

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA ALTERAÇÃO DE PRESSÃO DE
TRABALHO SOB CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO EM REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE
VAPOR INDUSTRIAL

por

Renan Bohn Schwarzbold

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2021

CIP - Catalogação na Publicação

Bohn Schwarzbold, Renan
ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA ALTERAÇÃO DE
PRESSÃO DE TRABALHO SOB CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO EM REDE
DE DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR INDUSTRIAL / Renan Bohn
Schwarzbold. -- 2021.
26 f.
Orientador: Sérgio Viçosa Möller.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2021.

1. Distribuição de vapor industrial. I. Viçosa
Möller, Sérgio, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Renan Bohn Schwarzbold

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA ALTERAÇÃO DE PRESSÃO DE
TRABALHO SOB CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO EM REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE
VAPOR INDUSTRIAL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador(a) do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte/Processos de
Fabricação/Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Sérgio Viçosa Möller

Comissão de Avaliação:

Prof./Prof^a. Adriane Prisco Petry

Prof./Prof^a. Felipe Roman Centeno

Prof./Prof^a. Paulo Smith Schneider

Bohn, Renan. **Análise De Viabilidade Técnica Da Alteração De Pressão De Trabalho Sob Condições De Operação Em Rede De Distribuição De Vapor Industrial**. 2021. 11 pág. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

RESUMO

Neste estudo, apresenta-se um procedimento de cálculo para a determinação da variação de velocidade de escoamento e perdas de carga em um sistema de distribuição de vapor industrial. São também apresentadas observações qualitativas a respeito de geração e retorno de condensado. Estas propriedades são avaliadas comparativamente a fim de determinar a viabilidade técnica de redução na pressão de entrada na rede de distribuição de vapor instalada em uma indústria na região metropolitana de Porto Alegre. A análise dos resultados leva a negação da viabilidade técnica da alteração proposta devido aos riscos associados à velocidade excessiva do escoamento.

PALAVRAS-CHAVE: vapor, perda de carga, condensado, sistema de distribuição.

Bohn, Renan. **Technical Feasibility Analysis of Work Pressure Change Under Operating Conditions in Industrial Steam Distribution Network**. 2021. 11 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

ABSTRACT

This study presents a calculation procedure for determining variations in flow velocity and head loss in an industrial steam distribution system. Qualitative observations regarding condensate generation and return are also presented. These properties are comparatively evaluated in order to determine the technical feasibility of reducing the inlet pressure in the steam distribution network installed in an industry in the metropolitan region of Porto Alegre. The analysis of the results leads us to deny the technical feasibility of the proposed alteration due to the risks associated with excessive flow velocity.

KEYWORDS: steam, pressure drop, condensate, distribution system.

NOMENCLATURA

Símbolo	Significado	Unidade
C_p	Calor específico	kJ/kg
SO	Sistema original	-
ΔPa	Perda de carga	Pa
v	Velocidade do escoamento	m/s
f	Fator de atrito	-
V	Volume específico	m ³ /kg
Leq	Comprimento equivalente	m
L	Comprimento linear de duto	m
D	Diâmetro nominal	m
ru	Rugosidade superficial	m
Re	Número de Reynolds	-
μ	Viscosidade dinâmica	kg/m·s
x	Qualidade do condensado a jusante do purgador	-
$h1$	Entalpia de líquido condensado avaliada no ponto de saturação da pressão de entrada	kJ/kg
$hf2$	Entalpia de líquido saturado na pressão a jusante do purgador	kJ/kg
$hg2$	entalpia de vapor saturado na pressão a jusante do purgador	kJ/kg
$vf2$	Volume específico de líquido saturado a jusante do purgador	m ³ /kg
$vg2$	Volume específico de vapor saturado a jusante do purgador	m ³ /kg
Vc	Fração volumétrica de condensado	-

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO	2
2.1 PROPRIEDADES DE VAPOR SATURADO	2
2.2 PERDAS ENERGÉTICAS	2
3. REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR	3
3.1 HIPÓTESES	3
3.2 PERDA DE CARGA	4
3.2.1 COMPRIMENTO EQUIVALENTE	5
3.3 CONDENSADO	5
4. RESULTADOS	7
4.1 VELOCIDADE E PRESSÃO	7
4.2 CONDENSADO	9
5. ALTERNATIVAS VIÁVEIS	9
6. CONCLUSÃO	10
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	12

1. INTRODUÇÃO

Compressibilidade é uma propriedade do vapor que permite sua distribuição a pressões elevadas, o que possibilita a redução no tamanho da infraestrutura necessária e descarta a necessidade de bombeamento pois o escoamento se dará na direção de menor pressão.

A relação direta entre pressão e temperatura permite controlar-se a temperatura através da manipulação da pressão na geração e distribuição do vapor.

A diferença entre o C_p da água líquida saturada (tipicamente aprox. 4,19 kJ/kg) e do vapor saturado (tipicamente aprox. 2200 kJ/kg) demonstra que energia térmica acumulada em um quilograma de vapor chega a ser dezenas de vezes maior em comparação à energia acumulada na mesma massa de água, desta maneira é necessário produzir e distribuir muito menos fluido para uma dada potência necessária. Além disso, a maior parte da transferência energética em sistemas de vapor acontece por condensação, o que resulta em uma taxa de transferência de calor até três vezes superior em comparação à troca de líquido para líquido [Sarco, 2021].

