

**BRUNO GUILHERME FERREIRA**

**ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DA GERAÇÃO E  
DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR PARA UMA INDÚSTRIA  
ALIMENTÍCIA**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2018**

**BRUNO GUILHERME FERREIRA**

**ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO DA GERAÇÃO E  
DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR PARA UMA INDÚSTRIA  
ALIMENTÍCIA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Faculdade de Engenharia Mecânica como  
requisito parcial para a obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno P. Antunes**

**UBERLÂNDIA - MG**

**2018**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus, pela oportunidade de realizar minha graduação com tanto sucesso. Agradeço também aos meus pais e a minha irmã que me deram toda a estrutura familiar e apoio durante minha graduação. Por fim agradeço ao meu orientador pela oportunidade de realizar este trabalho e aos meus amigos que foram fundamentais no meu crescimento pessoal e profissional deste período tão importante da minha vida, especialmente ao Breno, à Ingrid e à Victoria por estarem ao meu lado.

FERREIRA, B. G. **Análise e desenvolvimento de uma tubulação de vapor para uma indústria alimentícia**. 2018. 78p. Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, Brasil.

## RESUMO

Para que uma indústria do ramo alimentício se mantenha competitiva no mercado atualmente é fundamental otimizar toda a cadeia de produção, tendo em vista ter um custo mínimo e ter características sustentáveis. Dessa forma, a análise da eficiência energética das linhas de distribuição de vapor se torna fundamental não só visando gerar os menores custos, mas também devido à importância desta para a segurança da planta. A partir de uma análise de eficiência foi realizado o redimensionamento da linha de distribuição principal e de uma das linhas de distribuição secundária. Para o redimensionamento foram utilizadas equações consagradas no meio industrial e seus resultados foram comparados com indicações de fabricantes, principalmente no dimensionamento do isolante térmico. Os cálculos definiram uma tubulação de 12 polegadas de diâmetro para a linha principal com 2 polegadas de isolamento de hidrossilicato de cálcio e de 4 polegadas para a linha secundária com 1 polegada do mesmo isolante térmico. Foi possível concluir que os resultados encontrados foram condizentes com o que é adotado comercialmente e que esses dados encontrados na literatura são até um pouco conservadores, no que diz respeito ao dimensionamento do isolante térmico.

---

**Palavras chave:** Vapor, Dimensionamento, Fenômenos de Transporte.

FERREIRA, B. G. **Sizing and Analysis of a Steam Distribution System In a Food Industry**  
2018. 78p. Completion of Course Work, Federal University of Uberlândia, Uberlândia.

### **ABSTRACT**

In order to remain competitive in the Market nowadays a food industry have to optimize the entire production chain, starting minimum production cost and having sustainable characteristics. Thus, the analysis of the energy efficiency of the steam distribution lines becomes fundamental not only to generate lower costs, but also due to the importance on the safety of the plant. From an efficiency analysis, the main distribution line and one of the secondary distribution lines were sized. For the sizing, consecrated equations in the industrial environment were used and its results were compared with indications of manufacturers, mainly in the dimensioning of the thermal insulation. The calculations defined a pipe 12 inches in diameter for the main line with 2 inches of calcium hydrosilicate insulation and 4 inches for the secondary line with 1 inch of the same compound to insulate. It was possible to conclude that the results found were consistent with what is adopted commercially and that these data found in the literature are somewhat conservative, regarding the dimensioning of the thermal insulation.

---

**Keywords:** Steam; Sizing; Transport Phenomena.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Curva de cozimento linguiça tipo calabresa.....	15
Figura 2 – Estufa de cozimento Maurer-Atmos .....	17
Figura 3 - Foto da caldeira na indústria analisada.....	18
Figura 4 - Foto do sistema de exaustão da caldeira analisada.....	19
Figura 5 - Posicionamento dos purgadores nas linhas de vapor para drenagem .....	21
Figura 6 - Exemplificação do posicionamento dos purgadores .....	22
Figura 7 - Exemplo de um purgador termostático. ....	23
Figura 8 - Filtro provisório .....	24
Figura 9 - Filtros permanentes. ....	24
Figura 10 - Exemplo de uma lira de dilatação (também chamada de ferradura). ....	27
Figura 11 - A esquerda como deve ser posicionado um ramal e a direita como não ser feito.....	28
Figura 12 - Exemplos de redução excêntrica a esquerda e concêntrica a direita.....	28
Figura 13 - Exemplificação de posicionamento de um dreno e um respiro. ....	29
Figura 14 - Forma utilizada para encontrar a perda de carga .....	33
Figura 15 - Ilustração dos pontos analisados para instalação do isolamento térmico .....	35
Figura 16 - Diagrama de Moody para linha de vapor primária .....	47
Figura 17 - Diagrama de Moody para linha de vapor secundária .....	48
Figura 18 – Comparativo para determinação da espessura ótima de isolamento térmico na linha primária .....	54
Figura 19 - Comparativo para determinação da espessura ótima de isolamento térmico na linha primária .....	55
Figura 20 - Curva de funcionamento do purgador selecionado para a linha primária .....	57
Figura 21 - Curva de funcionamento do purgador selecionado para a linha secundária .....	57

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados da caldeira utilizada na indústria.....	19
Tabela 2 - Características dos purgadores .....	23
Tabela 3 - Descrição dos principais isolamentos utilizados em instalações de vapor .....	26
Tabela 4 - Velocidades usuais nas linhas de vapor. ....	32
Tabela 5 - rugosidades médias absolutas de alguns materiais .....	34
Tabela 6 - Recomendações para dimensionamento das bacias de condensado.....	44
Tabela 7 - Estado do vapor inicial nas tubulações analisadas.....	45
Tabela 8 - Valores utilizados para encontrar o diâmetro correto para a tubulação primária .....	46
Tabela 9 - Diâmetro mais próximo encontrado comercialmente e velocidade na tubulação primária	46
Tabela 10 - Descrição dos componentes que impactam no comprimento equivalente .....	46
Tabela 11 - Dados utilizados para encontrar o número de Reynolds no escoamento .....	47
Tabela 12 - Dados utilizados para encontrar a perda de pressão nas tubulações.....	48
Tabela 13 - Resultantes da perda de pressão na linha de vapor principal e secundária. ....	49
Tabela 14 - Variáveis de entrada para o cálculo de espessura do isolamento térmico.....	49
Tabela 15 – Temperatura do filme de ar que envolve o isolamento da tubulação na linha principal .	49
Tabela 16 - Temperatura do filme de ar que envolve o isolamento da tubulação na linha secundária	50
Tabela 17 - Propriedades do ar que envolve o isolamento da tubulação .....	50
Tabela 18 - Parâmetros adimensionais e resultados para a determinação do isolamento na linha principal.....	51
Tabela 19 - Parâmetros adimensionais e resultados para a determinação do isolamento na linha secundária .....	51
Tabela 20 - Dados relacionados para encontrar a perda de capital com relação a eficiência da caldeira .....	52
Tabela 21 - Dados relacionados a perda de capital em 1 ano para a linha principal.....	52
Tabela 22 - Dados relacionados a perda de capital em 1 ano para a linha secundária .....	53
Tabela 23 - Custos relacionados a instalação do isolante térmico para a linha principal.....	53
Tabela 24 - Custos relacionados a instalação do isolante térmico para a linha secundária .....	53
Tabela 25 - Dados utilizados para determinar a espessura ótima de isolamento na linha principal ...	54
Tabela 26 - Dados utilizados para determinar a espessura ótima de isolamento na linha secundária	55
Tabela 27 - Valores recomendados pelo fabricante para isolamento adequado em tubulações de vapor .....	55
Tabela 28 - Dados utilizados para dimensionamento do purgador .....	56
Tabela 29 - Dimensões encontradas para a bacia de condensado .....	58
Tabela 30 - Dados fornecidos pelo fabricante das válvulas de esfera da linha de dreno .....	58
Tabela 31 - Dados fornecido pelo fabricante para o visor de fluxo .....	58

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Q$	Vazão volumétrica do fluido
$\dot{m}$	Vazão mássica do fluido
$v$	Volume específico do vapor
$d$	Diâmetro da tubulação
$V$	Velocidade do fluido
$Re$	Número de Reynolds
$\rho$	Massa específica
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\Delta_p$	Variação de pressão na tubulação
$L$	Comprimento da tubulação
$g$	Aceleração da gravidade
$f$	Fator de atrito
$k$	Condutividade térmica
$A$	Área da seção transversal da tubulação
$dT$	Variação de temperatura
$dr$	Variação do raio
$q$	Taxa de transferência de calor
$r_2$	Raio interno da tubulação
$U_j$	Coefficiente global de troca térmica
$r_3$	Raio externo da tubulação
$r_4$	Raio do isolamento
$T_1$	Temperatura do vapor

