11)$$

A partir das fórmulas acima, também é possível colocar a velocidade em evidência, obtendo-se a fórmula:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \quad (12)$$

Com isso, podemos comparar a velocidade calculada, com o valor tabelado da velocidade econômica, a partir disso, temos que, caso a velocidade calculada seja maior que a velocidade econômica, o resultado do diâmetro definido foi pequeno, sendo necessário ajuste do diâmetro, até que, o diâmetro escolhido gere uma velocidade calculada inferior a tabelada.

A velocidade econômica das tubulações é um conceito utilizado no dimensionamento de sistemas de transporte de fluidos e refere-se à velocidade de escoamento do fluido que proporciona um equilíbrio entre o custo de instalação e o custo de operação do sistema de tubulação. Isso irá garantir que o sistema definido não gere altas perdas de carga e alta demanda da bomba, compensando com maior bombeamento de fluido e evita que o diâmetro escolhido seja superdimensionado, o que impacta diretamente no custo do projeto.

Figura 7 - Tabela de velocidades econômicas.

Velocidades econômicas (m/s)				
Água doce:	redes em cidades	1 a 2	Ar comprimido:	15 a 20
	redes em instalações industriais	2 a 3	Hidrocarbonetos (instalações industriais):	
	alimentação de caldeiras	4 a 8	líquidos (linhas de sucção)	1 a 2
	sucção de bombas	1 a 1,5	idem, outras linhas gasosas	1,5 a 2,5
				25 a 30
Vapor:	até 2 kg/cm ² (saturado)	20 a 40	Água salgada (tubos de aço com revestimentos)	1,5 a 2,5
	2 a 10 kg/cm ²	40 a 60	idem, tubos de latão	1,5 (máx.)
	mais de 10 kg/cm ²	60 a 100	idem, tubos de metal	
			Monel	3 (máx.)
			Acetileno	20 a 25

Fonte: Telles, 2004.

Além disso, existem tabelas que, para cada diâmetro, dão diretamente as velocidades correspondentes a vários valores de vazão, para diferentes diâmetros e espessuras de tubos.

Figura 8- Vazões em litros/segundo relativas a uma velocidade de 1 m/s.

Tabela 2.2								
Diâm. Nom. (pol.)	Espess. (série)	Vazão (l/s)	Diâm. Nom. (pol.)	Espess. (série) ou (pol.)	Vazão (l/s)	Diâm. Nom. (pol.)	Espess. (pol.)	Vazão (l/s)
3/4	80	0,378	4	40	8,20	14	3/8"	67,04
	160	0,311		80	7,42		1/2"	65,78
1	80	0,464	6	40	18,61	16	3/8"	77,16
	160	0,412		80	16,89		1/2"	75,90
1 1/2	80	1,139	8	40	32,22	18	3/8"	87,28
	160	0,676		80	29,48		1/2"	86,02
2	40	2,161	10	40	50,90	20	3/8"	97,40
	80	1,903		80	46,20		1/2"	96,14
3	40	4,678	12	3/8"	60,72	24	3/8"	117,64
	80	4,255		1/2"	59,45		1/2"	116,38

Fonte: Telles, 2004.

3.2 Espessura da Parede

O cálculo da espessura de parede de um tubo é um dos principais parâmetros que determinam sua capacidade de resistir a pressões internas e externas, além de influenciar no seu peso, custo e viabilidade de fabricação. Um dimensionamento incorreto pode resultar em falhas por ruptura, vazamentos ou deformação da tubulação. A seleção adequada dessa espessura

depende de diversos fatores, como a aplicação do tubo, o tipo de fluido transportado, o material da tubulação, a temperatura de operação, a pressão de trabalho e a norma técnica adotada no projeto.

A espessura dos tubos é independente das características particulares de cada tubulação, dependendo somente de seu diâmetro, a pressão do fluido, a tensão admissível do material, do tipo de material e temperatura no sistema, isso nos permite ter previamente definido a espessura dos tubos a partir de cada diâmetro e serviço, a partir das fórmulas de cálculo. De acordo com Telles (2004), esse procedimento é comumente usado por projetistas e usuários de tubulações industriais, assim definindo um padrão de espessura para ser utilizado em qualquer projeto.

Em projetos de engenharia, especialmente nas áreas de tubulações industriais, a determinação da espessura mínima de parede segue critérios estabelecidos por normas técnicas como a ASME B31.3 – Process Piping. Além da espessura calculada, é necessário adicionar uma margem de corrosão (conhecida como *corrosion allowance*), além de uma tolerância de fabricação, para garantir que, mesmo com a degradação ao longo do tempo, o tubo continue operando de maneira segura.

Vale ressaltar que para calcular vãos entre suportes, tópico abordado posteriormente neste estudo, as abelhas de definição costumam considerar espessuras mínimas estruturais, levando a adoção de um menor vão entre suportes para tubulações menos espessas. Então, para sistemas de tubulação que sejam construídos com materiais nobres (aços inoxidáveis, liga de Ni, dentes outros), pode ser mais proveitoso adotar uma espessura mínima compatível com a pressão requerida, mesmo sendo necessário aumentar o número de suportes desse sistema.

A norma ASME B36.10M, por exemplo, estabelece espessuras padronizadas para tubos de aço carbono e liga, indicando as séries chamadas de "Schedule" (como Sch. 40, Sch. 80 etc.). Cada schedule corresponde a uma espessura específica para um determinado diâmetro nominal. Isso permite padronização na fabricação e facilita a especificação em projetos.

É importante destacar que o aumento da espessura da parede pode elevar significativamente o peso e o custo do sistema, além de impactar em fatores como a soldabilidade e o tempo de instalação. Não é incomum o uso de materiais um pouco mais caros em sistema de tubulações, haja vista que, trazem uma tensão admissível mais alta, conseguindo então, diminuir a parede do tubo, fabricando um sistema mais leve e barato, além de ser uma boa opção para sistemas que precisem ser mais resistentes a corrosão. Portanto, é necessário buscar um equilíbrio no dimensionamento do sistema, para termos como pontos chave a segurança, a durabilidade e a viabilidade econômica do projeto.

Em situações que envolvem altas pressões ou temperaturas elevadas, como em caldeiras ou vasos de pressão, outras normas específicas, como a ASME Section VIII – Division 1, devem ser consultadas para garantir que a espessura definida atenda aos requisitos de segurança operacional.

Como explicito na Equação 13, a fórmula básica para calcular a espessura mínima de parede sob pressão interna é a derivada da equação de Lamé, ela se dá por:

$$e = \frac{P \times D}{2 \times \sigma_{adm} \times E + P} \quad (13)$$

Onde:

e = espessura mínima da parede (mm);

P = pressão interna de projeto (Pa);

D = diâmetro externo do tubo (mm);

σ_{adm} = tensão admissível do material (Pa);

E = fator de junta de solda (adimensional).

Vale ressaltar que, para a variável “E”, o coeficiente de eficiência de solda, temos alguns parâmetros que definem seus valores, são eles:

1. Para os tubos sem costura, $E = 1,0$;
2. Para o caso dos tubos com costura, os seguintes valores desse coeficiente de acordo com a norma ASME B 31.
 - a. Tubos com costura por solda de topo, totalmente radiografada: $E = 1,0$
 - b. Tubos com costura por solda de topo, radiografia parcial: $E = 0,90$
 - c. Idem, sem radiografia, solda pelos dois lados: $E = 0,85$
 - d. Idem, idem, solda por um só lado: $E = 0,80$

3.3 Perda de Carga

A perda de carga é definida como a redução de pressão causada pelo atrito, gerado entre o fluido ao longo da tubulação e nos acidentes, onde ocorre a maior perda devido aos desvios. A perda de carga em tubulações é um dos principais aspectos a serem considerados no projeto de sistemas de transporte de fluidos, pois afeta diretamente o desempenho hidráulico e o consumo energético de bombas e compressores.

Segundo Çengel (2007), a perda de carga representa a altura adicional à qual o fluido precisa ser elevado por uma bomba para superar as perdas por atrito do tubo, é causada pela viscosidade e está relacionada diretamente à tensão de cisalhamento na parede.

Existem dois principais tipos de perda de carga, a perda de carga distribuída, que ocorre ao longo de toda a tubulação, e a localizada, que se dá a partir de componentes específicos (acidentes), como válvulas, curvas, reduções, conexões em T, dentre outros. Esses componentes provocam alterações bruscas na direção ou na seção de escoamento, gerando zonas de separação, vórtices e turbulência, o que resulta em dissipação adicional de energia (Çengel; Cimbala, 2020).

3.3.1 Equação de Darcy-Weisbach

A equação de Darcy-Weisbach é utilizada para calcular a perda de carga ao longo de um sistema de tubulação, através da perda por atrito na interação entre o fluido e a parede interna do tubo. A fórmula para cálculo da perda de carga é dada por:

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (14)$$

Onde:

h_L = Perda de pressão devido ao atrito(m);

f = fator de atrito(adimensional);

L = Comprimento da tubulação(m);

D = Diâmetro interno do tubo(m);

V = Velocidade(m/s);

g : Aceleração da gravidade (constante=9,81 m/s²);

3.3.2 Fator de Atrito

O fator de atrito representa a resistência ao escoamento a partir da interação entre o fluido e a superfície interna do tubo, sendo um parâmetro adimensional utilizado para quantificar as perdas de carga devido às forças de cisalhamento entre o fluido e as paredes da tubulação, bem como às interações internas do escoamento.

Ao relacionarmos o número de Reynolds com a rugosidade relativa, conseguimos simplificar o cálculo do fator de atrito. No caso do escoamento laminar, o fator de atrito é uma função do número de Reynolds que independe da rugosidade da superfície tubular e é dado por:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 \times \mu}{\rho \times D \times V} \quad (15)$$

No escoamento turbulento, temos que o fator de atrito é dependente do número de Reynolds e da rugosidade relativa ε/D , que se dá pela razão entre a altura média da rugosidade e o diâmetro do tubo. Como citado anteriormente, diferente do escoamento laminar, essa relação não pode ser obtida através de uma análise teórica, então, temos definições obtidas por meio de experimentos e que tomamos como predefinições para calcularmos os valores do fator de atrito.

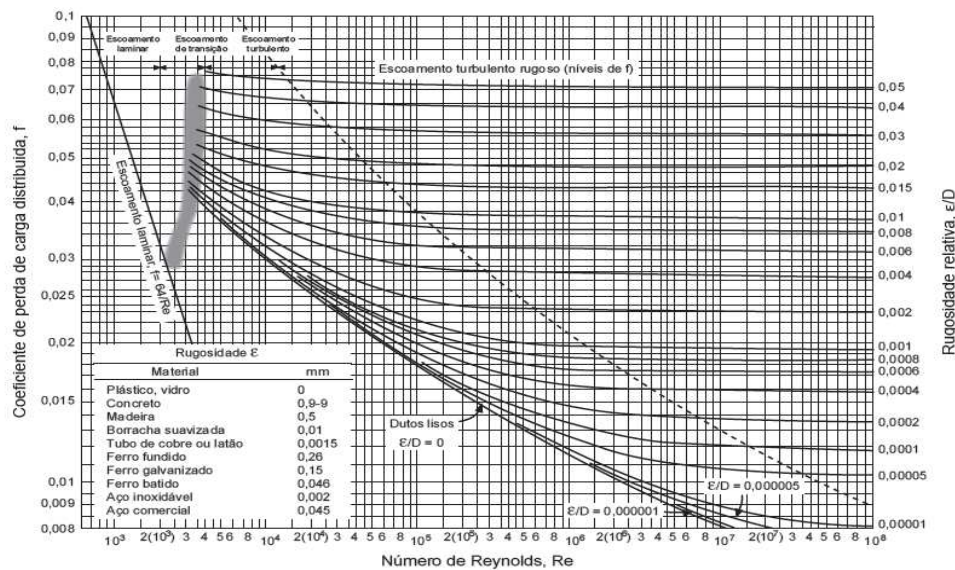
Para calcularmos o fator de atrito no escoamento turbulento, tanto em tubos lisos quanto em tubos rugosos, temos a seguinte relação implícita conhecida como equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (16)$$

Dentro disso, temos o diagrama de Moody é uma representação gráfica desenvolvida por Lewis F. Moody, em 1944, que relaciona três parâmetros fundamentais no escoamento interno em tubos: o fator de atrito de Darcy-Weisbach (f), o número de Reynolds (Re) e a rugosidade relativa da tubulação (ε/D) (White, 2016). Se relacionando como o inverso do gráfico de uma função a partir dos valores obtidos do número de Reynolds e rugosidade relativa, encontramos uma interseção que define o valor do fator de atrito.