Estes são alguns dos motivos pelos quais o vapor de água está entre os fluidos de trabalho mais empregados para o transporte de energia na indústria.

A climatização e os processos produtivos de uma empresa gráfica da região metropolitana de Porto Alegre demandam vapor saturado que é fornecido por uma empresa adjacente a uma pressão de 10 kgf/cm². Buscando reduzir as despesas com a compra de vapor, foi proposta a alteração da pressão do fornecimento para 7,5 kgf/cm².

O sistema de distribuição de vapor instalado e gerido pela gráfica é dividido em duas redes de distribuição independentes. Uma dedicada aos equipamentos de climatização, os quais consomem vapor a uma pressão mínima de 3 kgf/cm² e outra rede dedicada às máquinas de produção, que necessitam pressão mínima de 6 kgf/cm².

Segundo Sarco, em um sistema de distribuição de vapor, espera-se que a maior parte possível da energia, em forma de calor, oriunda da unidade geradora de vapor chegue ao equipamento final. No momento de início da operação a tubulação está em uma temperatura significativamente abaixo da do vapor, é neste momento que ocorre a maior troca energética entre o vapor e a tubulação, e por consequência, maior taxa de condensação do vapor d'água.

Assim que vapor e tubulações entram em regime permanente, a diferença de temperatura é mínima, porém o sistema sempre perde calor continuamente para o ambiente, e com isto, mesmo que em quantidades reduzidas, sempre há geração de condensado nas tubulações.

Outra maneira através da qual uma rede de distribuição de vapor pode perder energia é através de perda de carga devido a seu comprimento, layout acidentado, válvulas mal dimensionadas e reduções excessivas de pressão. Esta energia é perdida também na forma de condensado e vapor instantâneo, que devem ser separados do vapor que será direcionado ao equipamento consumidor e então descartados ou retornados à unidade geradora e por troca de calor radiante e convectiva ao longo das tubulações.

Objetivando a redução de custos operativo do vapor, determinou-se a redução da pressão do sistema, o que implica na queda da temperatura do vapor admitido na tubulação e, conseqüentemente, altera a energia total disponível para a realização dos processos. O desenvolvimento deste trabalho tem a finalidade de analisar os efeitos da alteração da pressão de trabalho na linha de vapor estudando os parâmetros de perda de carga, geração de condensado e energia disponível aos processos.

2. FUNDAMENTAÇÃO

Este trabalho dedicar-se-á a identificar efeitos desta alteração de pressão sobre a rede de distribuição de vapor ligada às máquinas de produção. Os parâmetros a serem avaliados serão a perda de carga, o volume de condensado gerado e a energia disponível no vapor, desde a entrada do vapor na rede de distribuição até a válvula redutora de pressão que precede o equipamento alimentado.

A análise destes efeitos possibilitará determinar a viabilidade técnica da alteração de pressão de fornecimento de vapor frente às restrições impostas pelas características geométricas da tubulação da rede de distribuição, acessórios instalados nesta tubulação e pela demanda de vazão e pressão de vapor dos equipamentos alimentados.

2.1 PROPRIEDADES DE VAPOR SATURADO

Ao distribuir-se vapor seco saturado é importante atentar ao efeito de condensação. Como o vapor perde pressão e temperatura ao longo do sistema de distribuição, parte do vapor se transformará de volta em água que deverá ser retirada por equipamentos chamados de purgadores de vapor instalados a cada 50 metros de tubulação e em pontos que ocorram maiores perdas de carga localizadas como a jusante de válvulas reguladoras de pressão.

Estes purgadores, assim como os demais acessórios presentes em uma rede de distribuição de vapor devem ser bem dimensionados para as condições de pressão e vazão as quais serão empregadas, caso contrário podem resultar em custos de instalação e operação excessivos ou então garantir retirada satisfatória de condensado do sistema, o que causará desgaste prematuro de componentes, ineficiência nos trocadores de calor e possivelmente operação ruidosa [Mojtaba Sabet, 2016].

Tais ineficiências térmicas devem-se ao fato de que em trocadores de calor de vapor, a energia predominante é a de calor latente. Ou seja, caso o vapor não esteja seco, a parte condensada da vazão que estará passando pelo trocador de calor não servirá para fornecer energia suficiente ao processo [Spirax Sarco, 2021].

Observando-se as tabelas de propriedades termodinâmicas de vapor é possível observar as diferentes quantidades de energia contida no vapor para determinadas condições de pressão ou temperatura, assim como a relação entre pressão e temperatura de saturação e também a variação de seu volume específico.

2.2 PERDAS ENERGÉTICAS

Desde sua geração na caldeira até os trocadores de calor, o vapor dissipa sua energia de diversas formas, entre as principais citadas por [US Department of Energy, 2005] são vazamentos, perdas por vapor instantâneo não retornado adequadamente, perdas por troca de calor radiante e convectiva ao longo das tubulações e perdas por atrito.

A vaporização instantânea, também chamada de flash, ocorre quando a água saturada passa por uma redução de pressão, neste momento passará a ter excesso de energia igual à diferença entre sua entalpia de líquido antes e depois da descompressão. Esta energia excedente levará a uma rápida transformação de parte do líquido em vapor.

Algumas formas de mitigar as perdas energéticas na rede de distribuição de vapor é a instalação de isolamento térmico adequado, manutenção periódica de válvulas e demais acessórios para evitar vazamentos, garantir a coleta e o retorno de condensado à caldeira sem vazamentos e manter a velocidade do escoamento dentro de um máximo recomendado.