$T_2$	Temperatura interna da tubulação
$T_3$	Temperatura externa da tubulação
$T_4$	Temperatura externa do isolamento
$T_5$	Temperatura do ar
$q_{total}$	Taxa total de transferência de calor
$q_{1-2}$	Taxa de transferência de calor dentro da tubulação
$q_{2-3}$	Taxa de transferência de calor na tubulação
$q_{3-4}$	Taxa de transferência de calor no isolamento
$q_{4-5}$	Taxa de transferência de calor do isolamento para o ambiente
$h_{1-2}$	Coef. de transferência de calor por convecção no interior do tubo
$k_{2-3}$	Coef. de transferência de calor por condução na tubulação
$k_{3-4}$	Coef. de transferência de calor por condução do isolamento
$h_{4-5}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção para o ambiente
$A_2$	Área transversal da tubulação
$A_4$	Área transversal da tubulação com o isolamento
$U_3$	Coeficiente global de transferência de calor sem isolamento
$U_4$	Coeficiente global de transferência de calor com isolamento
$Nu$	Número de Nusselt
$Ra$	Número de Rayleigh
$Gr$	Número de Grashof
$Pr$	Número de Prandtl
$cp$	Calor específico a pressão constante
$\beta$	Coeficiente de dilatação térmica
$T_e$	Temperatura externa

$T_{\infty}$	Temperatura de referência
$\vartheta$	Viscosidade cinemática
$n_{MD}$	Eficiência pelo método direto
$\dot{m}_v$	Vazão mássica de vapor
$h_v$	Entalpia do vapor produzido
$h_a$	Entalpia da água de entrada
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível
$PC$	Poder calorífico do combustível
$C$	Quantidade total de condensado
$Q_a$	Quantidade de condensado formado pelo aquecimento da tubulação
$Q_s$	Quantidade de condensado formado por irradiação
$n$	Coefficiente de segurança
$w$	Peso unitário do tubo vazio
$N$	Número de minutos de duração do aquecimento dos tubos

## SUMÁRIO

CAPÍTULO I .....	12
CAPÍTULO II .....	14
2.1    Contextualização .....	14
2.2    Equipamentos: .....	16
2.2.1    Estufas: .....	16
2.2.2    Caldeira: .....	17
2.2.3    Distribuição de vapor: .....	20
2.2.4    Purgadores .....	21
2.2.5    Filtros.....	24
2.2.6    Isolamento Térmico .....	25
2.3    Dilatação da Tubulação .....	27
2.4    Detalhes No Projeto De Tubulações.....	28
CAPÍTULO III .....	31
3.1    Diâmetro da tubulação:.....	31
3.2    Perda de carga:.....	33
3.3    Determinação da espessura econômica do isolamento .....	35
3.4    Determinação do custo associado a perda de calor .....	41
3.5    Relação de custo entre o gasto energético e o preço do isolamento.....	42
3.6    Dimensionamento dos purgadores.....	42
CAPÍTULO IV .....	45
CAPÍTULO V .....	59
CAPÍTULO VI .....	61
ANEXOS .....	63

## **CAPÍTULO I**

### **INTRODUÇÃO**

A indústria alimentícia é um ramo das atividades industriais que mais cresce e se desenvolve a medida que a globalização e as cadeias de abastecimento tornam-se mais complexas e orientadas por uma demanda mundial crescente, desta forma as noções básicas de produtividade e de utilização dos recursos não são mais suficientes. Para que uma indústria do ramo alimentício seja competitiva é necessário que as perdas de energia durante o processo de fabricação sejam mínimas, dessa forma é fundamental que as unidades produtivas sejam constantemente atualizadas. O consumo energético sempre possuiu grande relevância devido ao impacto deste gerado no custo da produção. Deste modo, a gestão energética atual busca reduzir o custo produtivo, lembrando sempre que essa redução também busca causar menor impacto social e ambiental possível.

O vapor é uma fonte de energia fundamental no ramo alimentício, nesta indústria ele é usado não somente para a geração de trabalho mecânico e de energia elétrica, mas também nos processos de cozimento e higienização dos setores, se tornando necessário para manutenção da qualidade dos produtos entregues a mesa do consumidor e a manutenção das condições sanitárias para a produção de alimentos. A distribuição de vapor é um processo crítico na indústria em geral uma vez que há muitas perdas inerentes ao processo através da formação de condensado ao longo do transporte do vapor. Além disso a criticidade deste processo se deve ao fato de que as linhas são geralmente pressurizadas e oferecem riscos aos funcionários em caso de acidentes. Portanto, é necessário que as linhas de vapor sejam muito bem dimensionadas tanto para a segurança dos funcionários quanto para a eficiência do processo produtivo.

Uma das grandes vertentes da indústria alimentícia é a produção de embutidos, entre esses será discutido o método de cozimento da linguiça calabresa produzida pela BRF na planta

de Uberlândia em Minas Gerais. Para esse processo é fundamental a geração e distribuição de vapor, assim, esse trabalho visa analisar e redimensionar a linha principal e uma das linhas secundárias de distribuição de vapor da planta que direciona o vapor diretamente para as estufas de cozimento da linguiça calabresa, buscando aumentar a eficiência do sistema, reduzir o custo de produção e os impactos ambientais causados pela queima de combustível para a geração de vapor. Para facilitar a visualização do trabalho e também ilustrar a planta utilizada neste trabalho também haverá um desenho representativo da tubulação, buscando facilitar o entendimento das dimensões e representação do problema como um todo.

## **CAPÍTULO II**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A seguir será apresentada uma revisão bibliográfica sobre definições, especificações e esclarecimentos associados ao projeto. Também serão apresentados os dados levantados dos equipamentos que serão a base dos cálculos descritos na metodologia e apresentados nos resultados.

#### **2.1 Contextualização**

Na indústria alimentícia o vapor além de ser utilizado para a geração de trabalho mecânico e de energia elétrica, é aproveitado nos processos de cozimento e higienização para a produção de produtos, como a linguiça calabresa, a qual é um produto obtido exclusivamente de carnes suína, curado, adicionado de ingredientes, devendo ter o sabor picante característico da pimenta calabresa submetidas ou não ao processo de estufagem ou similar para desidratação e ou cozimento, sendo o processo de defumação opcional.

Na produção da linguiça calabresa as peças passam para o processo de cozimento que é realizado em estufa contínua, com cozimento seguido por defumação e resfriamento. Caso as peças passem diretamente do embutimento para a estufa sem o repouso de aproximadamente 2 a 4 h, a fumaça da defumação não será tão eficiente, pois as peças estarão ainda úmidas, não aderindo corretamente a fumaça. Assim as gaiolas são armazenadas em uma sala refrigerada a 22°C por 2 horas.

As gaiolas são então dispostas nas estufas onde passarão por um processo de cozimento dividido em 11 estágios, sendo que esses se intercalam entre secagem e defumação até o estágio 10, entrando na etapa de cozimento. O tempo médio de cozimento é de 7 horas, sendo que o

produto deve sair em uma temperatura de 74°C, com tolerância de +1°C ou -1°C. Este tempo pode variar de 5 horas e meia até 7 horas, dependendo da quantidade de produto dispostas nas estufas. É importante também analisar se houve contato entre peças no cozimento, pois isso atrapalha a deposição de fumo e o cozimento da peça, que deverá ser reprocessada para ser embalada e vendida.

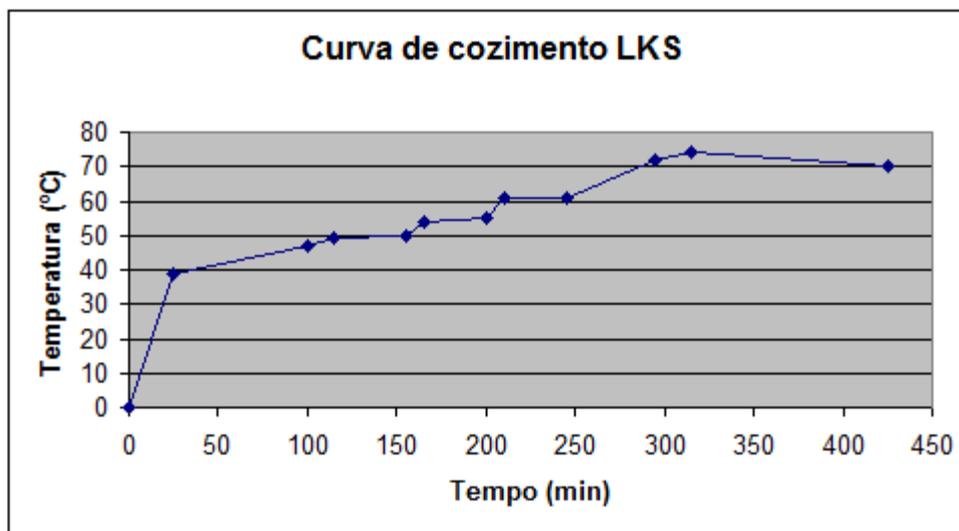


Figura 1 - Curva de cozimento linguiça tipo calabresa

Fonte: Sadia

No que diz respeito ao controle da qualidade deve-se abranger itens como: rotulagem, análises microbiológicas, sensoriais e físico-químicas. A garantia da qualidade é um sistema de proteção ao consumidor pois seu principal objetivo é o de assegurar, ao industrial, a fabricação de alimentos de excelente padrão.