Nele são apresentados o escoamento laminar, transitório e turbulento, na região de escoamento laminar ($Re \lesssim 2.300$) o fator de atrito depende unicamente do número de Reynolds, já na região de transição ($2000 < Re < 4000$) não existe nenhum fator de atrito confiável, haja vista que teremos alternância entre laminar e turbulento dependendo da região analisada, por fim, na região de regime turbulento ($Re \gtrsim 4.000$), o fator de atrito depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa, e por isso, é representado por diferentes curvas, uma para cada valor de (ε/D).

Figura 9- Diagrama de Moody Rouse



Fonte: ResearchGate.

Também temos a tabela da relação entre rugosidade relativa e fator de atrito, dada por:

Figura 10 - Relação entre fator de atrito e rugosidade relativa.

Rugosidade Relativa ϵ/D	Fator de atrito f
0,0*	0,0119
0,00001	0,0119
0,0001	0,0134
0,0005	0,0172
0,001	0,0199
0,005	0,0305
0,01	0,0380
0,05	0,0716

* Superfície lisa. Todos os valores são para $Re = 10^5$ e foram calculados com base na equação de Colebrook.

Fonte: Mecânica dos fluidos –

Çengel, 2012.

Além disso, temos os valores de rugosidade equivalentes aos da maioria dos tubos comerciais, mas é preciso lembrar de que esses valores são para tubos novos, e a rugosidade relativa dos tubos pode aumentar com o uso, como resultado da corrosão, acúmulo de resíduos e precipitação. Segue abaixo os valores equivalentes da rugosidade para tubos:

Figura 11- Valores equivalentes de rugosidade
para tubos novos

Material	Rugosidade, e	
	pés	mm
Vidro, plástico	0 (lisa)	0
Concreto	0,003–0,03	0,9–9
Bastão de madeira	0,0016	0,5
Borracha, uniformizada	0,000033	0,01
Tubulação de cobre ou latão	0,000005–0,0015	
Ferro fundido	0,00085	0,26
Ferro galvanizado	0,0005	0,15
Ferro forjado	0,00015	0,046
Aço inoxidável	0,000007	0,002
Ferro fundido	0,00085	0,26
Ferro galvanizado	0,0005	0,15
Ferro forjado	0,00015	0,046
Aço inoxidável	0,000007	0,002
Aço comercial	0,00015	0,045

* A incerteza desses valores pode chegar a $\pm 60\%$.

Fonte: Mecânica dos fluidos - Çengel, 2012.

3.4 Perda de Carga Localizada

A perda de carga localizada se dá a partir das conexões e acessórios que são inseridos ao longo da rede de tubulações, para cada tipo de acidente, temos diferentes valores de perda, que são obtidos por meio de alguns possíveis métodos, que irão levar a diferentes resultados, tendo em vista que os mesmos em diferentes graus de erro.

Podemos calcular a perda de carga localizada por meio da equação:

$$h_s = K \times \frac{v^2}{2 \times g} \quad (17)$$

Onde:

h_s = perda de carga localizada (m);

K = coeficiente de perda (adimensional), obtido experimentalmente ou em tabelas;

v = velocidade média do fluido na seção considerada (m/s);

g = aceleração da gravidade (m/s^2).

Os valores de perda de pressão em acidentes são disponibilizados através de experimentos, vindos de diversos estudos realizados ao longo do tempo, porém devido a duração de cada ensaio e o custo de tais experimentos, não é possível obter os dados de perda para todos os acessórios e para cada diâmetro. Então, normalmente são utilizados conceitos de comprimento equivalente e fator de resistência K para englobar itens não testados em tabelas.

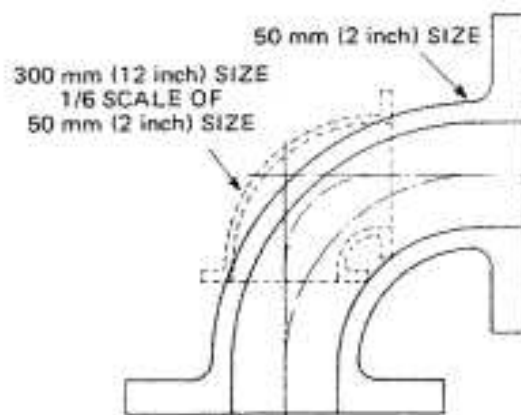
Além disso, o coeficiente de resistência K é independente do número de Reynolds, sendo adotado como uma constante para os cálculos de perda de carga, que se dá a partir das obstruções contidas no sistema.

Vale ressaltar que o valor de K varia de acordo com a geometria e tipo de componente. Por exemplo, uma válvula totalmente aberta, possui K menor que uma parcialmente fechada, haja vista que o fluxo de escoamento será mais suave na válvula que está totalmente aberta, já na parcialmente fechada teremos uma maior turbulência no fluxo, e um cotovelo de raio longo apresenta menor K que um cotovelo de raio curto, pois a mudança de direção do fluxo é suavizada pelo cotovelo de raio longo, levando em conta que o raio longo permite que o fluxo se mude a direção de maneira menos brusca que a de raio curto.

A relação L/D , citada anteriormente na relação da equação de Darcy, é definida como o comprimento equivalente em diâmetros de tubo reto, que corresponde à distância capaz de gerar a mesma perda de carga que uma obstrução em condições semelhantes de escoamento. A partir disso, como o coeficiente K é por definição constante para todas as condições de fluxo, implica que o valor de L/D para válvulas e conexões varie de forma inversa em relação ao fator de atrito.

Embora teoricamente K devesse ser uniforme em geometrias semelhantes, na prática essa condição raramente ocorre, como exemplo, temos abaixo a figura x, onde podemos observar a dissimilaridade geométrica de um acidente.

Figura 12- Dissimilaridade geométrica entre cotovelos flangeados de ferro fundido de 2" e 12"



Fonte: Figura 2-13. Crane Co, 1986.

3.4.1 Método do Comprimento Equivalente

Através do método do comprimento equivalente, que é baseado na hipótese de que um componente qualquer da tubulação pode ser considerado um tubo com um comprimento específico, tendo uma perda de pressão equivalente ao que terá na conexão.

Existem diversas tabelas onde temos o comprimento equivalente das perdas de carga em conexões, como na NBR 5696.98, exposta na imagem abaixo:

Figura 13- Tabela de perda de carga em conexões

Tabela A.3 - Perda de carga em conexões - Comprimento equivalente para tubo liso (tubo de plástico, cobre ou liga de cobre)

Diâmetro nominal (DN)	Tipo de conexão					
	Cotovelo 90°	Cotovelo 45°	Curva 90°	Curva 45°	Tê passagem direta	Tê passagem lateral
15	1,1	0,4	0,4	0,2	0,7	2,3
20	1,2	0,5	0,5	0,3	0,8	2,4
25	1,5	0,7	0,6	0,4	0,9	3,1
32	2,0	1,0	0,7	0,5	1,5	4,6
40	3,2	1,0	1,2	0,6	2,2	7,3
50	3,4	1,3	1,3	0,7	2,3	7,6
65	3,7	1,7	1,4	0,8	2,4	7,8
80	3,9	1,8	1,5	0,9	2,5	8,0
100	4,3	1,9	1,6	1,0	2,6	8,3
125	4,9	2,4	1,9	1,1	3,3	10,0
150	5,4	2,6	2,1	1,2	3,8	11,1

Fonte: NBR 5696, 1998.

Além disso, existem diversas outras tabelas, disponibilizadas pelos fornecedores dos componentes, dentro delas podem ter uma pequena variação de valores, quando comparadas,

haja vista que o comprimento também depende da forma com que a peça é fabricada, segue abaixo outro exemplo de tabela:

Figura 14 - Tabela de comprimentos equivalentes em conexões

Comprimentos Equivalentes em Conexões											
Tabela de comprimentos equivalentes em metros de canalização, para cálculo das perdas de carga localizadas											
Conexões		Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização									
		Material	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90°		PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
		Metal	0,5	0,6	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45°		PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
		Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90°		PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
		Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45°		PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
		Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de Passagem Direta		PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,2	2,4	2,5	2,6	2,7
		Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de Saída Lateral		PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
		Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de Saída Bilateral		PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
		Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União		PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
		Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04
Saída de Canalização		PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
		Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Linha de Redução (R)		PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
		Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de Gaveta ou Esfera Aberto		PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
		Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de Globo Aberto		Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
Registro de Ângulo Aberto		Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Válvula de Pil com Crivo		PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4
		Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção	Horizontal		Metal	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	6,4	10,4
	Vertical				2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7
Observações: 1 - Os valores acima estão de acordo com a NBR-5626/82 e Tabela de Perda de Carga da Tigre para PVC rígido e cobre, e NBR-92/80 e Tabela de Perda de Carga Tupy para ferro fundido galvanizado, bronze ou latão. 2 - (*) Os diâmetros indicados referem-se à menor bitola de reduções concêntricas, com fluxo da maior para a menor bitola, sendo a bitola maior uma medida acima da menor. Ex: 1 1/4" x 1" - 1 1/2" x 1 1/4"											

Fonte: galaxcms, 2020.

O valor obtido do comprimento equivalente referente aos acessórios deve ser adicionado ao comprimento dos trechos retos do tubo, para que assim possamos incluir o valor referente à perda de carga que essas conexões irão gerar.

Um ponto negativo desse método é que o comprimento equivalente para determinado acessório pode variar de acordo com o regime de escoamento do fluido ao longo da tubulação, a rugosidade, diâmetro e tempo de vida do tubo, dentre outros pontos.

3.4.2 Método de Crane Co

O método de Crane Co é um dos métodos para cálculo do comprimento equivalente da tubulação em relação a acidentes e uma das principais referências internacionais para o cálculo

de perda de carga em sistemas de tubulações industriais. O método baseia-se na equação de Darcy-Weisbach, que descreve a perda de carga em função do comprimento da tubulação, do fator de atrito e das características do escoamento. No entanto, sua grande contribuição está na introdução do comprimento equivalente (L/D) para representar perdas de carga em componentes singulares, convertendo-as em um número de diâmetros de tubo retos equivalentes.

Porém, ele é considerado um método mais preciso, haja vista que é levado em consideração um fator a mais, que são as divergências no escoamento presentes nas válvulas e acessórios, que se fazem mais turbulentos do que em um trecho de tubo reto. Os fatores de atrito utilizados no cálculo são o fator de atrito real para o escoamento em um trecho de tubo reto (f) e o segundo fator é o de atrito para um acessório particular(f_T).

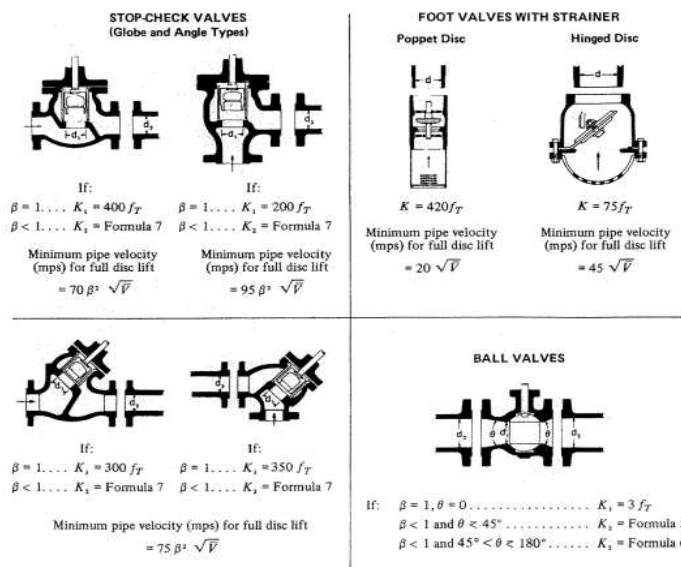
Tabela 1 - Fatores f_T para o método da Crane Co.