- O sistema de distribuição é composto por tubos schedule 40, sem acúmulo de resíduos e com rugosidade uniforme.
- Para o cálculo de perda de carga, a variação de temperatura se dá unicamente pela variação de pressão. Desconsideram-se as perdas de temperatura por troca térmica.
- Perdas de pressão devido à condensação de vapor e por consequência redução no volume específico total são desprezíveis.
- Devido ao fato de o estudo ser focado sobre o sistema de distribuição, não são consideradas possíveis alterações no funcionamento da caldeira.
- Todas as pressões são manométricas, exceto quando indicadas como absolutas.
- Todos os equipamentos recebem vapor a 6 kgf/cm², condição garantida por válvulas reguladoras que antecedem cada um deles. Desta forma, mesmo que a pressão de entrada seja alterada, a vazão de vapor no sistema de distribuição é mantida aproximadamente constante.
- O retorno de condensado é realizado sob pressão atmosférica.

3.2 PERDA DE CARGA

Em posse das características do sistema de vapor obtidas, é possível calcular ΔP em cada seção através da equação para perda de carga em tubo de seção circular [Fox, McDonald; Pitchard 2011]:

$$\Delta P = \frac{f * L_{eq\ total} * v^2}{2D * V} \quad [1]$$

Onde v (m/s) é a velocidade média do escoamento, f é o fator de atrito dado pela equação de Souza-Cunha-Marques [Souza, 1999], D é o diâmetro da tubulação em metros, V (m³/kg) é o volume específico do fluido e L_{eq} e D são respectivamente o comprimento equivalente e diâmetro da tubulação em metros;

$$v = \frac{m_s * V}{3600 \pi * \left(\frac{D}{2}\right)^2} \quad [2]$$

A equação 3 permite o cálculo do fator de atrito f . Para tanto, é necessário o conhecimento da rugosidade superficial ru (m) interna do tubo de aço schedule 40, medida por Schroeder, F.C., e do número de Reynolds Re do escoamento em cada seção, calculado pela equação 4.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[\frac{ru}{3,7D} - \frac{5,16}{Re} * \log_{10} \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{5,09}{Re^{0,87}} \right) \right] \quad [3]$$

$$Re = \frac{D * v}{V * \mu} \quad [4]$$

Para a solução da equação 4, necessita-se conhecer a viscosidade dinâmica μ (kg/m*s) e o volume específico do fluido. Estas propriedades podem ser encontradas por interpolação linear entre os valores listados em tabelas termodinâmicas para vapor saturado [Borgnakke, Sonntag, 2018].

O comprimento equivalente de cada componente, como curvas e derivações laterais, refere-se ao comprimento de tubo reto que geraria perda de carga equivalente à medida através de determinado componente [Fox, McDonald, Pitchard, 2011], estas informações geralmente são obtidas empiricamente, portanto será construída uma tabela compilando comprimentos equivalentes listados por [Macintyre, 1997], onde se possa consultar os comprimentos equivalentes para cada acessório em cada seção. O comprimento equivalente total de cada seção será o somatório dos comprimentos equivalentes dos acessórios com o comprimento linear de tubo instalado.

Como as propriedades termodinâmicas do fluido e características do escoamento variam continuamente ao longo da tubulação, as seções serão calculadas em sequência partindo da entrada do vapor na rede de distribuição e seguindo em direção aos equipamentos. Com esta prática estabelece-se a equação 5, na qual P (Pa) é a variação de pressão ao longo de determinada seção;

$$P_n = P_{n-1} - \Delta P_n \quad [5]$$

Onde P é a pressão em uma extremidade da seção analisada e o índice n indica a posição da seção, partindo de 1 na entrada da rede de distribuição de vapor. Através da equação 5, determina-se a qual pressão que está chegando o vapor no final de cada seção, até a entrada da válvula de redução de pressão que antecede a entrada da máquina.

É importante salientar que o cálculo da perda de carga nas seções, sempre considera os valores de pressão de saída da seção anterior como os novos valores de entrada na seção em questão. Portanto a equação 1 é recalculada para cada análise de seção, atualizando-se as propriedades termodinâmicas do fluido a cada iteração.

3.2.1 COMPRIMENTO EQUIVALENTE

O método de cálculo de perda de carga do comprimento equivalente consiste em converter as perdas causadas por curvas e acessórios em comprimentos de duto reto que, por atrito causariam uma perda de carga similar. [Neutrium] e [Plumbing Supplies] fornecem tabelas com valores L_{eq} para tais componentes.