O Departamento de Inspeção de Produtos de Origem Animal (DIPOA) baseia seu modelo de inspeção sanitária no que atualmente denomina-se de controle de processo. Em síntese, esses procedimentos fundamentam-se na inspeção contínua e sistemática de todos os fatores que, de alguma forma, podem interferir na qualidade higiênico-sanitária dos produtos expostos ao consumo da população (MAPA, 2005).

Nas modernas legislações de controle sanitário de alimentos entendem-se os programas de autocontrole como requisitos básicos para garantir a inocuidade dos produtos comestíveis. No DIPOA estes programas são os seguintes: Programa de procedimentos padrão de higiene operacional – PPHO, o Programa de Análise de Perigos e Pontos Críticos de Controle – APPCC e Boas Práticas de Fabricação – BPF (MAPA, 2005).

Para manter a indústria dentro do padrão de qualidade requerido é necessário o uso de programas de autocontrole, ligados ao próprio processo de fabricação e suas interações que

poderiam de alguma forma interferir na qualidade do produto. Os procedimentos são todos adotados pelo corpo de funcionários do setor da qualidade e são frequentemente revistos e melhorados além de acompanhados de perto através de planilhas e inspeções periódicas.

Podemos ver assim o quanto o processo produtivo da linguiça calabresa é dependente do fornecimento de vapor e o quanto é importante manter um alto padrão de qualidade neste processo. O setor produtivo da indústria analisada conta com 14 estufas de cozimento e defumação que juntas chegam a produzir cerca de 2000 toneladas de produto por mês em sua capacidade máxima. Por isso, fornecer vapor com qualidade e segurança é tão importante, visto que possíveis acidentes e paradas relacionadas a deficiência no fornecimento de vapor representam não só um risco para os funcionários e custos com manutenção como também podem representar grandes perdas de produto inacabado ou até mesmo provocar uma falta de produto no mercado em casos extremos.

## **2.2 Equipamentos:**

### **2.2.1 Estufas:**

Estufas industriais para cozimento e defumação são conhecidas pela sua alta produtividade e eficiência no cozimento de produtos industrializados. Para a aplicação no setor das linguiças calabresa as estufas possuem sistemas de monitoramento que controlam o ambiente interno de acordo com a quantidade de produto inserido para o cozimento e conta com sistemas muito eficientes para realizar a defumação das mesmas. A defumação pode ser feita usando diferentes sistemas que geralmente são comprados como *plug-ins* para as estufas. É possível utilizar fumaça líquida para realizar a defumação, processo simples em que não ocorre combustão pois o alcatrão líquido é comprado de fornecedores e é apenas diluído e borrifado nas linguiças. No entanto para o processo estudado são utilizados queimadores convencionais que queimam serragem de eucalipto. Os gases resultantes da queima passam por filtros que retiram boa parte de particulado e das impurezas que não podem entrar em contato com o produto e depois passam por uma serpentina que contém água gelada. Essa serpentina condensa os gases e assim se forma o alcatrão que é borrifado para dentro da estufa.

A estufa estudada também utiliza um sistema de aquecimento indireto por vapor. Isso significa que o vapor passa por uma serpentina localizada na parte interna da estufa, que possui um forte sistema de ventilação para intensificar as trocas térmicas e transmitir calor de uma

forma mais uniforme para as estufas. O principal motivo para se utilizar um sistema de aquecimento indireto está no fato de que as tubulações de distribuição de vapor podem soltar resíduos impróprios para o consumo e ocasionar na perda de produto.

Nas instalações utilizadas para o dimensionamento são usadas estufas da fabricante Maurer-Atmos modelo ASR- 72a1, que consomem uma média de 380kg/h de vapor e comportam cerca de 4 toneladas de produto por processo de cozimento. Para maiores informações, o catálogo das estufas encontra-se entre os anexos ao fim do trabalho.



Figura 2 – Estufa de cozimento Maurer-Atmos

Fonte: *Direct Industry* <http://www.directindustry.com/pt/prod/maurer-atmos/product-156245-1780273.html>. Acesso em 02 fev. 2018

### **2.2.2 Caldeira:**

Caldeira é um vaso de pressão com finalidade de gerar vapor devido a troca térmica entre água tratada e a combustão de um combustível (LEITE, et al., 2008). Durante essa troca térmica, a água que inicialmente se encontra em estado líquido passa para estado de vapor saturado ao receber calor dos gases provenientes da queima do combustível.



Figura 3 - Foto da caldeira na indústria analisada

*Fonte: Sathel Energia*

A partir de então, os gases de combustão são direcionados para seu descarte correto na atmosfera e o vapor vai ser distribuído em seus pontos de consumo na fábrica. O vapor gerado tem diferentes finalidades como ser utilizado para o funcionamento de equipamentos e também utilizado na higienização.

O motivo pelo qual a maioria das instalações industriais utiliza vapor saturado se deve ao fato de que esse se mantém com temperatura constante, na condensação, à pressão constante. A maioria dos equipamentos utiliza de vapor a temperaturas de no máximo 185 °C, que se refere a pressão de saturação de 10 bar, aproximadamente. Maiores temperaturas são possíveis de se alcançarem aumentando a pressão de saturação, porém o custo do gerador de vapor aumenta consideravelmente, uma vez que os materiais necessários para fabricação do sistema precisam ser mais robustos e de fabricação mais detalhada (BIZZO, 2018).

Por se tratar de uma máquina que trabalha com altas pressões e com produtos inflamáveis, é de extrema importância os cuidados diários com a mesma e com seus componentes, tanto na parte operacional quanto na parte técnica. E para garantir que a mesma esteja trabalhando em perfeitas condições, sem representar um perigo para quem está próximo à ela e à sua vizinhança, existem inspeções anuais com profissionais habilitados que qualificam sua funcionalidade.



Figura 4 - Foto do sistema de exaustão da caldeira analisada

Fonte: Sathel Energia

O sistema de geração de vapor abrange, além da caldeira, seus componentes, válvulas e tubulações de distribuição. Todos esses conjuntos citados são essenciais para garantir uma distribuição de qualidade com maior eficiência do sistema, sem perda de dinheiro e, principalmente, assegurando segurança.

O processo analisado utiliza-se uma caldeira da marca SATHEL S.A. do tipo aquatubular, sendo que parte dos gases resultantes da queima de combustíveis são utilizados para aquecer um balão de pré-aquecimento, fazendo com que a água entre em uma temperatura mais próxima da tubulação e evite choque térmico, que pode reduzir a vida útil do equipamento e também aumentando a eficiência da caldeira de forma geral.

Tabela 1 - Dados da caldeira utilizada na indústria

Fabricante	SATHEL Energia S.A.
MODELO	VUS-50
Tipo	Aquatubular
Combustível	Cavaco (lenha em cubos)
Pressão de operação	10,15 kgf/cm <sup>2</sup> (10 bar)
PMTA	21 kgf/cm <sup>2</sup> (20,594 bar)
Pressão teste hidrostático	31,5 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura máxima de operação	250 °C
Vazão máxima	50 ton/h
Temp água de alimentação	60°C
EFICIÊNCIA MÍNIMA ao PCI de 2800kcal/h	77,50%
Grelha tipo	Rotativa
Sistema de retenção de particulados	Multiciclone
Instalação	Ao tempo

### 2.2.3 Distribuição de vapor:

De forma geral a distribuição de vapor é feita através de tubulações soldadas ou flangeadas, que buscam obter uma vedação perfeita para se trabalhar em um sistema pressurizado. As tubulações costumam ser compostas por tubos sem costura, uma vez que estes apresentam uma chance muito menor de ter pequenos furos que podem condenar uma tubulação para distribuição de vapor. É possível classificar um tubo como um conduto fechado, oco, geralmente circular destinado ao transporte de fluidos. Já uma tubulação pode ser classificada como sendo o conjunto de tubos, conexões, válvulas e acessórios formando uma linha para a condução de fluidos (ZATTONI, 2008).