Diâmetro Nominal	m	15	20	25	32	40	50	65,8	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
	in	1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2,3	4	5	6	8,10	12,16	18-24
Fator de Fricção (f_T)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

Fonte: Tabela do Fator “K”, Apêndice A, A-26, Flow of fluids through valves, fittings, and pipe. Crane Co, 1986.

A partir dos experimentos realizados, foram disponibilizados vários coeficientes de resistência “K” por Crane, para válvulas e acessórios. Para sistemas que contenham níveis mais altos de turbulência esse método fornece resultados mais satisfatórios e menos satisfatórios para sistemas menos turbulentos. Na Figura 15, podemos ver exemplos de fórmulas utilizadas na avaliação do fator “K” de alguns componentes.

Figura 15- Fórmulas para cálculo do coeficiente de resistência K



Fonte: Tabela do Fator “K”, Apêndice A, A-27. Crane Co, 1986.

A partir desse método, temos que a perda de carga no sistema é calculada através da fórmula da perda de carga localizada, apresentada na equação (17). Para então termos uma estimativa mais precisa relacionada a perda de cargas em válvulas e acessórios contidos no sistema de tubulação.

3.4.3 Método do Coeficiente de Perda K

O Método do Coeficiente de Perda K é amplamente utilizado para estimar as perdas localizadas de carga. Nesse método, cada componente da tubulação, como conexões, válvulas, cotovelos, reduções e expansões, possuem um coeficiente adimensional K, que expressa a intensidade da perda de energia associada àquele elemento. O valor que obtemos são constantes para dados tipos de válvula e acessórios fazem com que esse método não tenha uma grande precisão em relação a definição de perdas de carga localizada, uma vez que os valores mudam de acordo com a geometria do componente utilizado no sistema de tubulação.

O método considera valores que geralmente já estão tabelados, encontrados nas literaturas disponíveis acerca do assunto, como exemplo na Figura 16.

Figura 16- Coeficientes de Resistência K para diversas conexões e válvulas.

Friction Losses in Pipe Fittings Resistance Coefficient K (use in formula $hf = Kv^2/2g$)													
Fitting	LD	Nominal Pipe Size											
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½-3	4	6	8-10	12-16	18-24
		K Value											
Angle Valve	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66
Angle Valve	150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80
Ball Valve	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
Butterfly Valve							0.86	0.81	0.77	0.68	0.63	0.35	0.30
Gate Valve	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
Globe Valve	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1
Plug Valve Branch Flow	90	2.43	2.25	2.07	1.98	1.89	1.71	1.62	1.53	1.35	1.26	1.17	1.08
Plug Valve Straightaway	18	0.48	0.45	0.41	0.40	0.38	0.34	0.32	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22
Plug Valve 3-Way Thru-Flow	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36

Fonte: <https://pt.scribd.com/document/372484788/00-Friction-Loss-Data-Metro-Pumps-pdf>

3.4.4 Método 2K (Método Hopper)

O método 2k, também conhecido como método de Hooper, foi fundamentado a partir de experimentos e testes que formaram um grande sistema amostral dentro do espectro do número de Reynolds, haja vista que ele não depende da rugosidade da tubulação, mas sim do Reynolds, associado a geometria do componente e do tipo de conexão entre componentes (flangeada, roscada ou soldada).

Segundo Hooper (1981), K é independente do número de Reynolds quando temos um valor suficientemente alto, mas ao termos Reynolds na faixa de 1000, K aumenta à medida que esse resultado diminui e se torna inversamente proporcional quando Reynolds está abaixo de 100, ou seja, esse método é vantajoso em relação aos demais quando temos um fluxo laminar no sistema ao qual analisamos.

Temos que K é um fator adimensional, que expressa a perda de carga excessiva em um acessório de tubulação, em cargas de velocidade. Vale ressaltar que, K não depende da rugosidade do acessório ou do tamanho do sistema, mas é uma função do número de Reynolds e da geometria exata do acessório. Ao estudarmos o método de Hopper, temos que K é definido por:

$$K = \frac{K_1}{N_{Re}} + K_{\infty} \times \left(1 + \frac{1}{ID}\right) \quad (18)$$

Onde:

$K_1 = K$ para acessórios com $N_{Re} = 1$;

$K_\infty = K$ para grandes acessórios onde $N_{Re} = \infty$

ID = Diâmetro interno do tubo, em polegadas.

Os valores obtidos a partir dos experimentos no método 2-k estão expostos na tabela x abaixo.

Tabela 2 – Constantes para o método 2-K

TIPO DE ACESSÓRIO	r/D	K_1	K_∞
Cotovelo 90° RC Roscável	1,0	800	0,40
Cotovelo 90° RC Soldável	1,0	800	0,25
Cotovelo 90° RL (todos os tipos)	1,5	800	0,20
Cotovelo 45° RC (todos os tipos)		500	0,20
Cotovelo 45° RL (todos os tipos)		500	0,15
Cotovelo 180° RL (todos os tipos)	1,5	1000	0,30
Cotovelo 180° RL Roscável	1,0	1000	0,60
Cotovelo 180° RL Soldável/Flangeado	1,0	1000	0,35
Tê passagem reta Roscável		200	0,10
Tê passagem reta soldável		250	0,05
Tê passagem reta Flangeado		250	0,05
Tê saída lateral Colar de encaixe		100	0,00
Válvula Gaveta	1	300	0,10
Válvula Esfera	0,9	500	0,15
Válvula Plug	0,8	1000	0,25
Válvula Globo		1500	4,0
Válvula Globo Angular		1000	2,0
Válvula Diafragma		1000	2,0
Válvula Borboleta		800	0,25
Válvula de Retenção com Portinhola		1500	0,15
Válvula de Retenção Horizontal		2000	10,0
Válvula de Retenção Duplex		1000	0,50

Fonte: “The two-K method predicts”, William B. Hooper.

3.4.5 Método 3K (Método Darby)

O método 3K também conhecido como método Darby nos traz uma precisão ainda maior no cálculo da perda de carga do que o método 2K, caracterizando também a mudança nas proporções geométricas de um acessório conforme o tamanho muda, contando com um fator a mais, o que contribui para resultados que contenham menores erros.

O método 3-K foi proposto como uma correlação que representaria as melhores características de cada um desses métodos na mais ampla faixa de número de Reynolds, sendo

mais precisa principalmente em sistemas de regime turbulento e é mais precisa em relação aos valores que obtemos em relação a tamanho das válvulas e acessórios. A sua equação é dada por:

$$K_f = \frac{K_m}{Re} + K_i \times \left(1 + \frac{K_d}{D_{in}^{0,3}}\right) \quad (19)$$

Onde:

D_{in} = Diâmetro nominal do tubo, in;

Re: Número de Reynolds;

K_m = fator K para o acessório com Re=1;

K_i = fator experimental adimensional K_i ;

K_d = fator experimental adimensional K_d .

Tabela 3 - Coeficientes 3-K para cálculo do coeficiente de perda de carga de válvulas e acessórios.

TIPO DE ACESSÓRIO	r/D	(L/D)EQ	K_m	K_i	K_d
Cotovelo 90° RC Roscável	1,0	30	800	0,140	4,0
Cotovelo 90° RL Roscável	1,5	16	800	0,071	4,2
Cotovelo 90° RL (todos os tipos)	1,0	20	800	0,091	4,0
Cotovelo 45° RC (todos os tipos)		12	800	0,056	3,9
Cotovelo 45° RL (todos os tipos)		14	800	0,066	3,9
Cotovelo 180° RL (todos os tipos)	1,5			1000	0,30
Cotovelo 180° RL Roscável	1,0			1000	0,60
Cotovelo 180° RL Soldável/Flangeado	1,0			1000	0,35
Tê passagem reta Roscável				200	0,10
Tê passagem reta soldável				250	0,05
Tê passagem reta Flangeado				250	0,05
Tê saída lateral Colar de encaixe				100	0,00
Válvula Gaveta	1			300	0,10
Válvula Esfera	0,9			500	0,15
Válvula Plug	0,8			1000	0,25
Válvula Globo				1500	4,0
Válvula Globo Angular				1000	2,0
Válvula Diafragma				1000	2,0
Válvula Borboleta				800	0,25
Válvula de Retenção com Portinhola				1500	0,15
Válvula de Retenção Horizontal				2000	10,0
Válvula de Retenção Duplex				1000	0,50

Fonte: Correlate pressure drops through pipe fittings, (vol 106, pg 101, 1999) – Ron Darby.

3.5 Suportes e Espaçamento

Um dos pontos essenciais para o dimensionamento de tubulações é a utilização de suportes, que quando dimensionados de forma correta e eficiente, fixam o sistema de maneira adequada para que os esforços sofridos não gerem nenhuma anormalidade no processo. O estudo, projeto e construção de um conjunto de suportes são indispensáveis em um sistema de tubulação, pois caso mal construídos, podem gerar falhas estruturais e causar acidentes.

Na indústria, há uma grande variedade de modelos diferentes de suportes, que são escolhidos de acordo com a função a qual estarão destinados. Em Telles (2009), os suportes são classificados como:

1. Suportes de sustentação de carga
 - a. Fixos
 - b. Semimóveis (pipe-hangers)
 - c. Móveis (suportes de mola e de contrapeso)

Onde todos esses podem ser apoiados, seja no solo, junto a alguma estrutura existente ou ao próprio equipamento, ou pendurados, transmitindo peso para cima. Em geral, comumente são utilizados os suportes apoiados, pela facilidade de instalação, economia, além do ponto positivo em relação a estar mais bem fixado, em relação ao suporte pendurado, que é mais sensível a vibrações.

2. Suportes destinados a limitar os movimentos dos tubos
 - a. Dispositivos de fixação total - Ancoragens(anchors);
 - b. Dispositivos que permitem apenas movimentos em uma direção - Guias(guides);
 - c. Dispositivos que impedem o movimento em um sentido - Batentes (stops);
 - d. Dispositivos que impedem os movimentos laterais - Contraventos (bracing).

Para essas aplicações citadas acima, comumente são utilizados perfis estruturais e placas, como cantoneiras, perfil U, I, W, perfis quadrados, entre outros. Para certas aplicações, é necessário a utilização de suportes mais complexos, que insiram forças de compensação ao sistema, ou que limitem a influência de alguns carregamentos.

Os suportes do tipo Hangers(molas) são formados por uma série de componentes que podem ser compostos tanto por sistemas de molas de forças constantes, quanto variáveis trazendo equilíbrio aos esforços contidos no sistema e reduzindo-os em pontos críticos.

Em redes de tubulações com esforços elevados, principalmente decorrentes de efeitos de dilatação, devem ter seus efeitos suavizados, facilitando a flexibilização do sistema [Peng, 2009]. A abordagem de Peng está ligada ao uso de um sistema que utiliza suportes de fixação total(ancoragens), que funcionam de maneira análoga a um engaste mecânico, restringindo deslocamentos lineares e rotações nos eixos em que são aplicados limitando a transferência de esforços ao longo da tubulação.

Contudo, a aplicação de ancoragens totalmente rígidas, capazes de restringir simultaneamente forças e momentos, é considerada inadequada segundo a norma PETROBRAS N-1673. A justificativa reside no fato de que esse tipo de solução demanda um número elevado de soldas permanentes, o que compromete a viabilidade de inspeção e manutenção dos equipamentos, além de aumentar o risco de falhas por fadiga em regiões soldadas.

Dessa forma, a prática recomendada é a utilização de ancoragens parciais, que restringem apenas forças lineares (normais e cisalhantes), permitindo a livre transmissão de momentos fletores e torçores. Isso não apenas atende às exigências normativas, como também viabiliza a utilização de suportes do tipo calço, grampo ou outras soluções não soldadas, favorecendo a manutenção preventiva e a segurança operacional.

De acordo com Telles (2001), todos os equipamentos ligados à rede de tubulações (vasos, tanques, bombas etc.), devem obrigatoriamente ter suportes ou bases próprias, não se admitindo que sejam simplesmente suportados pela tubulação, mesmo quando se tratar de equipamentos pequenos, simples ou secundários.