Cada seção tem seu $L_{eq\ total}$ calculado como a soma do comprimento linear de duto com o L_{eq} total de todas as curvas acessórios encontradas no trecho.

$$L_{eq\ total} = L + \sum L_{eq} \quad [6]$$

3.3 CONDENSADO

O manual da ASHRAE indica as equações para avaliar respectivamente a qualidade (Eq. [1]) e a fração volumétrica (Eq. [2]) do condensado a jusante do purgador;

$$x = \frac{h_1 - h_{f_2}}{h_{g_2} - h_{f_2}} \quad [7]$$

$$V_c = \frac{xv_{g_2}}{v_{f_2}(1-x) + xv_{g_2}} \quad [8]$$

Alguns valores de x e V_c para configurações típicas de sistemas de coleta de condensado são tabelados, como os exibidos na Tab. 1;

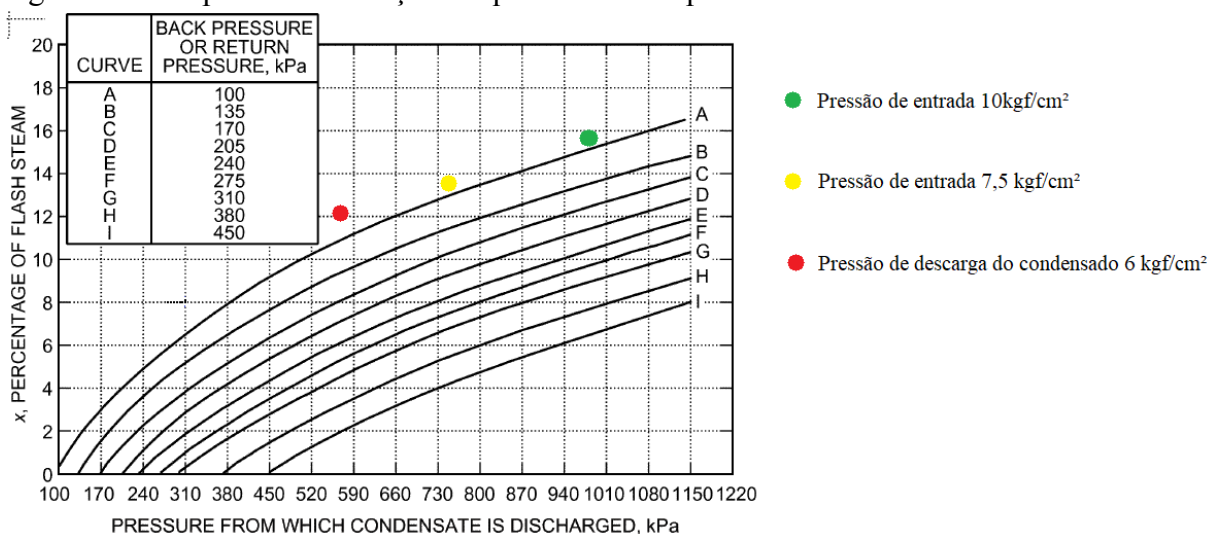
Tabela 1. Vapor instantâneo do purgador de vapor na queda de pressão. Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook, 2017.

Supply Pressure, kPa (gage)	Return Pressure, kPa (gage)	x , Fraction Vapor, Mass Basis	V_c , Fraction Vapor, Volume Basis
35	0	0.016	0.962
103	0	0.040	0.985
207	0	0.065	0.991
345	0	0.090	0.994
690	0	0.133	0.996
1030	0	0.164	0.997
690	103	0.096	0.989
1030	103	0.128	0.992

Pode-se perceber que em variadas condições pressões de entrada de vapor e pressão da linha de retorno próxima à atmosférica, o líquido coletado pelos purgadores de vapor apresenta proporções próximas, tanto em x quanto em V_c . A tabela também mostra que após a entrada na linha de retorno o vapor instantâneo representa no máximo cerca de 16% da massa, porém pode ocupar mais de 99% do volume presente nos dutos.

Através da Fig. 2 pode ser estimada a pressão de retorno causada pela expansão do vapor instantâneo nas linhas de retorno de condensado, desde que sejam conhecidos a pressão na qual o condensado está sendo descarregado e a proporção mássica de vapor instantâneo no condensado.

Figura 2. Carta para determinação de qualidade do vapor instantâneo.



Os pontos marcados no gráfico serão discutidos na seção 4.2.