As tubulações de vapor são normalmente submetidas a pressões de projeto e a uma variação significativa de temperatura. Com isso, estão sujeitas a dilatações e contrações, devido a troca térmica sofrida durante o processo, exigindo assim uma análise da flexibilidade da rede, como o uso de juntas de expansão. Para evitar corrosões e ferrugem, as tubulações devem preferencialmente ser de aço carbono ou cobre. Além disso, o uso de isolamento térmico é indispensável, pois garante ainda perdas mínimas de calor por radiação (TELLES, 2012).

Ainda segundo Telles (2012) o dimensionamento de uma tubulação para transporte de vapor deve possuir um diâmetro que esteja de acordo com a sua vazão. Pois em uma tubulação subdimensionada (diâmetro menor do que o recomendado) a velocidade é intensificada podendo ocasionar um maior desgaste além de vapor insuficiente, golpes de aríete e até cavitação. Por outro lado, um superdimensionamento no diâmetro encarece o projeto com materiais e isolamentos, e podem aumentar a formação de condensado. Então é fundamental um equilíbrio no projeto de tubulações.

Caso a formação de condensado seja muito intensa, aliado com o subdimensionamento da linha de vapor, pode ocorrer o fenômeno da cavitação. Como consequência, quanto menor o diâmetro da tubulação maior a velocidade e menor a pressão.

Se o valor da pressão do escoamento for inferior à pressão de vapor do fluido na temperatura do escoamento, o líquido sofrerá uma vaporização (*flash*) parcial, formando bolhas de vapor que, ao se dirigirem para regiões de maior pressão, sofrem colapso. A cavitação provoca ruídos e vibrações o suficiente para danificar válvulas, tubulações e equipamentos acoplados a elas, em face da ação periódica dos pulsos de pressão que se propagam a partir do local em que as bolhas colapsam. Além disso, a formação das bolhas em áreas de seção mínima

impede o aumento significativo da vazão no sistema. Esses pulsos de pressão formados promovem um aumento significativo da resistência ao escoamento, diminuindo a capacidade de transporte da tubulação.

Devem ser evitadas ao máximo curvas para cima, que acumulam grande quantidade de condensado e serão frequentemente sujeitas a golpes de aríetes, o qual ocorre quando bolhas de vapor entranhadas no condensado ou formadas por vaporização rápida (*flashing*) adentram uma tubulação cheia de condensado em uma temperatura mais baixa. A remoção adequada do condensado levará à solução mais eficaz para esses problemas. Coletores de vapor devem ser instalados corretamente para que o condensado dentro das linhas de distribuição de vapor seja removido rápida e completamente.

Em linhas de distribuição de vapor compridas, mesmo uma ligeira elevação na tubulação pode resultar no golpe de aríete. Ao instalar uma tubulação utilizando a linha do teto ou o chão como referência, a inclinação da tubulação deve ser verificada novamente (TELLES, 2012).

#### 2.2.4 Purgadores

O emprego de purgadores se dá em dois casos típicos (ELETROBRAS, 2005): Eliminação do condensado formado nas tubulações de vapor em geral; e reter vapor nos aparelhos de aquecimento a vapor, deixando sair apenas o condensado.

Quando os purgadores são instalados em uma derivação da tubulação, sua função é de drenar a linha de vapor. Essa derivação deve sair do fundo do acumulador de condensado (*drip-pocket*) que é instalada na parte inferior da tubulação de vapor. A tubulação de entrada da válvula deve estar ligada diretamente ao fundo do acumulador. A Figura 5, representa a instalação de um purgador de drenagem (ELETROBRAS, 2005).

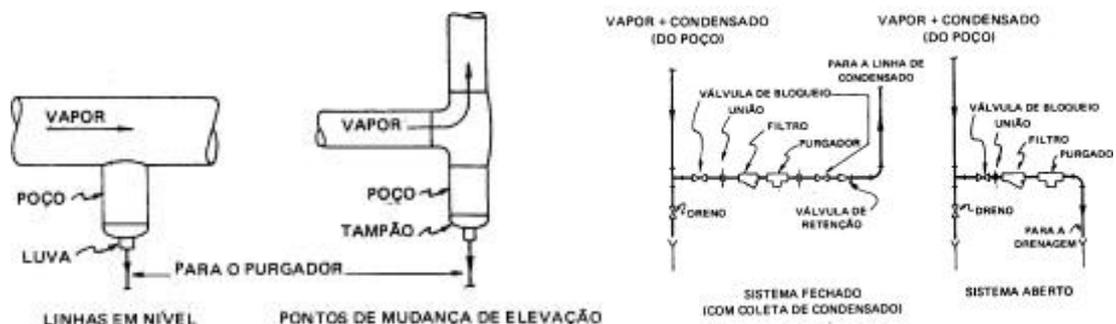


Figura 5 - Posicionamento dos purgadores nas linhas de vapor para drenagem

Fonte: ELETROBRÁS, 2005

Os principais fatores que influenciam na decisão de qual purgador utilizar são: Pressão e temperatura do vapor na entrada do purgador; Natureza da instalação e finalidade do purgador; Pressão e temperatura do condensado; Pressão na descarga do purgador; Quantidade de condensado a ser eliminado; Ação corrosiva ou erosiva do vapor ou condensado; Facilidade de manutenção. Além disso, é importante ressaltar onde é necessário colocar um purgador em uma linha de vapor. Para isso, é utilizada a figura 6.

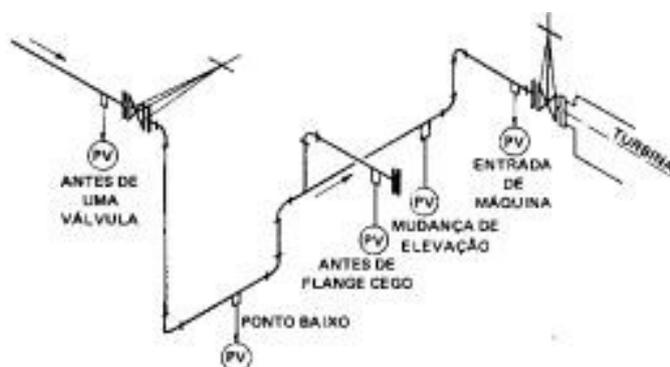


Figura 6 - Exemplificação do posicionamento dos purgadores

Fonte: ELETROBRÁS, 2005

É recomendável a colocação de um filtro imediatamente antes de cada purgador, os quais são obrigatórios antes dos purgadores do tipo bóia e termostáticos. Existem alguns purgadores que já possuem um filtro no próprio corpo, dispensando assim a instalação de um filtro externo.

Existem três tipos principais de purgadores que diferem entre si principalmente pela forma de acionamento. São classificados em: Termostáticos, mecânicos e termodinâmicas (TELLES, 2012)

Os termostáticos são acionados pela diferença de temperatura entre o vapor e o condensado, sensibilizado por um elemento termostático. Para o condensado ser eliminado da linha, ele deve estar abaixo da temperatura de saturação, ou seja, os purgadores vão reter esse condensado até que perca todo o seu calor sensível. O equipamento possui uma válvula que permanece aberta enquanto o condensado circula em seu interior. Tão logo o condensado seja totalmente eliminado o vapor começa a sair, por apresentar uma temperatura maior provoca a

dilatação do corpo termo sensível, fechando a sua saída (TELLES, 2012). A figura 7 representa o funcionamento de um purgador termostático, como descrito acima.

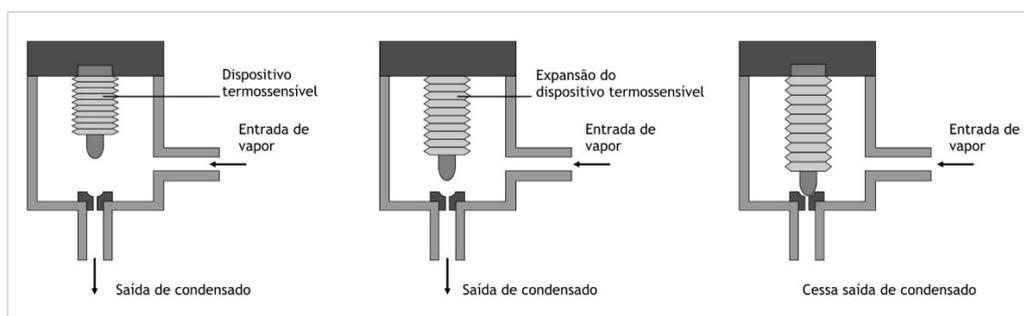


Figura 7 - Exemplo de um purgador termostático.