Independentemente do tipo de suporte, os tubos precisam ficar livres para movimentos sobre o suporte, visto que, quanto maior liberdade de movimentos, menor será o esforço em cima do suporte e sobre o próprio tubo. Por esse motivo, Telles (2001) define que, é inteiramente errado o uso de grampos, braçadeiras, ou outros recursos semelhantes de fixação dos tubos nos suportes.

Para calcularmos as cargas exercidas nesse tipo de sistema, devemos considerar o peso dos tubos, válvulas, conexões, peso do fluido contido na tubulação, peso do isolamento térmico, caso necessário, as sobrecargas exercidas sobre a tubulação, provenientes de estruturas apoiadas a tubulação, a força e atrito, que é originada pelo movimento entre os tubos e suportes, além das cargas consequentes da dilatação térmica, vibração, golpe de aríete, ação do vento, dentre outros.

Em tubulações apoiadas diretamente por estruturas metálicas ou de concreto, ou seja, suportes fixos, o cálculo dos pesos não precisa ter muita exatidão, apenas deve ser avaliado os

padrões já estabelecidos para esses processos, que seguem algumas definições que farão com que o suporte consiga lidar com todas as cargas exercidas no sistema. Em certos casos, simplificando o dimensionamento, são considerados a soma da metade do peso total das tubulações adicionado a metade do peso total da tubulação no vão seguinte, dentro disso, considerando conexões, válvulas, derivações e quaisquer outros acidentes inclusos no vão entre os suportes.

Os suportes de tubulação desempenham papel fundamental na estabilidade e na integridade mecânica das linhas industriais, uma vez que têm a função de sustentar, direcionar e restringir os movimentos da tubulação. Em suportes simples, como berços e guias, ocorre movimento relativo entre o tubo e o suporte, gerando forças de atrito que se opõem ao deslocamento e resultam em reações transmitidas à estrutura (Telles, 2004).

Nos pontos de ancoragem, ainda que não haja deslocamentos relativos, às forças de atrito desenvolvidas nos suportes adjacentes somam-se e são transmitidas a esses pontos, originando reações adicionais. Do ponto de vista teórico, a reação na ancoragem deveria corresponder à soma algébrica das reações provenientes de ambos os lados da tubulação. Entretanto, em função de fatores como aquecimento desigual ou não simultâneo, considera-se apenas uma parcela compensatória dessas reações, garantindo maior margem de segurança no projeto.

Além disso, as reações de atrito atuam em conjunto com as forças de dilatação térmica, devendo ser analisadas tanto na expansão quanto na contração da tubulação. Assim, cada suporte simples com atrito comporta-se como uma ancoragem parcial, reduzindo a magnitude da reação efetiva que chega ao ponto de ancoragem principal. Nesse sentido, o cálculo de flexibilidade deve considerar que a reação real em uma ancoragem é a diferença entre a reação de dilatação teórica (obtida desconsiderando atrito) e a soma das reações de atrito nos suportes intermediários.

Em uma situação na qual temos vários sistema de tubulações em paralelo sobre o mesmo suporte, o movimento simultâneo de todos os sistemas ao mesmo tempo é improvável, então, recomenda-se que seja inserido no cálculo apenas a força de atrito de algumas tubulações críticas, como no caso de tubulações de grande diâmetro, ou fazer a soma de todos os atritos no sistema, mas adotar um coeficiente de compensação de forças.

As normas ASME B31.3 e EN 13480 fornecem diretrizes específicas para o espaçamento entre suportes com base no diâmetro da tubulação, no material e no peso do fluido transportado. Além disso, existem tabelas prontas que podem ser consultadas para obter os valores recomendados para cada tipo de tubulação.

Com base no peso do fluido, no peso do tubo e em suas propriedades características para suportar os esforços no sistema fazemos o dimensionamento do espaçamento entre suportes, a fórmula para cálculo é dada por:

$$L = \sqrt{\frac{3 \times E \times I}{w}} \quad (20)$$

Onde:

L = Espaçamento máximo entre suportes (m);

E = Módulo de elasticidade do material da tubulação (Pa);

I = Momento de inércia da seção da tubulação (m^4);

w = Peso por metro da tubulação preenchida com fluido (N/m).

Vale ressaltar que, para calcularmos o peso da tubulação preenchida com fluido pela seguinte fórmula:

$$w = p_{fluido} \times V_{fluido} + \rho_{aço} + V_{tubulação} \quad (21)$$

Onde:

p_{fluido} = densidade do fluido

V_{fluido} = volume do fluido

$\rho_{aço}$ = densidade do aço

$V_{tubulação}$ = volume da tubulação

3.6 Tensões Admissíveis

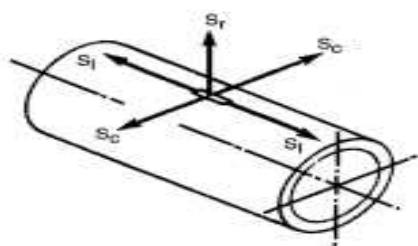
A definição das tensões admissíveis em tubulações industriais não se limita às propriedades intrínsecas dos materiais, como limites de resistência, escoamento, fluência, ductilidade, tenacidade ou resistência à fadiga. Essas propriedades representam as características fundamentais do material, enquanto as tensões admissíveis são estabelecidas em função de critérios normativos e de projeto. Assim, para um mesmo material, podem existir diferentes valores de tensões admissíveis, que dependem da natureza dos carregamentos, da classe de tubulação, das condições de fabricação, montagem e inspeção (Moore, 2011).

A análise de estresse em tubulações industriais é fundamental no projeto de sistemas tubulares, pois objetiva prever e mitigar as tensões derivadas das cargas internas e externas. De modo geral, um tubo é submetido a uma série de tensões simultaneamente, as tensões admissíveis são os valores máximos de tensão que uma tubulação pode suportar em operação

segura, considerando as propriedades mecânicas do material, fatores de segurança e condições de projeto. Segundo Telles (2004), o estado de tensões em cada elemento da parede do tubo é caracterizado por três tensões normais e três tensões tangenciais de cisalhamento. Sendo essas normais tensões longitudinal (S_t), circunferencial (S_c) e radial (S_r), e as de cisalhamento atuam perpendicularmente às tensões normais.

Cada tipo de tensão é resultante de algumas outras variáveis, no caso da tensão longitudinal, temos que ela é dada a partir da tensão resultante da pressão, juntamente com as cargas axiais e tensões localizadas. No caso da tensão circunferência, temos também a pressão e as tensões localizadas, que se dão pela restrição do tubo ou derivações soldadas ao mesmo e a radial, que é causada exclusivamente pela pressão, que por ser uma parcela pequena das tensões presentes no sistema, geralmente não é considerada nos cálculos.

Figura 17- Tensões contidas na parede de um tubo



Fonte: Telles (2004)

Elas são estabelecidas por normas técnicas internacionais, como a ASME B31.1 e a ASME B31.3, sendo indispensáveis para o dimensionamento da espessura da parede, a análise de flexibilidade e a avaliação de cargas combinadas em sistemas industriais (Moore, 2011).

As tensões que aparecem nas paredes de um tubo podem ser classificadas em duas classes, tensões primárias e tensões secundárias. As tensões primárias são necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação às forças externas que agem sobre o tubo. Já as secundárias são as que resultam de a tubulação nunca ter total liberdade de se dilatar, se contrair e se movimentar, durante variações de temperatura e/ou dos movimentos de pontos extremos da tubulação.

Segundo Telles (2004), tensões primárias têm como característica básica o fato de não serem autolimitantes e seu valor é diretamente proporcional a força da qual se originam, já as secundárias, pelo contrário, tendem a diminuir de intensidade com o passar do tempo. Portanto, as tensões primárias não são reduzidas ao longo do tempo, e ao ocorrer o aumento das forças

no sistema, a tensão aumenta e por sua vez poderá ocasionar a ruptura do material, enquanto as forças contidas no sistema de tensões secundárias se dissipam ao longo do tempo, e são limitadas pela somatória das tensões ter como valor máximo o valor do limite de escoamento do material utilizado no sistema.

As normas ASME, consideram que a resultante das tensões atuantes no sistema de tubulação devem ter fatores de segurança para projetos como sendo no mínimo, 1,5x em relação ao limite de escoamento e 2,5x em relação ao limite de resistência à tração. Essas margens são aplicadas para compensar incertezas de carregamento, variações no material, defeitos de fabricação e efeitos dinâmicos, haja vista que a resistência de um material diminui com o aumento da temperatura, e consequentemente, sua tensão admissível também diminuirá.

Para temperaturas dentro da faixa de fluência, as normas de projeto consideram ainda a deformação permanente final residual, e por isso as tensões admissíveis terão também como limite a tensão que causa uma certa deformação considerada aceitável ao fim de um certo tempo (Telles,2004).

Alguns dos fatores que influenciam o coeficiente de segurança dos materiais, e consequentemente as tensões admissíveis são:

1. Tipo de material: Onde materiais que possuem maior ductibilidade são capazes de se deformar mais sem que ocorra uma ruptura, diferente de materiais frágeis, que podem sofrer uma ruptura súbita, sem que haja deformação prévia
2. Critério de cálculo: A simplificação de cálculos pode acarretar em maiores erros durante o dimensionamento de um sistema de tubulações. Portanto, é importante ressaltar que quanto mais simplificados forem os cálculos, maior terá de ser o coeficiente de segurança, para compensar os erros gerados pelas simplificações, por isso, as normas definem tensões admissíveis e critérios de cálculo que devem ser adotados para o dimensionamento.
3. Variações nas condições de operação: As variações de temperatura e pressão que ocorrem no sistema, podem desenvolver variações anormais e consequentemente falhas em sistemas de proteção ou controle, em sistemas de resfriamento e reações exotérmicas anormais. Quando se trata de pressão, podemos inserir válvulas de segurança e alívio no sistema, mas quanto a temperatura não existe nenhum dispositivo que controle essas variações.
4. Defeitos de matéria prima, fabricação e montagem: Sempre existem alguns desvios quando tratamos de fabricação mesmo que dentro das tolerâncias de admissíveis para manufatura, sempre terão desvios dimensionais como

desalinhamento, raios de curvaturas diferentes e empeno por soldagem, que ocasionam em tensões não previstas em teoria.

A norma ASME B31 fornece tabelas que apresentam as tensões admissíveis em função da temperatura de operação até o limite de utilização de cada material. Os valores indicados constituem as chamadas tensões admissíveis básicas, aplicáveis para esforços de tração, compressão e flexão provenientes de cargas estáticas e permanentes, também denominadas tensões primárias.

Para outras situações de carregamento, a norma estabelece variações em relação às tensões admissíveis básicas, como: Para tensões estáticas e permanentes de cisalhamento puro e de torção, admite-se 80% do valor da tensão admissível básica, em tensões secundárias, resultantes de dilatações térmicas ou de movimentos de extremidades fixas, podem ser considerados valores mais elevados, respeitando critérios de flexibilidade. Quanto às tensões provenientes de cargas transitórias ou ocasionais de curta duração, como vento, teste hidrostático ou condições anormais de operação, são previstos fatores de acréscimo (k) sobre as tensões admissíveis.

3.7 Dilatação Térmica e Flexibilidade das tubulações

A variação de temperatura em tubos pode provocar dilatações e contrações que geram tensões no sistema que podem levar a falhas ou vazamentos caso o tubo não tenha as propriedades de dissipação dessas energias, por esse motivo, é extremamente necessário verificar se o tubo utilizado nas linhas possuem um coeficiente de expansão térmica coerente com as especificações de operação.

Se o tubo estiver livre, essa variação será também livre e não se desenvolverão tensões internas nem reações. Mas se o tubo estiver fixado de alguma forma, aparecerão tensões internas no tubo e reações nos pontos de fixação, em consequência da restrição imposta à livre dilatação ou contração do tubo (Telles, 2004). Entretanto, deve-se ter em mente que, caso o tubo seja totalmente livre, existem outros tipos de esforços atuantes sobre o sistema que podem levar o sistema a falhas. Já no caso de um trecho reto com suportes de ancoragem nas extremidades, ao termos um aumento de temperatura, a tubulação não conseguiria dilatar de maneira correta, gerando um empuxo sobre os pontos de fixação e os forçando na direção contrária aos esforços que eles impõem sobre a tubulação, tendendo a afastá-los.