4. RESULTADOS

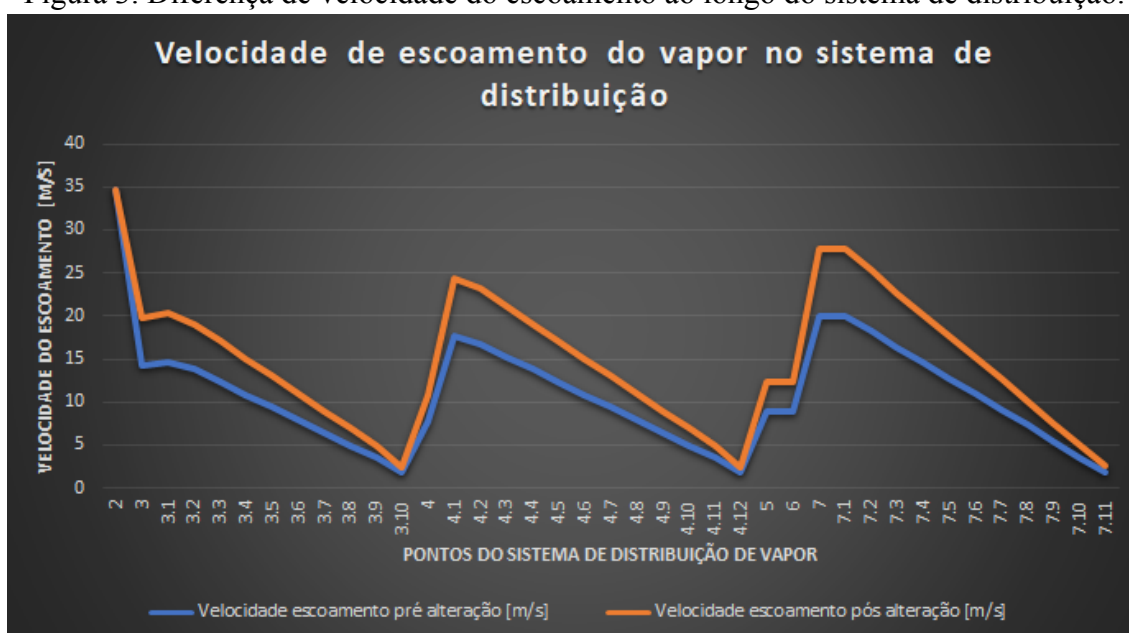
4.1 VELOCIDADE E PRESSÃO

As vazões máximas para cada equipamento instalado podem ser consultadas no anexo 2. A vazão de vapor em cada seção da rede de distribuição é calculada então como o somatório das vazões máximas de todas as máquinas a jusante de determinado ponto.

O diâmetro da tubulação em cada ponto foi obtido pela planta baixa do sistema de distribuição de vapor, tais valores podem ser encontrados também no apêndice.

Com estas informações e através da Eq.2 é possível então calcular a velocidade do escoamento em cada ponto, como exibido na Fig. 3.

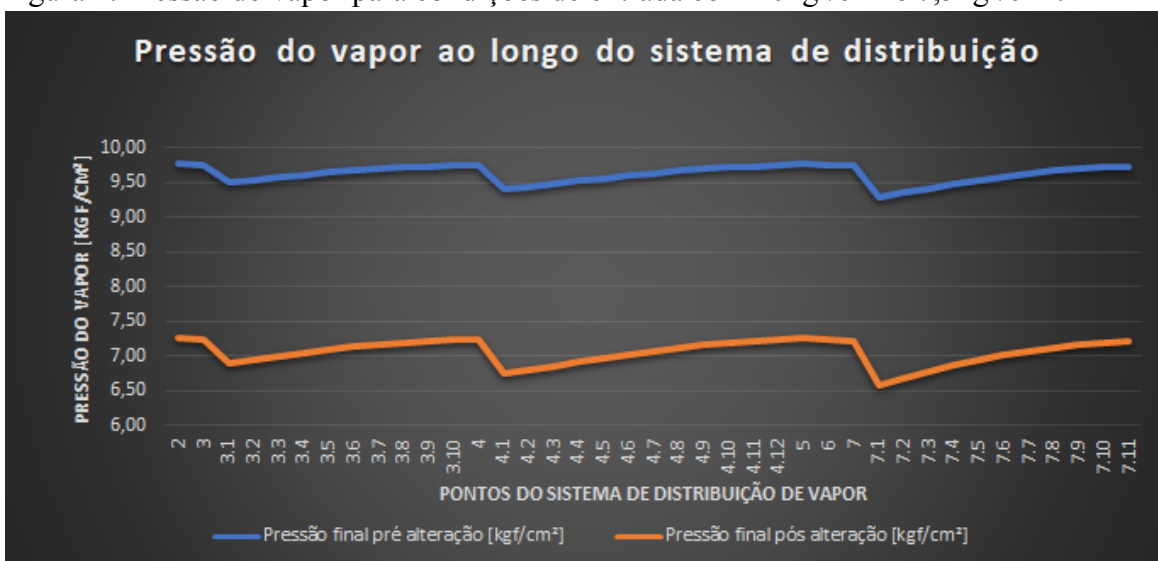
Figura 3. Diferença de velocidade do escoamento ao longo do sistema de distribuição.



Com a redução na pressão de entrada de vapor nota-se um aumento da velocidade do escoamento em alguns pontos, chegando a ultrapassar 24m/s o que é esperado devido à relação inversamente proporcional entre pressão e volume específico para vapor saturado.

A Eq.1 permite calcular a perda de carga em cada seção individualmente, este valor é então aplicado em Eq. 5, que permite calcular a pressão do vapor em cada ponto definido na rede de distribuição. Valores calculados para ambas condições de entrada analisadas são exibidos na Fig. 4.

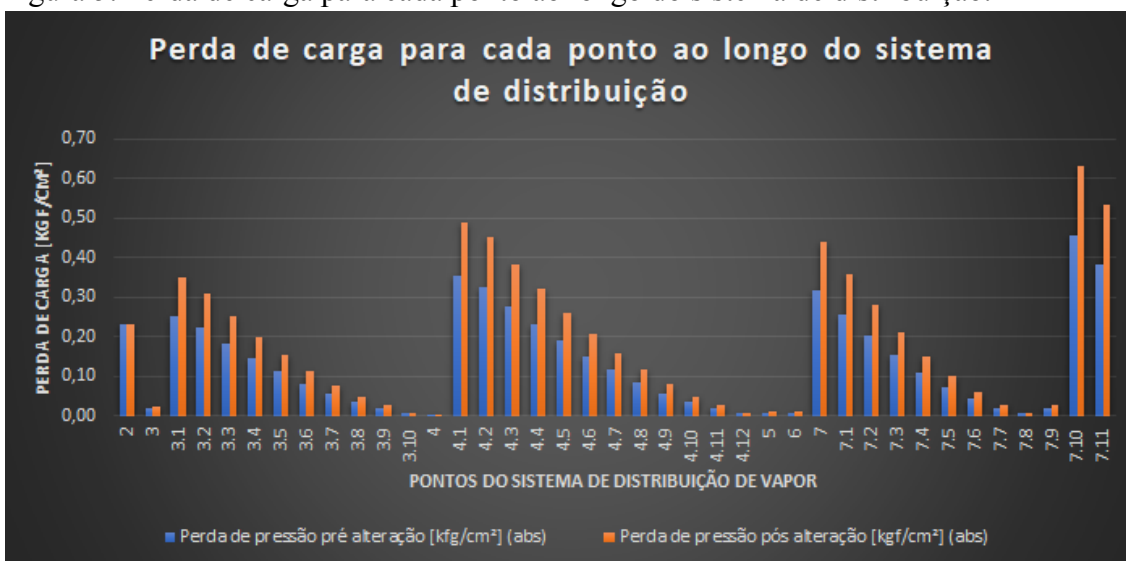
Figura 4. Pressão do vapor para condições de entrada com 10kgf/cm² e 7,5kgf/cm².