Fonte: <http://livresaber.sead.ufscar.br:8080/jspui/handle/123456789/599>

Já o purgador termodinâmico possui um funcionamento um pouco diferente. O condensado ao entrar pelo orifício central, move o disco para cima, e chega até ao canal de saída. Após o condensado atingir a temperatura do vapor, forma-se uma pequena quantidade de vapor flash no purgador. Ele então rapidamente preenche a câmara de controle que fica em cima do disco fazendo com que a força atuante pressione o disco, impedindo o fluxo. O purgador fechado espera até que a nova chegada do condensado sob o disco, não havendo energia suficiente que compense as perdas por irradiação do corpo do purgador. Então o vapor flash condensa, diminuindo a pressão. O purgador se abre e o ciclo começa novamente.

É possível observar na Tabela 2 e no anexo II um quadro resumo comparativo das principais características dos tipos mais importantes de purgadores de vapor e recomendações sobre seleção de purgadores para alguns casos típicos de emprego (ABRAMAN, 2010).

Tabela 2 - Características dos purgadores

Fonte: Eletrobras 2005

TIPO	Pressão Máxima do vapor (kg/cm <sup>2</sup> )	Capacidade máxima (kg/h)	Permite descarga contínua	Eliminação do ar	Resistência a golpes de aríete	Perdas de Vapor	Necessidade de manutenção
Bóia	35	50.000	Sim	Pode ser	Não	Pouca	Regular
Panela invertida	180	15.000	Não	Sim	Sim	Pouca	Bastante
Panela aberta	100	6.000	Não	Sim	Sim	Pouca	Bastante
Expansão metálica	50	4.000	Pode ser	Sim	Sim	Bastante	Regular
Expansão líquida	35	4.000	Pode ser	Sim	Não	Bastante	Regular
Expansão balanceada	35	1.000	Pode ser	Sim	Não	Bastante	Regular
Termodinâmico	100	3.000	Não	Sim	Sim	Regular	Quase
Impulso	100	5.000	Não	Não	Sim	Regular	Quase

### 2.2.5 Filtros

Os filtros (strainers, filters) são aparelhos separadores destinados a reter poeiras, sólidos em suspensão e corpos estranhos, em correntes de líquidos ou de gases. São de uso comum em tubulações industriais duas classes de filtros: provisórios e permanentes.

Os filtros provisórios (figura 8) são peças que se intercalam nas tubulações, próximo aos bocais de entrada dos equipamentos (bombas, compressores, turbinas etc.), para evitar que sujeiras e corpos estranhos deixados nas tubulações durante a montagem, penetrem nesses equipamentos quando o sistema for posto em funcionamento. Os filtros permanentes, como ilustrado na figura 9, são acessórios instalados na tubulação de um modo definitivo. São os seguintes os principais casos de emprego dos filtros permanentes:

- Tubulações com fluidos possam apresentar corpos estranhos.
- Casos em que se deseje uma purificação rigorosa e controlada do fluido circulante.
- Tubulações de entrada de equipamentos muito sensíveis a corpos estranhos tais como bombas de engrenagens, medidores volumétricos, certos tipos de purgadores, queimadores de caldeiras e de fornos etc.

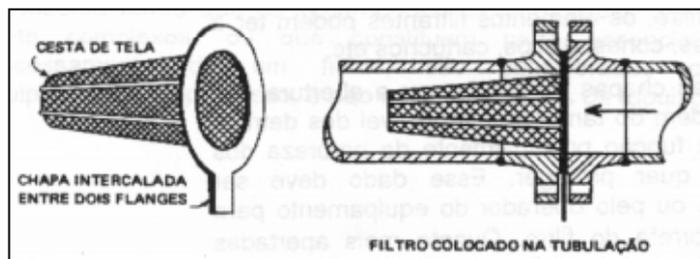


Figura 8 - Filtro provisório

Fonte: ELETROBRÁS

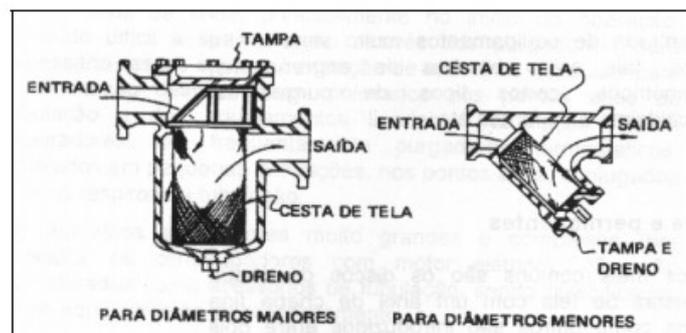


Figura 9 - Filtros permanentes.

Fonte: ELETROBRÁS

### 2.2.6 Isolamento Térmico

Segundo Incropera e Dewitt (2008) a transferência de calor por condução térmica ocorre devido a diferença de temperatura entre o meio externo e a temperatura do vapor. A quantidade de calor transferido é função do gradiente de temperatura do ambiente, da espessura da tubulação e da sua constante de condutividade térmica.

Em uma linha de vapor com temperaturas diferentes do ambiente, sempre ocorrerá trocas de calor o que afeta a temperatura do fluido e resulta em uma perda de energia do mesmo. Para reduzir esse fenômeno, normalmente é empregado uma camada de material de baixa condutividade térmica sobre as superfícies de troca. Eles são compostos por inúmeros espaços microscópicos com ar, formando uma barreira à transmissão de calor (MILCENT, 2007).

O isolamento térmico também auxilia na segurança do trabalho, pois reduz a temperatura da superfície exterior da tubulação o que diminui o risco de acidentes. Em relação ao conforto térmico de um ambiente, o isolamento ajuda na redução da irradiação de calor nos espaços de trabalho.

É fundamental que todas as superfícies que podem perder calor sejam isoladas, incluindo tubulações, válvulas, flanges, conexões, entre outras. A falta de isolamento térmico ou isolamento deficiente ocasiona queima desnecessária do combustível e a formação de uma grande camada de condensado, afetando a qualidade do vapor (Instituto Brasileiro de Petróleo, 2018).

Algumas características que o isolante deve ter (MILCENT, 2007):

- a. Resistência às temperaturas as quais será submetido;
- b. Não toxidez;
- c. Facilidade de aplicação;
- d. Resistência mecânica.

Tabela 3 - Descrição dos principais isolamentos utilizados em instalações de vapor

Fonte: ELETROBRÁS

Material	Limite de Temp. °C	Resistência à			Condutividade Térmica Média BTU (h°F pe <sup>2</sup> /pol)					Obs.
		Água ou Umidade	Fogo	Danos Mecânicos	a 40°C	a 100°C	a 200°C	a 300°C	a 400°C	
<i>Isolantes térmicos rígidos</i>										
<i>Materiais em forma de calha ou segmentos pré-moldados</i>										
Hidrossilicato de Ca	até 1000	Boa	Boa	Fraca à tração	0,38	0,40	0,47	0,57		1,2
Composição de Mg 85%	até 320	Fraca	Boa	Fraca à tração	0,40	0,43	0,51	0,59		3,4
Lã mineral (Lã de rocha)	até 900	Boa	Excelente	Fraca	0,32	0,37	0,50	0,64	0,77	5,6,7
Silica diatomácea (Terra diatomácea)	até 1000	Fraca	Regular	Fraca	0,58	0,60	0,68	0,78	0,86	7,8
Lã de vidro	-180 a 540	Excelente	Excelente	Fraca	0,25	0,28	0,30			9
Espuma de plástico (poliestireno espan.)	-50 a 80	Excelente	Não resiste	Regular	0,40					10,11
Cortiça	-50 a 80	Boa	Não resiste	Regular	0,25	0,26				11,12,13
<i>Isolantes térmicos flexíveis</i>										
<i>Materiais em forma de mantas (tecidos)</i>										
Amianto	até 400	Boa	Excelente	Regular	0,47	0,50	0,57	0,65		14
Lã de vidro	Como acima									
Lã mineral										
<i>Materiais aplicados por "spray"</i>										
Poliuretanos	-240 a 100	Boa	Não resiste	Regular	0,14					11

### OBSERVAÇÕES SOBRE A TABELA

- |  |   |
|--|---|
| <p>1 – Material mais usado para tubulação quente</p> <p>2 – Material especificado nas normas PNB-141 e PEB-221 da ABNT, e C-345 da ASTM</p> <p>3 – Material de emprego tradicional antes do aparecimento do hidrossilicato de cálcio</p> <p>4 – Material especificado na norma C-320 da ASTM</p> <p>5 – Material de custo elevado, podendo ser mais econômico devido à menor condutividade térmica</p> <p>6 – Material flexível e capaz de absorver grandes dilatações dos tubos</p> <p>7 – Material não recomendado quando existem cargas externas na tubulação</p> | <p>8 – Material de custo elevado e de alta condutividade térmica. Indicado para temperaturas superiores a 650°C</p> <p>9 – Material macio, flexível e leve</p> <p>10 – Material muito usado para tubulações de baixas temperaturas</p> <p>11 – Para uso em baixas temperaturas</p> <p>12 – Material moldado ou granulado e aglutinado</p> <p>13 – Material de boa resistência a choques e vibrações</p> <p>14 – Empregado como segunda camada para recobrir outras matérias isolantes</p> |
|--|---|

## 2.3 Dilatação da Tubulação

As juntas de expansão são peças não rígidas que se intercalam nas tubulações com a finalidade de absorver total ou parcialmente as dilatações provenientes das variações de temperatura e de impedir a propagação de vibrações, entretanto são raramente usadas (SPIRAX SARCO, 2008).