A tensão interna e o empuxo podem trazer danos consideráveis aos equipamentos interligados a tubulação, mesmo quando submetidos a pequenas variações de temperatura, além

disso, essas propriedades são independentes do comprimento do tubo, o que faz com que mesmo um pequeno trecho de tubulação possa exercer esforços consideráveis sobre os pontos de fixação quando não houver liberdade para dilatar-se. Em um sistema de tubulação em que temos um maior diâmetro ou espessura de parede, a área de seção transversal será maior, consequentemente, maiores serão os esforços sobre os pontos de fixação.

A dilatação térmica é o fenômeno pelo qual um material sofre variação de comprimento, área ou volume em função de alterações de temperatura. Em sistemas de tubulação, esse efeito é particularmente relevante, pois o transporte de fluidos aquecidos ou resfriados pode provocar variações dimensionais significativas, afetando o desempenho e a integridade estrutural da instalação (White, 2016).

Vale ressaltar que para cada material, teremos um coeficiente de expansão térmica (α), que afeta diretamente na variação de expansão ou contração do material sem danos ao sistema. Tendo isso em mente, o cálculo da expansão térmica é essencial para prever os deslocamentos da tubulação e determinar as medidas necessárias, como a instalação de juntas de expansão ou suportes deslizantes.

A fórmula para calcular a expansão térmica linear é dada por:

$$\Delta L = \alpha \times L_0 \times \Delta T \quad (22)$$

Onde:

ΔL = Expansão linear (m)

α = Coeficiente de expansão térmica do material (m/m·°C)

L_0 = Comprimento inicial da tubulação (m)

ΔT = Variação de temperatura (°C)

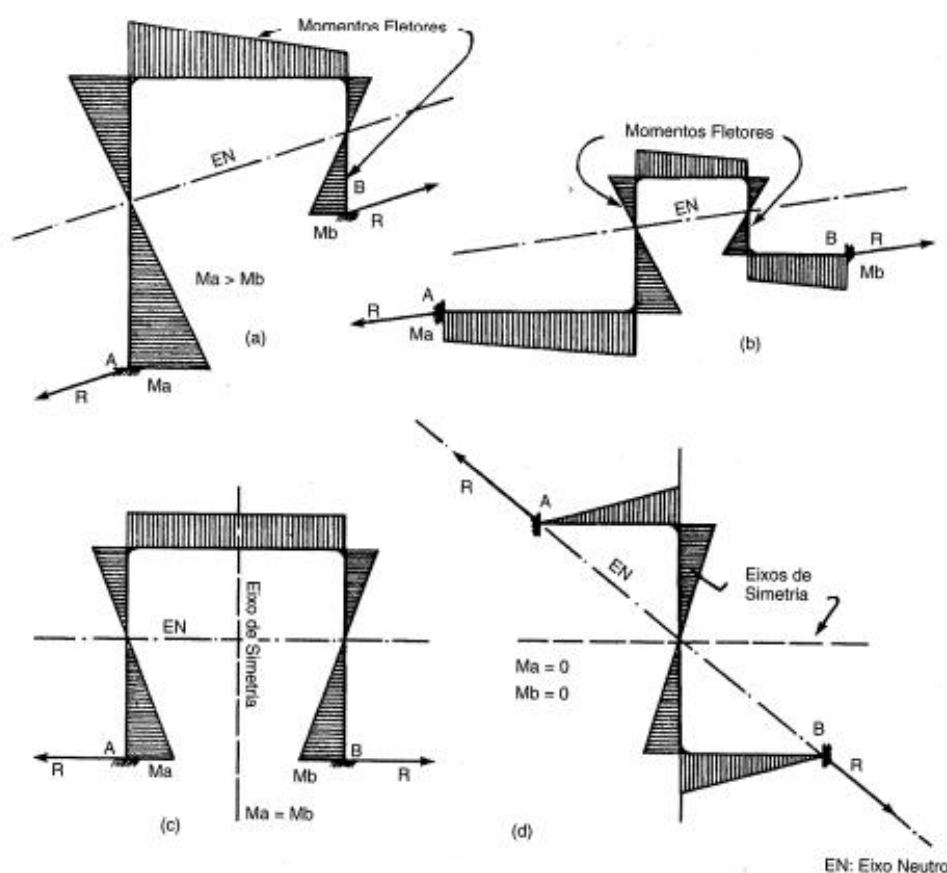
Alinhado ao pensamento sobre expansão térmica, temos a flexibilidade das tubulações, que é essencial para que o sistema lide com as forças internas e externas exercidas sobre ele, sem gerar danos aos seus componentes. Segundo Telles (2004), chama-se flexibilidade de uma tubulação a capacidade que tenha a mesma de absorver as dilatações térmicas por meio de simples deformações nos seus diversos trechos. Em tubulações planas, essas deformações resumem-se a flexão e flambagem; em tubulações não-planas (tridimensionais), teremos ainda deformações por torção.

Em um sistema de tubulações, a flexibilidade de cada trecho do layout adotado, pois a flexibilidade total é proporcional à distância média do trecho em relação ao eixo neutro, que é uma linha paralela à direção das resultantes das reações exercidas pela tubulação sobre os pontos de fixação. Além disso, a tensão interna em cada ponto da tubulação é proporcional à distância do eixo neutro, sendo nulas nos pontos de interseção com o eixo. A partir disso, temos

que quanto maior a distância do eixo neutro maior serão as forças atuantes sobre o sistema e quanto mais próximo, mais tendem a zero.

Em configurações de layouts planos, o eixo neutro irá cortar a tubulação em no mínimo dois pontos, que é justamente onde se formam os pontos de inflexão, onde os momentos e tensões são nulos, já nas configurações não planas o eixo pode ou não passar em algum ponto da tubulação. Segue abaixo um exemplo esquemático de como o eixo neutro se comporta em um sistema de tubulações.

Figura 18- Exemplo da localização do eixo neutro.



Fonte: Telles, 2004.

Alguns dos fatores que afetam flexibilidade da tubulação são o módulo de elasticidade, que se dá a partir do material utilizado, o comprimento da tubulação, que quanto mais longo mais flexível, o diâmetro e a espessura, onde tubulações com maior diâmetro são menos flexíveis e tubulações com paredes mais finas são mais flexíveis.

O cálculo de flexibilidade em sistemas de tubulação geralmente se baseia na análise de flexibilidade, um processo utilizado para calcular as tensões geradas por expansões térmicas, deslocamentos e outras forças externas. A fórmula básica para o cálculo de flexibilidade é:

$$f = \frac{L^3}{E \times I} \quad (23)$$

Onde:

f = Flexibilidade (m/N)

L = Comprimento da tubulação (m)

E = Módulo de elasticidade do material (Pa)

I = Momento de inércia da seção da tubulação (m⁴)

Após o cálculo da flexibilidade, se analisarmos que o sistema precisa ser mais maleável, podemos implementar curvas e loops de expansão, ajustar o tipo de suporte aplicado em trechos específicos e compensadores de expansão, trazendo então a quebra da rigidez do sistema, com componentes que permitem a tubulação operar com segurança.

Um exemplo de componente que é utilizado para controlar as tensões excessivas nos sistemas é a lira, que é um arranjo geométrico em formato de “U” ou “Ω” que aumenta a flexibilidade da linha, trazendo uma dispersão de forças em um efeito sanfona. Geralmente as liras são utilizadas em trechos retos que possuem grande comprimento, pois com isso, a deformação axial do tubo, ao invés de se transferir diretamente para os pontos fixos ou equipamentos, é absorvida pela deformação elástica das curvas da lira.

Outro exemplo são os suspiros, que são trechos de tubulação dispostos na vertical ou em ramais ascendentes, que têm como função aliviar os esforços contidos no sistema, além de permitirem a eliminação de bolsas de ar ou vapores. Durante a dilatação, o suspiro atua como um elemento de flexibilidade adicional, aliviando tensões ao permitir deslocamentos controlados. Também servem como pontos de purga de gases ou ar aprisionado, com isso, reduzindo os riscos de colapso em trechos horizontais e auxiliando na drenagem e no funcionamento hidráulico da linha.

3.8 Golpe de Aríete

O golpe de aríete é um fenômeno transitório hidráulico que ocorre ao termos uma variação brusca na velocidade do fluido contido na tubulação, em decorrência do fechamento ou abertura rápida de válvulas ou pela partida ou parada repentina de uma bomba. Essas

variações geram uma onda de pressão que viaja ao longo de toda a linha, e pode acarretar em danos em conexões, falhas em bombas, vazamentos, rupturas de tubos e falhas em suportes.

O golpe de aríete pode produzir ruídos metálicos fortes e vibrações que afetam o conforto operacional e a integridade dos equipamentos. Em alguns casos, o golpe pode gerar pressões negativas momentâneas, levando à cavitação e consequente erosão localizada da tubulação e válvulas.

Ao interrompermos abruptamente uma coluna de líquido em movimento através do fechamento repentino de uma válvula, a perda de energia cinética no sistema leva a um aumento de pressão na válvula e à subsequente formação de uma onda de pressão, que se reflete de um ponto a montante, como uma válvula, cotovelo ou tê. Isso cria uma onda de pressão oscilatória amortecida, que persiste até que sua energia seja dissipada no sistema.

Segundo Macintyre (1983, p. 421), “esta sobrepressão que se propaga sob a forma de ondas de choque é o “golpe de aríete”, um fenômeno transitório ou transiente hidráulico que é uma ocorrência no escoamento motivada pela variação de uma grandeza definidora do escoamento.” Como resultado desse fenômeno, temos uma força de pressão, que por sua vez realiza um trabalho, que comprime o fluido e por fim deforma a tubulação e outros componentes presentes no sistema que são atingidos pela onda de choque. (Deckert & Menezes, 2013).

4 METODOLOGIA

A metodologia adotada neste trabalho foi organizada a partir de um fluxograma de processos, utilizado para definir os passos necessários para dimensionar um sistema de tubulações, sendo dividido em duas partes, a etapa conceitual, onde são definidas as diretrizes gerais do sistema, que se baseia basicamente em experiência técnica, na utilização de normas, boas práticas e requisitos do processo, visando uma predefinição mais coerente, e a etapa de cálculo, que foca em trazer resultados quantitativos e mensuráveis a partir das fórmulas estudadas em teoria.