Como mostrado pela Fig. 4, calcula-se que em momento algum a pressão do vapor estará abaixo de 6 kgf/cm² mesmo reduzindo-se a pressão de entrada. As oscilações bruscas de pressão devem-se a válvulas reguladores de pressão e reduções no diâmetro, que conferem maiores *Leq* e portanto perda de carga aumentada.

A Fig. 5 evidencia o comportamento da perda de carga para cada condição de entrada. Nota-se os picos de ΔP coincidentes com picos de velocidade, exceto em 7.10 e 7.11, onde são causados por estações de purga no final da rede de distribuição. Nesta figura nota-se ainda uma diferença de ΔP máximo de aproximadamente 38,5%, porém mesmo assim inferior a 0,2 kgf/cm² entre as duas condições de entrada e inferior a 0,65 kgf/cm² de valor máximo.

Figura 5. Perda de carga para cada ponto ao longo do sistema de distribuição.



4.2 CONDENSADO

Todo o vapor gerado na caldeira e enviado à rede de distribuição será transformado em condensado, seja através dos trocadores de calor ou por perda de energia ao longo da rede de distribuição. Porém, quando este condensado passar para pressão atmosférica, ocorrerá a formação de vapor instantâneo, que ocupará um volume ainda maior por estar a baixa pressão.

A condição do condensado pode ser calculada pelas Eq. 7 e Eq.8 para as duas condições de pressão de entrada estudadas e principalmente para pressão na qual o vapor passará pelo processo nos trocadores de calor, regulada em 6 kgf/cm².

É importante notar que por este motivo, o condensado originário dos trocadores de calor não terá sua qualidade alterada seja qual for a pressão de entrada na linha de vapor. Somente a parte do condensado purgado diretamente das tubulações sofrerá alterações em sua qualidade.

Valores calculados buscando as propriedades termodinâmicas de entrada e saída em tabelas termodinâmicas, exibidos na Tab 2.

Tabela 2. Vapor instantâneo oriundo dos purgadores frente à perda de carga máxima.

Pressão de entrada [kPa]	Pressão de retorno [kPa]	x , Fração mássica de vapor	V_c Fração volumétrica de vapor
980,66	0	0,1486	0,997
735,5	0	0,1372	0,996
588,4	0	0,1237	0,995

Os pontos encontrados na Tab. 2 podem ser marcados no gráfico da Fig. 2 para que se possa ter uma compreensão de como se comporta a pressão de retorno de condensado para os casos estudados.

5. ALTERNATIVAS VIÁVEIS

Os resultados encontrados mostram a proposta estudada como pouco efetiva para o objetivo de redução de custos com a utilização de vapor. Porém existem algumas boas práticas exercidas no ramo de vapor que podem nos levar a alcançar condições de operação econômicas, principalmente focadas na minimização das perdas energéticas.

Dentre estas práticas pode-se citar;

- Maximizar o retorno de condensado para a caldeira, eliminando vazamentos na linha e reduzindo a perda de temperatura para o meio, evita o uso de água fria para alimentar a caldeira, o que aumentaria o consumo de combustível.
- Executar o procedimento de descarga da caldeira para limpeza dos depósitos que se formam nas tubulações da maneira correta, para evitar desperdícios, e aproveitar essa energia para pré-aquecer a água que está entrando na caldeira.
- Ter certeza de que as válvulas e os purgadores instalados na linha estão dimensionados para o regime de trabalho do sistema, e principalmente garantir que não há vazamentos nem componentes com mau funcionamento.
- Garantir que o equipamento medidor de vazão do vapor esteja calibrado corretamente. Como o vapor altera seu volume específico de acordo com a pressão a qual está

submetido, é importante aferir qual a pressão que está efetivamente sendo recebida, pois se estiver menor do que o contratado, a medição de vazão irá indicar um valor maior do que o correto. Deve-se fazer a compensação por variação de pressão.

Outra possibilidade de adequação envolve a substituição de partes das tubulações e por consequência dos acessórios e conexões nelas instaladas por peças de maior diâmetro. Esta alteração deverá ser realizada para que se reduza a velocidade do escoamento em seções que apresentam velocidades elevadas, como as 2, 3, 4 e 7.

Os diâmetros indicados para tais seriam 8, 5, 5 e 5 polegadas respectivamente, que correspondem a um tamanho acima dos utilizados atualmente para tubulações schedule 40, que é o padrão utilizado e mais facilmente encontrado comercialmente.