Ainda segundo Spirax Sarco (2008) normalmente o controle da dilatação térmica dos tubos é feito simplesmente por um traçado conveniente dado à tubulação, com diversas mudanças de direção, de maneira que a tubulação tenha flexibilidade própria suficiente.

Comparando-se uma junta de expansão com uma tubulação com curvas capazes de absorver uma dilatação equivalente, verifica-se que a tubulação com curvas, devido o maior comprimento de tubo necessário, conduz a maiores valores das perdas de carga e das perdas de calor, acréscimo esse que pode chegar a 20%. Em compensação, as juntas de expansão são em geral mais caras do que o comprimento adicional de tubo, principalmente para pequenos diâmetros. A maior desvantagem das juntas de expansão é, porém, o fato de constituírem sempre um ponto fraco da tubulação, sujeito a defeitos, a vazamentos, e a maior desgaste, podendo dar origem a sérios acidentes, e com necessidade constante de inspeção e de manutenção, essa é a principal razão do seu pouco uso. Ao considerar os benefícios de se utilizar juntas de dilatação foi escolhido, para o projeto da linha de vapor que é um dos objetivos deste trabalho, utilizar as chamadas ferraduras de dilatação, como a ilustrada na Figura 10 uma vez que não há demanda suficiente para justificar o uso de juntas de dilatação.

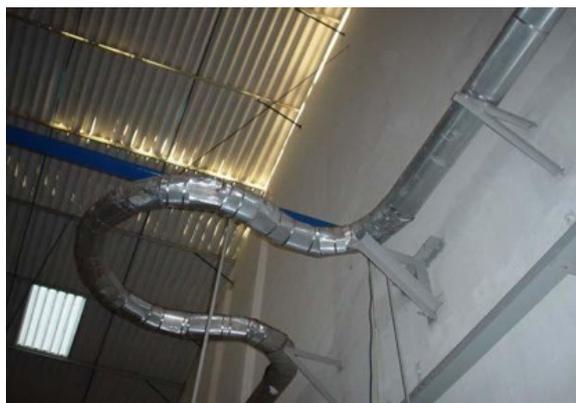


Figura 10 - Exemplo de uma lira de dilatação (também chamada de ferradura).

## 2.4 Detalhes No Projeto De Tubulações

Existem várias medidas a serem tomadas no projeto de tubulações de vapor. Essas medidas têm como objetivo aumentar a vida útil das tubulações, válvulas e equipamentos que fazem parte do processo. Além disso proporcionam maior segurança na operação e facilitam manutenções que devem ser feitas periodicamente.

Para as tubulações de vapor é recomendado que todas as derivações devem sempre ser feitas na parte superior dos tubos, para evitar a saída de líquidos condensados ou de outros líquidos que possam haver nos tubos, como na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

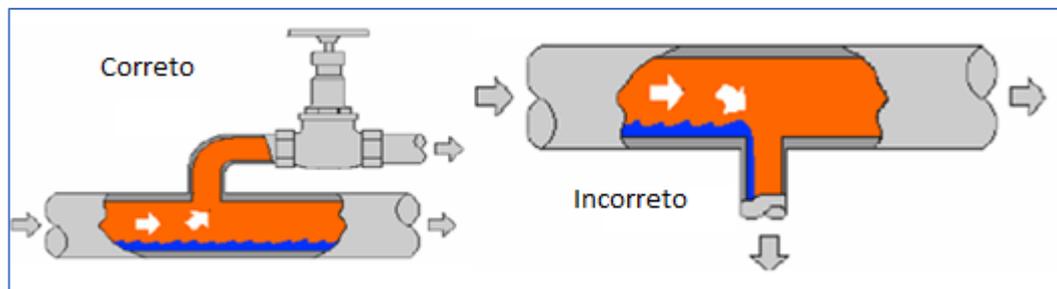


Figura 11 - A esquerda como deve ser posicionado um ramal e a direita como não ser feito.

Fonte: Notas de aula do professor Orosimbo.

Nas tubulações horizontais as peças de redução são em geral excêntricas, niveladas por baixo, para manter a elevação de fundo dos tubos, simplificando assim os suportes e evitando possíveis golpes de aríetes. Caso a tubulação seja vertical e haja necessidade de redução para manutenção da velocidade do fluido geralmente se usam reduções concêntricas, como representado na figura 13.

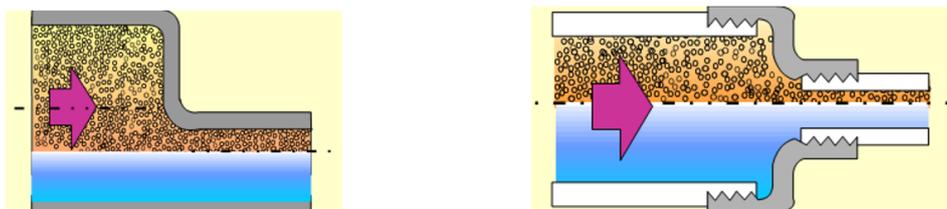


Figura 12 - Exemplos de redução excêntrica a esquerda e concêntrica a direita.

Fonte: Notas de aula do professor Orosimbo.

Nunca devem ser colocadas válvulas com a haste virada para baixo, porque resulta em acumulação de detritos no castelo da válvula, que são transportados juntos com o condensado. Caso não seja possível posicionar a haste na parte superior pode se posicionar na lateral, no entanto, deve ser observado que as válvulas com haste horizontal, além de serem geralmente de manobra mais difícil, podem obstruir as passagens de acesso e causar acidentes.

Em todos os pontos baixos de qualquer tubulação deve haver sempre uma tomada com válvula para a drenagem dos tubos (drenos). Da mesma forma, em todos os pontos altos deve também haver uma tomada com válvula para admissão e purga de ar (respiros, "vents").

Denomina-se de "ponto baixo" um trecho de tubo, qualquer que seja o seu comprimento, em cota de nível inferior aos trechos adjacentes. Reciprocamente, "ponto alto" é um trecho em cota de nível superior aos adjacentes. Isso é ilustrado na figura 14.

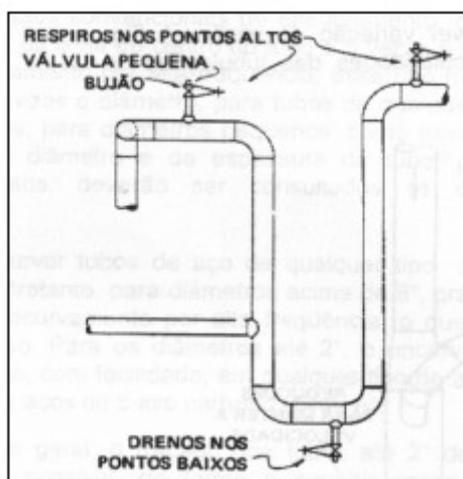


Figura 13 - Exemplificação de posicionamento de um dreno e um respiro.

Em princípio não devem haver tubos embutidos nas travessias de paredes ou de pisos, no entanto, caso seja necessário é preciso deixar uma folga. Quando um tubo tem de atravessar uma parede ou um piso, de concreto ou de alvenaria a travessia deve ser feita por um orifício circular deixando uma boa folga em toda a volta do tubo. Como tubulações de vapor são constituídas de tubos quentes, sujeitos a movimentos de dilatação essa folga deve ser aumentada de acordo. É importante lembrar também que a folga deve ser deixada por fora do revestimento isolante.