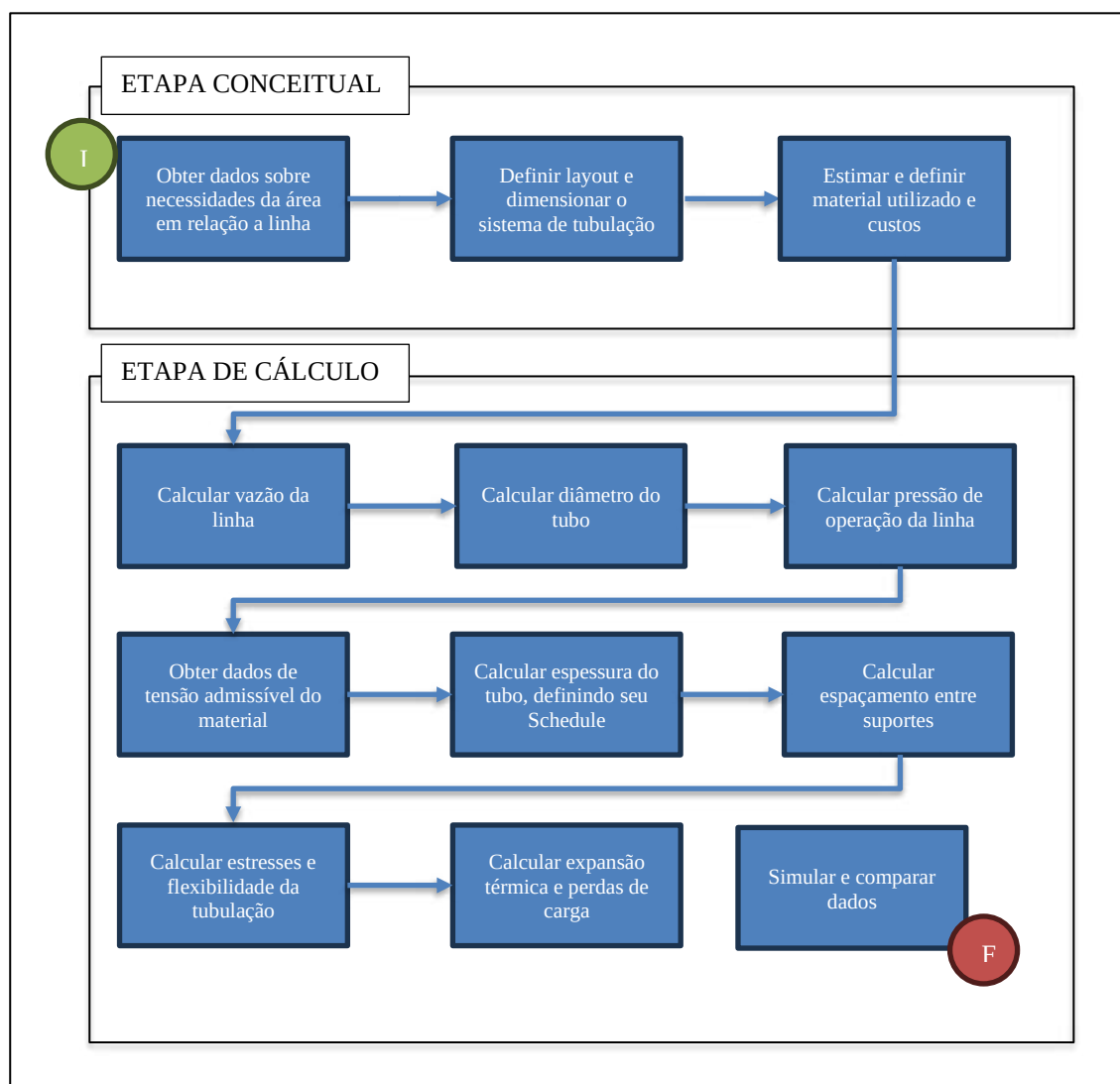
A partir dos resultados obtidos na planilha, seguindo os passos do fluxograma, foram realizadas simulações computacionais no software SolidWorks, analisando os esforços sofridos pela tubulação durante a operação da linha, sendo analisados dados relacionados a pressão, temperatura, fixações de suportes e outros parâmetros relacionados a atuação da linha.

4.1 Estudo de Caso

O estudo de caso focou no projeto de dimensionamento e validação de uma linha de transporte de óleo em uma tancagem inserida em uma fábrica de margarina e gorduras, em que foram realizadas visitas para observação e análise. As visitas em campo analisar o layout adotado dentro da área, mantendo a estética do ambiente, e a partir disso, propor alguns esquemas de traçado que tivessem maior conformidade com os parâmetros solicitados pela área.

Foram analisados o posicionamento da bomba e onde estariam localizadas as conexões e válvulas requeridas na linha, além do medidor de vazão, que é o componente considerado indispensável para o sistema, haja vista que a linha faz parte de uma nova formulação de blend, e esse instrumento faz com que a receita seja seguida de forma precisa a partir da necessidade da operação.

4.2 Fluxograma para Dimensionamento da Tubulação



4.3 Levantamento de Dados Operacionais

Inicialmente foi feito o levantamento de dados operacionais da linha, onde temos que:

Dados do fluido: O fluido utilizado no bombeamento dessa linha será o óleo, sendo possível dois tipos, o óleo de palma e o de soja, seus dados foram obtidos a partir das referências já utilizadas pela área obtidas de pesquisas bibliográficas.

Dados da tubulação e acessórios: Os dados de rugosidade do material e do comprimento equivalente dos acessórios, foram obtidos através de pesquisa bibliográfica e será apresentado posteriormente na Tabela 4 e 5.

4.4 Definição e Dimensionamento do Layout

Para dimensionar o sistema, foi preciso avaliar alguns cenários possíveis para a derivação da linha existente e adequação da linha ao layout da planta, haja vista que, ao fazermos uma nova linha dentro de um sistema de tubulações existentes também é levado em consideração a estética que a nova linha irá trazer ao ambiente.

Além disso, foram avaliados pontos onde teríamos menos acidentes, desvios e deslocamentos na vertical ao longo da tubulação, o que faz com que tenhamos menor perda de carga no sistema, consequentemente exigindo menos da bomba já dimensionada.

4.5 Material e Custos

Para escolher corretamente o material da tubulação e, com isso, determinar de forma mais precisa os custos e benefícios, é importante seguir uma sequência técnica de critérios. Essa tomada de decisão não deve ser feita apenas com base no preço do material, mas num conjunto parâmetros que tragam maior equilíbrio entre segurança, vida útil, desempenho operacional e custo total.

Com o objetivo de selecionar corretamente o material utilizado na linha foi levado em consideração o tipo de fluido utilizado, a temperatura e pressão de operação da linha, o ambiente ao qual a tubulação está exposta, as aplicações comuns de determinados tipos de materiais a fluidos específicos e as normas técnicas. Além disso, foram levados em consideração durante a análise: o custo da tubulação, conexões e mão de obra, custo de manutenção com pintura, para aumento da vida útil da tubulação e possíveis perdas produtivas por falhas, avaliando o impacto ao processo.

4.6 Cálculos para Dimensionamento da Tubulação

Para dimensionar o sistema de tubos, é necessário estimar uma vazão desejada, para que o conjunto dimensionado atenda a demanda que a área terá, para tal, fazemos a transformação do dado de vazão desejada e estima-se a velocidade ideal para o sistema, a partir do range que temos como recomendação em normas como a API RP 14E, de 0,9 a 4,6 m/s, como sendo a velocidade mínima e máxima em sistemas de transporte de óleo. Após encontramos o valor do diâmetro, caso não seja um valor de bitola disponível em mercado, toma-se como escolha a bitola imediatamente maior ao valor encontrado.

Posteriormente, se faz o cálculo da espessura do tubo, descobrindo qual o Schedule necessário para a aplicação que se têm, deve ser usado os dados definidos das propriedades do material escolhido e do fluido utilizado, além de considerar um fator de eficiência de solda, obtendo a pressão de operação da linha e por fim a espessura mínima necessária da tubulação.

Bem como, o cálculo de espaçamento entre suportes, determinando inicialmente a área de seção transversal do tubo, o momento de inercia e o peso por metro da tubulação preenchida com fluido, juntando esses valores obtidos ao modulo de elasticidade do material, temos enfim o espaçamento entre suportes. Vale ressaltar que, além do cálculo também é importante definir o tipo de suporte, que irá depender do tipo de tubulação e o ambiente de operação.

Além disso, analisamos o fator de flexibilidade da tubulação, a partir do comprimento da tubulação, o modulo de elasticidade do material e o momento de inercia da seção transversal da tubulação, para que seja visto se o sistema está muito rígido, contornando a situação com curvas, compensadores ou até mesmo um tipo de suporte que auxilie na dispersão de tensões.

4.7 Simulações de Esforços Internos

Além dos cálculos feitos para dimensionamento das tubulações por meio das fórmulas e definições encontradas em literaturas e normas, temos a validação por meio das simulações de esforços, que desempenham um papel essencial na validação de cálculos analíticos em projetos de diversos segmentos, servindo como uma segunda camada de verificação, mais robusta e realista, complementando a abordagem matemática clássica, haja vista que, consideramos algumas equações de forma simplificada durante os cálculos. Com isso, em simulações computacionais, conseguimos verificar se a tubulação suporta os esforços exercidos sobre ela, como pressão interna, dilatações térmicas e vibrações, criando um ambiente no qual reproduzimos o comportamento real do sistema, identificando discrepâncias entre teoria e a prática.

A importância das simulações está diretamente relacionada a segurança, confiabilidade e otimização do projeto, existem diversos softwares que podem ser utilizados para simulações mais gerais de esforços, onde conseguimos analisar as tensões e analisar flexibilidade do sistema, e outros para cálculos mais específicos, onde conseguimos simular o escoamento e perda de carga ao longo da tubulação.

Podemos analisar cenários extremos e não previstos, como falhas em pontos de conexões ou suportes, variações de temperatura, avaliando diversas possibilidades e evitando retrabalhos. Através da análise de tensões, podemos identificar pontos críticos onde se

encontram concentradores de tensão e fazer as alterações necessárias, caso existam, para prevenção contra acidentes, vazamentos ou qualquer falha derivada desses pontos. Além disso, conseguimos reforçar as condições básicas presentes em normas técnicas e evitar um superdimensionamento excessivo, podendo enxugar custos mais altos para desenvolvimento do projeto.

Após feita essa análise utilizando uma das ferramentas disponíveis, podemos garantir que as escolhas tomadas durante o projeto, como espessura, tipo de material e outras medidas escolhidas estão adequadas, evitando assim falhas operacionais.

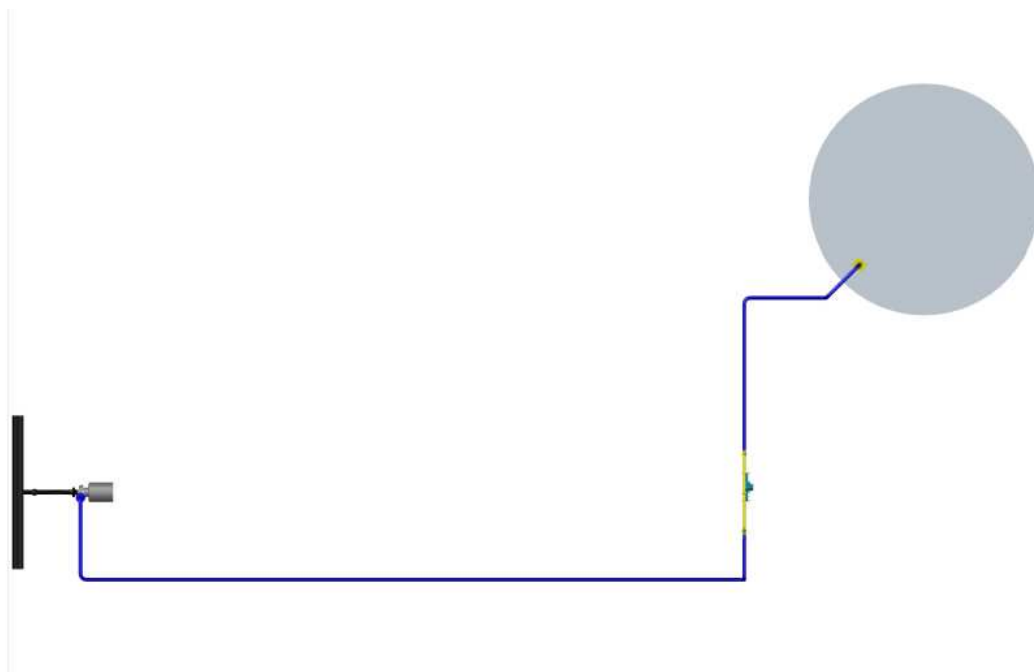
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após toda a apresentação da parte teórica envolvendo tubulações industriais, neste capítulo será apresentado um caso de dimensionamento e validação de uma linha de tubulação que foi idealizada a partir de uma linha já existente, nessa linha está contida uma bomba para transporte do fluido de maneira a atender as exigências operacionais, além de um medidor de vazão do tipo Coriolis, para obter precisão durante a formulação de um novo de blend de óleo.

A ferramenta desenvolvida para o cálculo dos dados necessários para dimensionamento da tubulação foi feita através do Microsoft Excel e será apresentada a seguir. Posteriormente, serão apresentados os dados da tubulação feitos através das simulações, obtidos através de ensaios no software SolidWorks.