6. CONCLUSÃO

O primeiro efeito encontrado da redução na pressão de entrada na rede de distribuição de vapor é o aumento da velocidade do escoamento, ultrapassando 24m/s em alguns pontos e por isto trazendo aceleração dos processos erosivos, redução da vida útil das instalações e tornando a operação potencialmente ruidosa.

Este aumento da velocidade afeta diretamente a perda de carga, que sofre alteração de aproximadamente 38,5% em todos os pontos. Como as perdas de carga em geral são relativamente baixas para ambas as condições estudadas e não são suficientes para reduzir a pressão do vapor a patamares abaixo de 6 kgf/cm² estabelecido pelas válvulas reguladoras de pressão, pode-se dizer que este não seria um empecilho para a alteração de pressão de entrada.

Ao analisar-se a Tab. 2 percebe-se que a variação da fração volumétrica de condensado na forma de vapor altera-se extremamente pouco (aprox. 0,01%), enquanto a fração mássica de vapor reduz até de 16,7% entre a pressão de entrada e a pressão de descarga do condensado. Na Fig. 2 observa-se esta variação de x seguindo uma tendência muito próxima à curva de pressão de retorno equivalente a 100 mPa.

Pode-se dizer então que segundo as hipóteses aplicadas, a vazão de condensado manteria características similares ao do projeto original caso fosse reduzida a pressão de entrada. Não necessitando de alterações por parte do sistema de distribuição de vapor.

É importante salientar que, como visto, a vazão de vapor permanece a mesma para as condições estudadas, então o maior benefício trazido pela redução da pressão de entrada no sistema de distribuição de vapor seria a possibilidade de reduzir-se o consumo de combustível na geração deste vapor, já que a entalpia de vaporização é menor para menores pressões. No entanto, serão necessários estudos específicos a respeito das especificidades de operação de tal caldeira para que se possa garantir uma economia de energia sem efeitos colaterais danosos à rede de vapor como um todo.

Conclui-se por este estudo que a redução da pressão de trabalho sobre a rede de distribuição de vapor estudada seria não seria tecnicamente viável devido aos riscos e prejuízos potenciais trazidos por condições de velocidade de escoamento acima de níveis recomendados, a não ser que sejam realizadas substituições de parte da infraestrutura responsável pela distribuição. Seria indispensável um estudo dedicado a aprofundar-se sobre a viabilidade econômica de tais alterações a curto e médio prazo.

Além disto, outros futuros trabalhos visando economia com vapor poderiam ser voltados a estudar a possibilidade da utilização do vapor instantâneo oriundo da descarga dos equipamentos da produção em outras aplicações que exijam menor temperatura de entrada.

Por exemplo, avaliar se o vapor rejeitado pelos equipamentos de produção poderia ser redirecionado para os equipamentos de climatização, os quais demandam pressão mínima significativamente inferior.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE Handbook Fundamentals; **“Pipe design”**, capítulo 22, 2017.

Borgnakke, Claus, Sonntag, Richard E.; **“Fundamentos da Termodinâmica”**, John Wiley & Sons, INC, 8ª edição, 2018.

Fox, McDonald, Pitchard.; **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**, John Wiley & Sons, INC, 8ª edição, 2011.

Macintyre A. J.; **“Bombas e Instalações de Bombeamento”**, LTC, 2ª edição , 1997.

Plumbing Supplies, **“Friction Loss Tables”**,

<https://www.plumbingsupply.com/ed-frictionlosses.html>. Acessado em 23/09/2021.

Mojtaba Sabet; **“Industrial steam systems, fundamentals and best design practices”**, CRC Press, 1ª edição, 2016.

Neutrium, **“Pressure loss from fittings - equivalent length method”**,

<https://neutrium.net/fluid-flow/pressure-loss-from-fttings-equivalent-length-method/>.

Acessado em 30/09/2021.

Plumbing Supply, **“Friction loss tables”**,

<https://www.plumbingsupply.com/ed-frictionlosses.html>. Acessado em 30/09/2021.

Schroeder, Francisco Carlos. **“Levantamento em campo da rugosidade equivalente de tubos metálicos”**. 2011. 167 p. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Campinas, SP.

Spirax Sarco, **“Steam Distribution”**,

<https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-distribution/introduction-to-steam-distribution#article-top>. Acessado em 23/09/2021.

Sousa, J. et al; **“An explicit solution of the Colebrook-White equation through simulated annealing”**, Water industry systems: modelling, optimization and applications, vol. 2, Baldock, England, Research Studies Press, 1999.

US. Department of Energy, **“Steam Pressure Reduction: Opportunities and Issues”**, 2005.

ANEXO 1

Coeficientes L/D de comprimentos equivalentes para curvas, válvulas e acessórios de diferentes diâmetros nominais;

Tabela 2. Comprimentos equivalentes de curvas e acessórios.

DN [pol.]	Curva 90° (raio longo)	Curva 90°	Bifurcação "T" Passante	Bifurcação "T" Lateral	Válvulas de Alívio	Válvulas Esféricas	Redução	Purgador de 4"	Purgador de 3/4"	Filtro Y
6	3,4	4,3	3,4	10	76,20	1,1	1,12	3,4	0	110
4	2,1	2,8	2,1	6,7	50,80	0,7	0,9	2,1	0	60
3	1,6	2,1	1,6	5,2	38,10	0,5	0,78	1,6	0	40
2 1/2	1,3	1,7	1,3	4,3	31,75	0,45	0,71	1,3	0	20
2	1,1	1,4	1,1	3,5	25,40	0,4	0,64	1,1	0	14
1 1/2	0,9	1,1	0,9	2,8	19,05	0,3	0,38	0,9	0	10
1	0,5	0,7	0,5	1,7	12,70	0,2	0,16	0,5	0	5
3/4	0,4	0,6	0,4	1,4	9,53	0,1	0,29	0,4	0	4

ANEXO 2

Especificações dos equipamentos do setor de produção alimentados pelo sistema de distribuição de vapor.