As válvulas de controle, válvulas de redução de pressão, filtros, medidores e alguns outros equipamentos cujo serviço possa ser temporariamente dispensado, devem ter uma tubulação de contorno (*by-pass*) com válvula de regulação e válvulas de bloqueio, antes e

depois, para que o equipamento possa ser retirado de operação sem ser necessário parar todo o sistema. Dessa forma pode-se, com facilidade, fazer a manutenção ou a substituição da válvula ou equipamento.

## CAPÍTULO III

### METODOLOGIA

#### 3.1 Diâmetro da tubulação:

Existem dois critérios para o dimensionamento de tubulações: o critério da velocidade e o da perda de carga. Os cálculos com base no de velocidade consideram o volume específico do vapor e a área da tubulação, entretanto esse tipo de dimensionamento não considera a extensão da tubulação, que quanto mais longa for, menor será a pressão disponível no ponto de consumo. Com isso, para atingir o máximo aproveitamento do vapor, o uso do método da perda de carga no dimensionamento de tubulações de vapor é o mais indicado, pois fornece dados de pressão em qualquer ponto da tubulação (Instituto Brasileiro de Petróleo, 2018)

Assumindo uma velocidade da tubulação indicada para a aplicação é realizado o cálculo da velocidade do fluido utilizando a seguinte equação:

$$Q = \dot{m} * v \quad (1)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V}} \quad (2)$$

Em que:

$Q$  - Vazão volumétrica do fluido [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$\dot{m}$  - Vazão mássica de fluido [ $\text{kg}/\text{s}$ ]

$v$  - Volume específico do vapor [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$d$  - Diâmetro da tubulação [ $\text{m}$ ];

$V$  - Velocidade do fluido [ $\text{m}/\text{s}$ ]

Velocidades maiores implicam em uma perda maior por atrito com aumento de erosão da parede do tubo e um aumento do ruído. O fluxo de vapor em um tubo carrega uma perda de

pressão devido ao atrito vapor/parede, o que é bastante evidente na queda de pressão ao longo do tubo. Valores usuais adotados pela literatura podem ser encontrados na tabela 4.

Tabela 4 - Velocidades usuais nas linhas de vapor.

Fonte: <https://docs.ufpr.br/~gazda/vapor.ppt>

Fluido	Velocidade Recomendada (m/s)
Vapor Saturado	20 - 40
Vapor de Flash (Baixa Pressão)	15 - 25
Vapor Superaquecido - G até 20 t/h	35
Vapor Superaquecido - 20t/h < G < 80 t/h	40 - 50
Vapor Superaquecido - G > 80 t/h	50 - 65
Água de Alimentação	0,5 - 1
Água de Alimentação Pressurizada	1,5 - 3,5
Água de Condensação	0,7 - 1,5
Água de Condensação Pressurizada	1 - 5,5

Com o diâmetro definido, recorre-se ao fabricante para encontrar o diâmetro de tubo mais próximo. Caso o valor seja diferente é necessário recalcular a velocidade para as operações posteriores.

### 3.2 Perda de carga:

Para encontrar a perda de carga ao longo do tubo se utiliza a seguinte metodologia:

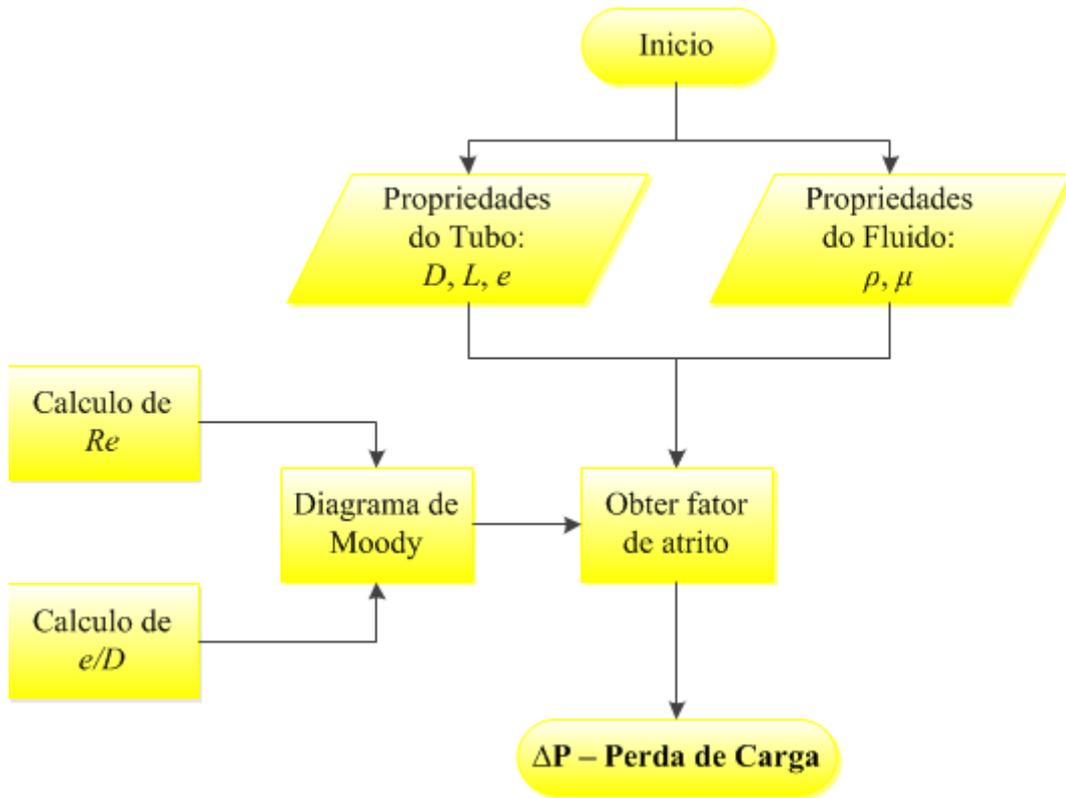


Figura 14 - Forma utilizada para encontrar a perda de carga

Com as propriedades da tubulação e as propriedades do fluido definidas deve-se definir o número de Reynolds, que é um número adimensional usado para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido sobre uma superfície, dessa forma ele define as características de estabilidade do escoamento. O número de Reynolds pode ser encontrado através da seguinte equação:

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad (3)$$

No qual:

$\rho$  – Massa específica do vapor [kg/m<sup>3</sup>]

$V$  – Velocidade do fluido na tubulação [m/s]

$D$  - Diâmetro interno do tubo [m]

$\mu$  - Viscosidade dinâmica do vapor [m<sup>2</sup>/s]

Além disso é necessário determinar a rugosidade relativa da tubulação, onde  $e$  é o valor da rugosidade absoluta, ou seja, o comprimento (habitualmente em milímetros) da rugosidade diretamente medível na tubulação e  $D$  é o diâmetro da tubulação. A divisão da rugosidade absoluta pelo diâmetro da tubulação fornece a rugosidade relativa de uma tubulação. Na tabela 5 estão listados os valores usuais adotados para materiais de uso rotineiro em tubulações industriais.

Tabela 5 - rugosidades médias absolutas de alguns materiais

Fonte: Notas de aula do professor Orosimbo

Material	Rugosidade média mm	Material	Rugosidade média mm
<b>Aço laminado novo</b>	0,0015	Ferro fundido c/ incrustação	1,5 – 3
<b>Aço laminado usado</b>	0,046	Ferro fundido enferrujado	1 - 1,5
<b>Aço galvanizado</b>	0,15	Ferro fundido novo	0,26 – 1
<b>Aço soldado liso</b>	0,1	Ferro fundido revestido c/ asfalto	0,12 - 0,26
<b>Alvenaria de pedra fina</b>	1 - 2,5	Madeira aplainada	0,2 - 0,9
<b>Alvenaria de pedra grosseira</b>	8 – 15	Madeira bruta	1 - 2,5
<b>Alvenaria de tijolo</b>	5	Polietileno	0,001
<b>Cobre</b>	0,0015	PVC rígido	0,005
<b>Concreto alisado</b>	0,3 - 0,8	Vidro	0,0015
<b>Concreto centrifugado</b>	0,07		

Com todas as variáveis definidas é possível consultar o diagrama de Moody para obter o fator de fricção, o qual é determinante para encontrar a perda de carga na tubulação. O diagrama de Moody define o coeficiente de fricção tanto para um escoamento laminar quanto turbulento. No caso de fluxo laminar o fator de atrito depende unicamente do número de Reynolds. Para fluxo turbulento, o fator de atrito depende tanto do número de Reynolds quanto da rugosidade relativa da tubulação, por isso neste caso é representado mediante um conjunto de curvas, uma para cada valor de rugosidade relativa.