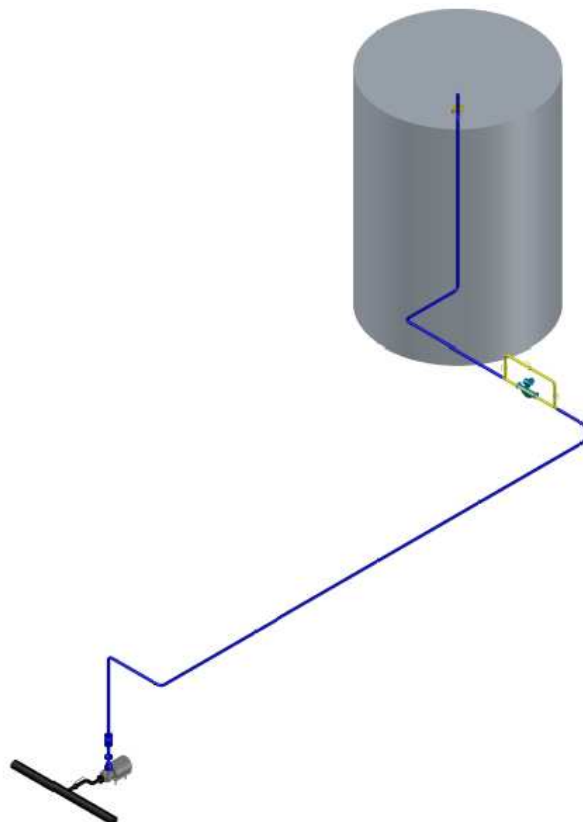
O layout adotado para esse sistema, segue conforme a Figura (19) e (20), o desenho expõe apenas a derivação inicial que parte de dois possíveis tanques, a bomba que transporta o óleo, as válvulas e conexões do sistema, o medidor de vazão e o tanque de destino, não contendo os suportes, ligações pneumáticas e elétricas que a linha possui no real.

Figura 19– Layout adotado para o sistema de tubulação, em perspectiva superior.



Fonte: Autor, 2025.

Figura 20– Layout adotado para o sistema de tubulação, em perspectiva isométrica.



Fonte: Autor, 2025.

5.1 Dimensionamento da Tubulação

A partir dos dados operacionais fornecidos pela área, expostos na Figura (21), sobre a necessidade de transporte do fluido do tanque de armazenamento de óleo ao tanque de formulação do blend, é possível dimensionar uma nova rede de tubulações, a partir da teoria apresentada anteriormente, ou realizar somente o levantamento de perda de carga nos trechos retos e acidentados de uma rede de tubulações já existente.

Os primeiros dados que são imputados na planilha são referentes ao material da tubulação, fluido de trabalho, a temperatura de operação e a vazão desejada no sistema, para que seja retornado à rugosidade do tubo, a viscosidade cinemática e dinâmica, e a densidade do fluido selecionado, como exposto na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados operacionais.

DADOS OPERACIONAIS		
Material da tubulação	Aço carbono galvanizado	
Fluido de trabalho	Óleo de palma	
Vazão desejada no sistema	25000	kg/h
Temperatura de operação do fluido	60	°C
Rugosidade absoluta do tubo (ϵ)	0,00015	m
Viscosidade cinemática (ν)	1,946E-08	m ² /s
Viscosidade dinâmica (μ)	0,00001693	Pa.s
Densidade Específica (ρ)	889	kg/m ³

Fonte: Autor, 2025.

Inicialmente é calculado o diâmetro da tubulação, utilizando os dados imputados de vazão, a planilha faz a conversão dessa variável de m³/h para m³/s, obtendo o diâmetro da tubulação, vale ressaltar que possivelmente não será um valor exato de bitola de tubos comerciais disponíveis em mercado, então foi adicionado um conversor para que seja arredondado um valor maior, sendo escolhida a bitola disponível mais próxima do valor encontrado. Para calcularmos a espessura do tubo, descobrindo então qual SCH será necessário para que a tubulação resista as forças implicadas sobre ela, utilizamos os valores já imputados anteriormente de qual o material do tubo, assim descobrindo a tensão de escoamento e consequentemente a tensão admissível ao definirmos um fator de segurança. Além disso, utilizamos a variável da pressão de operação da linha.

Outro ponto importante a ser calculado, é o espaçamento entre suportes, que garante a sustentação, segurança e durabilidade de um sistema de tubulação. Consideramos o peso do fluido preenchendo a tubulação, a capacidade do material de sofrer esforços sem ter danos estruturais e o momento de inércia da seção transversal do tubo, inserindo na fórmula (20) e definindo a distância adequada entre os pontos de apoio da tubulação. Além disso, a variação de temperatura em sistemas de tubulação implica na dilatação ou contração do tubo e calculamos essa variação a partir de (22), e comparamos com o limite determinado para cada tipo de material, assim vendo qual a melhor opção a ser escolhida. Complementando esse cálculo, temos que verificar o quão flexível nosso sistema consegue ser e comparar se está dentro do range aceitável na norma da ASME.

Tabela 5 – Resultado obtidos dos cálculo relacionados a tubulação.

DADOS BASICOS		
Comprimento Total da Tubulação	45,87772	m
Diâmetro Nominal da Tubulação	2.1/2"	Pol
Diâmetro Externo da Tubulação	73,02	mm
Diâmetro Interno da Tubulação	62,7	mm
Área Transversal Específica do Tubo	6,36876E-07	mm ²
Área Transversal Interna do Tubo	7,58648E-07	mm ²
Espessura total da Tubulação	5,2	mm
Sobreespessura de Corrosão	4,1	mm

Fonte: Autor, 2025.

Tabela 6 – Cálculo de propriedades da tubulação.

DADOS BASICOS		
Flexibilidade	23,64279515	mm
Espaçamento entre suportes	3,277615048	m
Expansão térmica	0,010920312	m
Pressão total do fluido	4409,95	Kg/m.s ²

Fonte: Autor, 2025.

Observando todos esses pontos, devemos analisar se as conexões e os tipos de fixação dos suportes estão contribuindo com a dissipação dos esforços ou gerando concentradores de tensão, podendo escolher como o layout irá melhor reagir a todos os esforços sem sofrer variações que sejam significativas e levem o sistema a algum tipo de falha.

Os acidentes contidos na linha foram inseridos na planilha e com os valores de vazão e velocidade já determinados, além da definição de todas as válvulas e acessórios na linha, foi possível calcular a perda de carga do sistema.

Tabela 7 - Quantidade de material utilizado na linha.

TUBOS E CONEXÕES		
Tubulação A.C 2.1/2" sch 40	31,1	m
Curva 90° A.C 2.1/2" sch 40	8,0	und
Válvula esfera atuada 2.1/2" (flangeada) 150lbs	1,0	und
Válvula manual 2" (flangeada) 150lbs	3,0	und
Tubulação aço carbono 2" sch 40	4,2	m
Curva aço carbono 2" sch 40	2,0	und

Tê aço carbono 2" sch 40	2,0	und
Válvula manual 2" (flangeada) 150lbs	3,0	und
Redução de 2.1/2" para 2"	2,0	und
Flange aço carbono 2.1/2" 150 lbs	4,0	und
Flange aço carbono 1/2" 150 lbs	2,0	und
Válvula de retenção 2.1/2" 150 lbs	1,0	und

Fonte: Autor, 2025.

A tabela 8 apresenta os valores obtidos em relação a perda de carga das válvulas e acessórios utilizados no sistema de tubulação do projeto, além disso, foram calculadas as perdas de carga utilizando todos os métodos apresentados anteriormente, para fins comparativos.

Tabela 8 – Comparativo de valores relacionados a perda de carga em acidentes.

Acidente	Método	Re	DN	f	V	K₁	K₂	K₃	K_∞	hL
<i>Válvula esfera</i>	3K	3150,995	2"	0,04378	2	300	0,017	4	-	0,16916
<i>Válvula esfera</i>	3K	3150,995	2.1/2"	0,04378	2	300	0,017	4	-	0,16599
<i>Válvula de retenção</i>	3K	3150,995	2.1/2"	0,04378	2	1500	0,460	4	-	2,39119
<i>Curva 90°</i>	3K	3150,995	2"	0,04378	2	800	0,091	4	-	0,64974
<i>Curva 90°</i>	3K	3150,995	2.1/2"	0,04378	2	800	0,091	4	-	0,63276
<i>Tê igual</i>	2K	3150,995	2"	0,04378	2	250	-	-	0,05	0,10703
<i>Redução</i>	Fabricante	3150,995	2.1/2" p/ 2"	0,04378	2	-	-	-	-	0,1246

Fonte: Autor, 2025.

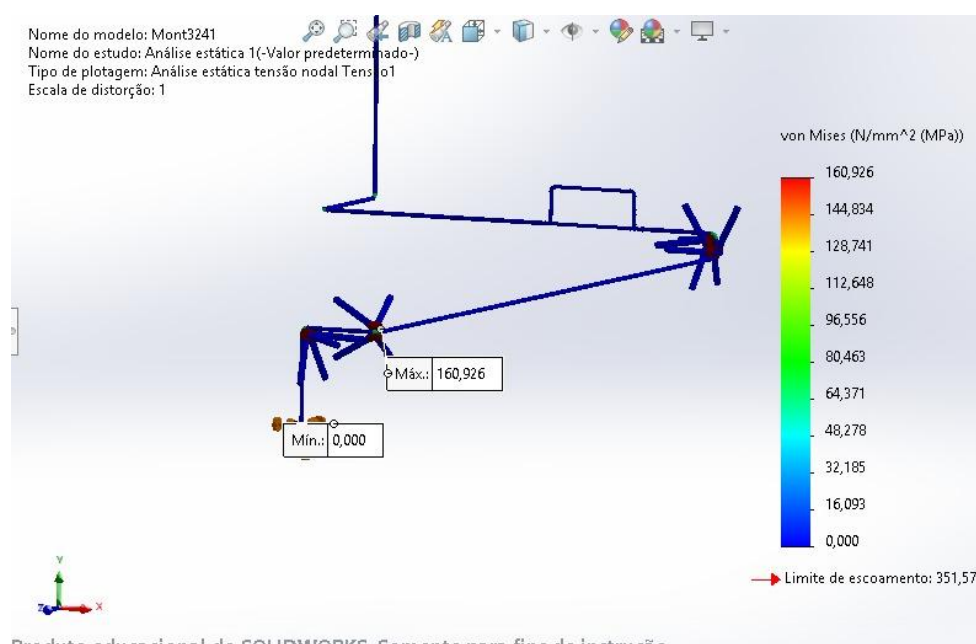
Para a perda de carga distribuída utilizou-se a equação de Darcy-Weisbach, já para a perda de carga localizada, para as válvulas foi utilizado o método 3K e para os acessórios o método 3K, 2K ou retirado do fabricante, além disso, para os acidentes que não possuem os seus valores de K's tabelados de acordo com os métodos aplicados, foram feitas avaliações de forma individual, visando obter a maior precisão possível a partir da teoria apresentada anteriormente.

5.2 Simulações de Esforços e Fluxo

Para reforçar os resultados dos cálculos obtidos na planilha, foram feitas simulações dentro do ambiente do software SolidWorks, relacionadas a flexão e dilatação térmica da tubulação ao do sistema, para que o sistema tenha as suas características analisadas de acordo com sua construção, foram inseridas as fixações dos suportes na linha, analisando ponto a ponto se teria algum local com excesso de estresse sofrido que pudesse levar o sistema a algum tipo de falha.

Ao analisarmos a temperatura do fluido que escoar ao longo do sistema, focando nas curvas, que são quem sofre mais durante a transferência do óleo de um tanque ao outro, temos que os esforços exercidos sobre o sistema não chegam nem a metade do limite de escoamento, o que traz maior segurança a operação da linha.

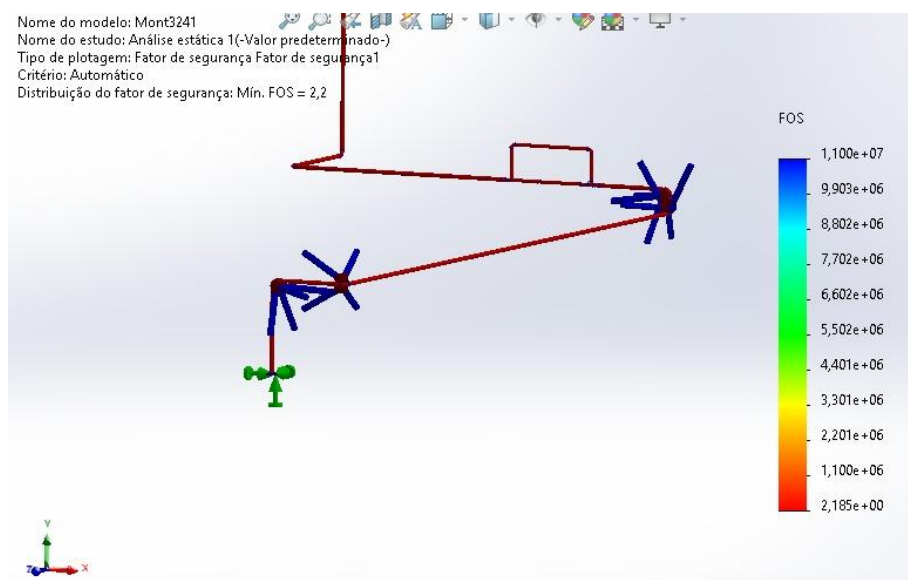
Figura 21– Efeitos da temperatura nas curvas do sistema.