Rotomec 1	
Potência (kw)	70
Pressão de Trabalho (bar)	6
Capacidade (litros)	NA
Fluído	Vapor
Pressão do Projeto (kgf/cm ²)	8
Série	65701 - Casa - 55284
Quant. Em máquina (unid.)	10
Localização em Máquina	Pré- Condicionadora
Vazão	91,42490643
Vazão + Margem [kg/h]	155,4223409

Rotomec 2	
Potência (kw)	70
Pressão de Trabalho (bar)	6
Capacidade (litros)	NA
Fluído	Vapor
Pressão do Projeto (kgf/cm ²)	8
Série	65701 - Casa - 55284
Quant. Em máquina (unid.)	12
Localização em Máquina	Pré- Condicionadora
Vazão	91,42490643
Vazão + Margem [kg/h]	155,4223409

Bobst 3	
Potência (kw)	140
Temperatura de Trabalho (°C)	6
Capacidade (litros)	NA
Fluído	Vapor
Pressão do Projeto (kgf/cm ²)	16
Série	200081131
Quant. Em máquina (unid.)	11
Localização em Máquina	Unidade 1 a 11
Vazão	182,8498129
Vazão + Margem [kg/h]	310,8446819

LA-DG-09	
Potência (kw)	97
Pressão de Trabalho (bar)	2,5
Capacidade (litros)	NA
Fluído	Vapor
Pressão do Projeto (kgf/cm ²)	-
Série	-
Quant. Em máquina (unid.)	2
Localização em Máquina	Lavadora de gases
Vazão	91,42490643
Vazão + Margem [kg/h]	200

APÊNDICE 1

Principais características do sistema de distribuição de vapor e principais resultados obtidos avaliando-se a possibilidade de redução na pressão de entrada de vapor.

Ponto	Diâmetro [m]	Comprimento Equivalente [m]	Vazão [kg/h]	Velocidade [m/s]	Pressão Resultante [kgf/cm ²]
entrada	0,1524	-	8915,00	34,687	7,5
2	0,1524	90,2	8915,00	34,687	7,27
3	0,1524	26,9	5505,0000	19,829	7,24
3.1	0,1016	221,1	2500,00	20,317	6,89
3.2	0,1016	219,6	2350,0000	19,098	6,94
3.3	0,1016	223,7	2100,00	17,066	6,99
3.4	0,1016	227,8	1850,0000	15,034	7,04
3.5	0,1016	231,9	1600,00	13,003	7,09
3.6	0,1016	236,0	1350,0000	10,971	7,13
3.7	0,1016	240,1	1100,00	8,939	7,17
3.8	0,1016	244,2	850,0000	6,908	7,20
3.9	0,1016	248,3	600,00	4,876	7,22
3.10	0,1016	252,4	300,0000	2,438	7,24
4	0,1524	12,8	3005,00	10,854	7,24
4.1	0,1016	215,9	3005,0000	24,431	6,75
4.2	0,1016	220,0	2850,00	23,170	6,79
4.3	0,1016	224,1	2600,0000	21,138	6,86
4.4	0,1016	228,2	2350,00	19,105	6,92
4.5	0,1016	232,3	2100,0000	17,073	6,98
4.6	0,1016	236,4	1850,00	15,040	7,03
4.7	0,1016	240,5	1600,0000	13,008	7,08
4.8	0,1016	244,6	1350,00	10,975	7,12
4.9	0,1016	248,7	1100,0000	8,943	7,16
4.10	0,1016	252,8	850,00	6,910	7,19

4.11	0,1016	256,9	600,0000	4,878	7,21
4.12	0,1016	261,0	300,00	2,439	7,23
5	0,1524	27,2	3410,0000	12,283	7,26
6	0,1524	26,9	3410,00	12,296	7,25
7	0,1016	9,5	3410,00	27,696	7,22
7.1	0,1016	215,9	3410,0000	27,781	6,59
7.2	0,1016	220,0	3100,00	25,256	6,69
7.3	0,1016	224,1	2790,0000	22,730	6,78
7.4	0,1016	228,2	2480,00	20,205	6,87
7.5	0,1016	232,3	2170,0000	17,679	6,94
7.6	0,1016	236,4	1860,00	15,153	7,01
7.7	0,1016	240,5	1550,0000	12,628	7,07
7.8	0,1016	244,6	1240,00	10,102	7,12
7.9	0,1016	248,7	930,0000	7,577	7,16
7.10	0,1016	252,8	620,00	5,051	7,19
7.11	0,1016	256,9	310,0000	2,526	7,21

APÊNDICE 2

Desenho esquemático da planta baixa representando a rede de distribuição de vapor estudada com as demarcações das seções de subdivisão;

Figura 6. Planta esquemática da rede de distribuição de vapor instalada exibindo subdivisões adotadas, escala indicada. Fonte: Autor, 2021.