Fonte: Autor, 2025.

Além disso, o fator de segurança em relação a temperatura ao longo sistema está em cerca de 2.2, o que significa o sistema consegue distribuir bem o calor do fluido ao longo de seu corpo sem nenhum tipo de deformação que tenha significância.

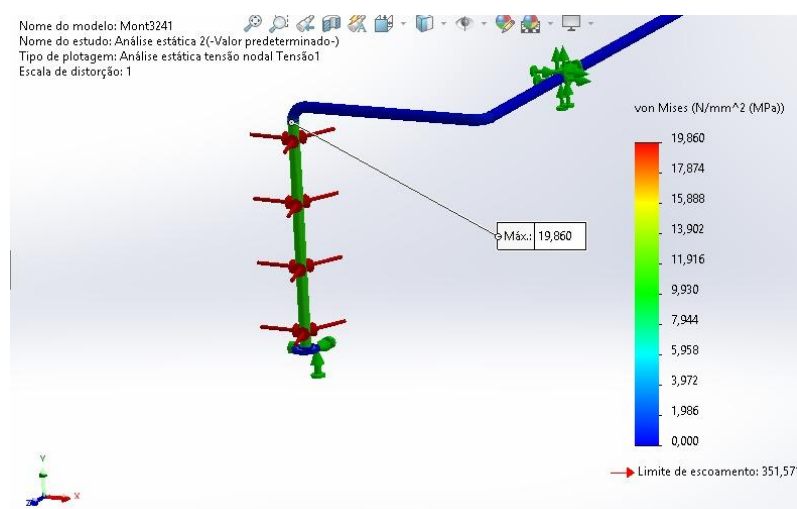
Figura 22– Fator de segurança em relação a temperatura.



Fonte: Autor, 2025.

Outro fator analisado durante as simulações foi a pressão interna imbuída no sistema, sendo considerada a pressão obtida durante os cálculos da planilha, onde vemos que o resultado da pressão exercida é significativamente menor do que a capacidade do tubo, fortalecendo a validação do sistema.

Figura 23– Esforços de pressão do fluido na tubulação.

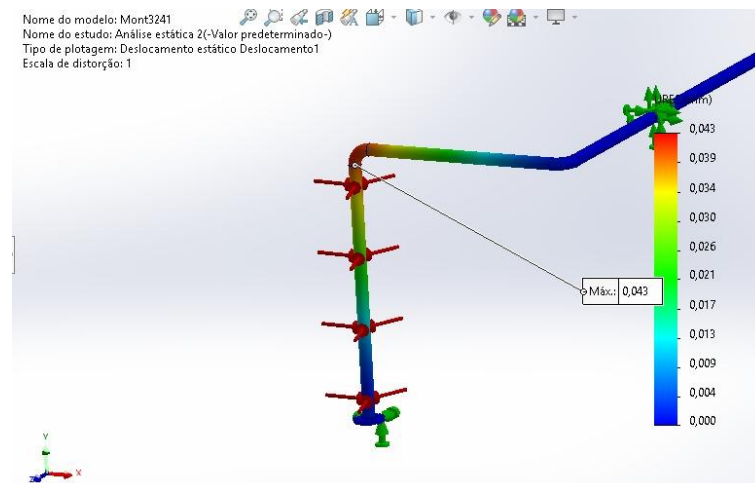


Fonte: Autor, 2025.

Ao analisarmos o deslocamento máximo sofrido pela tubulação, vemos que nas curvas são os pontos mais afetados, entretanto a flexão que acontece não tem grande significância e não gera nenhum dano ao sistema.

Outro ponto analisado foi a questão da torção que o recalque bomba sofre após a partida, sendo visto que o esforço sofrido gera cerca de 0,043 milímetros de torção, não gerando impactos quanto a operação da linha ou a estrutura da tubulação.

Figura 24— Torção do recalque a partir da pressão inicial.



Fonte: Autor, 2025.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Na Tabela 9, temos expostos resultados obtidos na planilha e nas simulações, onde podemos analisar os esforços exercidos sobre o sistema e verificar a validação do conjunto.

Tabela 9 – Dados comparativos, planilha, simulações e real.

DADOS	PLANILHA	SIMULAÇÃO	REAL	U.M
Diâmetro do tubo	2.1/2	-	2.1/2	Pol
Espessura do tubo	1,06	-	5,16	mm
Espaçamento entre suportes	3,2776		6	m
Flexibilidade	23,64	0,043	-	mm
Esforço (Temperatura)		160		MPa

Fonte: Autor, 2025.

Ao realizar uma análise dos valores obtidos com o resultado do cálculo analítico, o diâmetro adotado de $\varnothing 2.1/2''$, para a tubulação está de acordo com a real necessidade da operação, relacionando a vazão da linha para transferência do óleo de um tanque ao outro. O resultado do cálculo da espessura da tubulação foi de 1,06 milímetros, sendo possível utilizar o tubo de SCH10, que contém 3,05 milímetros de espessura, entretanto, pensando na questão da corrosão ao longo do tempo, foi tomado o SCH40 para esse sistema, implicando em um superdimensionamento, que se justifica devido a padronização da área para linhas de transporte de óleo e ao ambiente ao qual está inserida, haja vista que a fábrica fica bem próxima ao litoral e esse superdimensionamento se dá pensando em uma maior longevidade da linha, haja vista que se perde parede ao longo dos anos.

O layout adotado também se provou eficiente após os testes da linha, apesar de as fixações não estarem de acordo com a metragem calculada em espaçamento entre suportes, e ao analisarmos a teoria apresentada nas literaturas estudadas vemos que as conexões e desvios adotadas fazem com que a tubulação consiga distribuir melhor os esforços exercidos sobre ela em caso de golpes. O layout adotado contém características que enriquecem a dissipação de esforços sofridos no sistema, entretanto o espaçamento entre suportes está fora do limite calculado, onde se obteve um resultado de 3,27 metros como limite e no real em alguns pontos o espaçamento é de 6 metros.

Dentro da planilha, foi feita uma análise acerca da flexibilidade da tubulação, onde foi visto que a flexibilidade máxima que o sistema suporta é de 23,64mm, ao analisarmos os esforços sofridos, dentro do ambiente computacional, podemos observar que o valor do obtido

de flexão, a partir da pressão exercida pela bomba se transportar o fluido, gera uma flexão de apenas 0,043mm, ou seja, o sistema não sofre um esforço significativo que possa gerar algum tipo de falha estrutural, tendo um fator de segurança que beneficia o sistema.

O material escolhido para a linha se provou eficiente, haja vista que está apto a suportar todos os esforços exercidos sobre o sistema durante sua operação, mesmo com a temperatura do fluido a 60°C, as simulações mostram que temos um esforço de cerca de 160Mpa e o tubo tem seu limite de escoamento de 351Mpa, ou seja, temos um fator de segurança de 2.2. Além disso, está apto a suportar golpes e esforços oriundos de forças externas, ao realizarmos as simulações, observamos que a pressão interna da linha não acarreta impactos significativos para a linha, e como citado acima, a temperatura na qual o óleo também não gera deformações que danifiquem o sistema. Vale ressaltar que, foi levado em consideração o custo-benefício que o aço carbono trás, não sendo necessário a aplicação obrigatória do inox pois o processo de formulação não está interligado ao produto final.

Ao compararmos os resultados obtidos na planilha e nas simulações, podemos confirmar que as escolhas tomadas durante o projeto, apesar de não serem todas calculadas e validadas previamente, se fizeram corretas, a partir do conhecimento empírico da área e da padronização de escolhas advinda de determinados processos. Entretanto, o trabalho de dimensionamento prévio de tubulações é indispensável pensando na segurança operacional e ocupacional, haja vista que um mal dimensionamento pode levar a acidentes, seja envolvendo pessoas ou o meio ambiente.

O dimensionamento da tubulação é uma das partes para realizar o transporte de fluidos, sendo possível complementar esse trabalho através de um estudo sobre bombas e acessórios, para englobar todas as partes necessárias para um sistema de tubulação. A análise da perda de carga no sistema, servem como diagnóstico prévio para definições aplicação de onde o novo sistema vai ser empregue, e caso seja em um sistema existente, qual o impacto essa nova rede trará e se a bomba dimensionada conseguira transportar o fluido de maneira efetiva.

As simulações feitas nesse estudo, serviram para reforçar os cálculos obtidos da planilha, mas dependendo das aplicações que o sistema terá, existe uma gama de análises mais profundas que podem ser feitas, como análise de cargas dinâmicas e detecções de colisões térmicas, visualização da perda de carga e diversos outros parâmetros de projeto podem ser verificadas de maneira a acelerar tomadas de decisão de forma segura e eficiente.

REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B31.3: Process Piping**. New York: ASME, 2022.
- ANSI/ASME B36.19M – **Stainless Steel Pipe**, 2022.
- ASME B36.10M – **Welded and Seamless Wrought Steel Pipe**, 2022.
- BLEVINS, R. D. **Applied Fluid Dynamics Handbook**. New York: Krieger Publishing, 2017.
- CUNHA, J. A. B.; LORA, E. E. S. **Refino de Petróleo e Gás Natural**. Rio de Janeiro: Interciência, 2016.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 3. ed. São Paulo: AMGH, 2014.
- ÇENGEL, Yunus A.; CİMBALA, John M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2020.
- EMBRY-RIDDLE AERONAUTICAL UNIVERSITY. **Internal flows – Introduction to aerospace flight vehicles**. Daytona Beach, FL: Embry-Riddle Aeronautical University, 2020. Disponível em: <https://aerospaceflightvehicles.com/internal-flows/>. Acesso em: 28 out. 2025.
- ENGINEEREXCEL. **Boundary layer in pipe flow**. EngineerExcel, 2021. Disponível em: <https://engineerexcel.com/boundary-layer-in-pipe-flow/>. Acesso em: 28 out. 2025.
- EZ, A. M. **Tubulações Industriais: Projeto e Análise**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.
- FOX, R. W. et al. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.
- FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.
- FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2021.
- HESPAÑHOL, I. **Água e saneamento no Brasil: desafios e perspectivas**. São Paulo: Oficina de Textos, Revista DAE, 2019.

MASSARANI, G. **Operações Unitárias na Indústria de Processos**. 2. ed. Rio de Janeiro: E-papers, 2010.

MEDEIROS, João R.; FORTES, Rafael L. **Tubulações Industriais: Projeto, Dimensionamento e Montagem**. 3. ed. São Paulo: Érica, 2020.

MUNSON, Bruce R. et al. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NBR 6118. **Projeto de estruturas de concreto – Procedimento**. Rio de Janeiro: ABNT, 2014.

PETROBRAS N-1518 – **Especificação de materiais para tubulações industriais**, 2008.

PETROBRAS. N-1673 – **Diretrizes para Projeto de Suportes de Tubulação**. Rio de Janeiro, 2016.

ROUSE, Hunter. **Diagrama de Moody**. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Figura-113-Diagrama-de-Moody-Rouse_fig1_343858524. Acesso em: 20 ago. 2025.

SOARES, Luiz C. **Resistência dos Materiais Aplicada à Engenharia de Tubulações**. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

TEC-SCIENCE. **Hagen-Poiseuille law – Friction between fluid layers**. Tec-Science, 2022. Disponível em: <https://www.tec-science.com/fluid-mechanics/pipe-flow/hagen-poiseuille-law/>. Acesso em: 28 out. 2025.

TELLES, Pedro C. Silva. **Tubulações Industriais: materiais, projeto e montagem**. 10. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. 7. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2011.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2016.