A partir do fator de atrito obtido através do diagrama de Moody é encontrada a perda de carga ao longo das tubulações de vapor, esta é definida através da equação (5):

$$\Delta_p = \frac{f * \rho * v^2 * L}{2 * g * D} \quad (4)$$

Em que:

$\Delta_p$  - Variação de pressão na tubulação [kg/m<sup>2</sup>]

$\rho$  - Massa específica do vapor saturado [kg/m<sup>3</sup>]

$v$  - Velocidade do fluido na tubulação [m/s]

$L$  - Comprimento da tubulação [m]

$g$  - Aceleração da gravidade do tubo [m/s<sup>2</sup>]

$D$  - Diâmetro interno do tubo [m]

$f$  - Diâmetro interno do tubo [m]

É necessário salientar que o comprimento da tubulação nessas equações não é o comprimento linear e sim o comprimento equivalente. O comprimento equivalente leva em consideração uma relação da perda de carga adicional provocada por curvas, uso de válvulas e filtros que provocam um acréscimo na perda de carga. No anexo V existem valores usuais adotados para encontrar o comprimento equivalente em tubulações de vapor. Ressaltando que tais valores não são exatos, dependendo do material da válvula e do fabricante podem haver diferenças, no entanto é plausível adotar os valores contidos na tabela para o dimensionamento das linhas de vapor.

### 3.3 Determinação da espessura econômica do isolamento

Para facilitar a interpretação dos cálculos explicitados a seguir a Figura 15 indica os pontos que serão analisados.

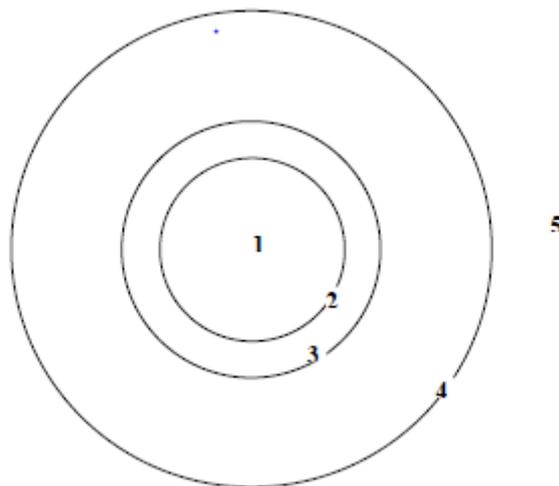


Figura 15 - Ilustração dos pontos analisados para instalação do isolamento térmico

Sendo que esses pontos representam:

- 1 – Uma região no interior do tubo;
- 2 – Face interna da parede do tubo;
- 3 – Face externa da parede do tubo e face interna do isolamento;
- 4 – Superfície externa do isolamento;
- 5 – Região onde se encontra o fluido que envolve o isolamento (normalmente ar).

Para a definição da melhor espessura de isolamento sabe-se que  $T_1 > T_5$  e que o calor fluirá de dentro para fora do tubo, dessa forma o mecanismo de transferência de calor pela parede do tubo e pelo isolamento é o de condução. Considerando a transferência de calor unidirecional (pelo raio), em regime permanente (sem acúmulo), sem geração de calor pela parede e com condutividade térmica constante, tem-se a equação (5):

$$q = k * A * \frac{dT}{dr} \quad (6)$$

Onde:

$q$  – Taxa de transferência de calor [W];

$k$  – Condutividade térmica [W/(m\*K)];

$A$  – Área da seção transversal da tubulação [m<sup>2</sup>];

$\frac{dT}{dr}$  – Variação de temperatura ao longo do raio [°C/m].

Integrando a equação ao longo da parte interna da tubulação até a parte externa temos que:

$$q \int_i^e \frac{dr}{r} = k * 2\pi * L \int_i^e dT \quad (7)$$

Onde:

$r$  – Raio dos cilindros [m];

$T$  – Temperatura no ponto analisado [°C];

$L$  – Comprimento da tubulação analisada [m].

$$q * \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = k * 2\pi * L * (T_e - T_i) \quad (8)$$

Assim,

$$q_{2-3} = \frac{2\pi * L * k_{2-3} * (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (9)$$

e

$$q_{3-4} = \frac{2\pi * L * k_{3-4} * (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \quad (10)$$

A transferência de calor por convecção ocorrerá no fluido, no interior do tubo e no fluido que envolve o tubo. A expressão simplificada da transferência de calor por convecção dada pela equação (12):

$$q = h * A * \Delta T \quad (11)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e A é a área de troca térmica. Isto posto tem-se que:

$$q_{1-2} = h_{1-2} * A_2 * (T_1 - T_2) \quad (12)$$

e

$$q_{4-5} = h_{4-5} * A_4 * (T_4 - T_5) \quad (13)$$

Sendo assim define-se um coeficiente global de troca térmica por meio da equação (14):

$$q_{total} = A_j * U_j * \Delta T_{total} \quad (15)$$

Onde,

$q_{total}$  – Taxa total de calor que se transfere [W];

$A_j$  – Área de troca térmica no ponto selecionado [m<sup>2</sup>];

$U_j$  – Coeficiente global de troca térmica [W/(m\*K)];

$\Delta T_{total}$  – Diferença de temperatura total considerada [K].

Considerando  $\Delta T_{total} = T_1 - T_5$ , é possível ampliar a equação para:

$$\Delta T_{total} = (T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4) + (T_4 - T_5) \quad (15)$$

Dessa forma é possível utilizar as equações anteriormente desenvolvidas, isolando as diferenças de temperatura e substituindo-as na equação (17):

$$\frac{q_{total}}{A_j * U_j} = \frac{q_{1-2}}{h_{1-2} * A_2} + \frac{q_{2-3} * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi * L * k_{2-3}} + \frac{q_{3-4} * \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi * L * k_{3-4}} + \frac{q_{4-5}}{h_{4-5} * A_4} \quad (16)$$

Considerando que neste caso a transferência de calor se dá em série e não há acúmulo de calor no percurso, assim:

$$q_{total} = q_{1-2} = q_{2-3} = q_{3-4} = q_{4-5} \quad (17)$$

Assim a equação pode ser ainda mais simplificada. Além disso, a área de referência adotada é a área externa, de modo que:

$$A_j = A_4 = 2\pi * r_4 * L \quad (18)$$

Multiplicando-se todos os termos por esta área e simplificando é obtido:

$$\frac{1}{U_4} = \frac{r_4}{h_{1-2} * r_2} + \frac{r_4 * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{2-3}} + \frac{r_4 * \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_{3-4}} + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (19)$$

A taxa de transferência de calor, portanto, é dada por:

$$q = U_4 * A_4 * (T_1 - T_5) \quad (20)$$

Caso não houvesse a camada de isolamento, a dedução levaria às seguintes expressões:

$$q = U_3 * A_3 * (T_1 - T_5) \quad (21)$$

$$\frac{1}{U_3} = \frac{r_3}{h_{1-2} * r_2} + \frac{r_3 * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{2-3}} + \frac{1}{h_{3-5}} \quad (22)$$

Caso a temperatura externa do tubo,  $T_3$  seja conhecida não é necessário estimar o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo,  $h_{1-2}$ . Assim as expressões do coeficiente global e da taxa global de transferência de calor são:

$$\frac{1}{U_4} = \frac{r_4 * \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_{3-4}} + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (23)$$

$$q = \frac{2\pi * r_4 * L * (T_3 - T_5)}{\frac{r_4}{k_{3-4}} * \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{1}{h_{4-5}}} \quad (24)$$

Para a estimativa do coeficiente de transmissão de calor por convecção existem várias equações na literatura técnica. Neste trabalho é utilizada a equação de Churchill e Chu, para convecção livre por cilindros longos horizontais como em (Machado, et al., 2018):

$$Nu^{1/2} = 0,6 + 0,387 * \left( \frac{Gr * Pr}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right)^{1/6} \quad (25)$$

para  $10^{-5} < Gr * Pr < 10^{12}$

A multiplicação entre os números de Grashof e Prandtl resultam no número de Rayleigh, sendo visto como a razão de forças de flutuabilidade e viscosidade multiplicadas pela razão das difusividades térmica e dinâmica. Quando o número de Rayleigh é mais baixo que o

valor crítico para aquele fluido, a transferência de calor é primariamente na forma de condução; quando excede o valor crítico, a transferência de calor é primariamente na forma de convecção.

A equação resulta em um outro parâmetro adimensional, o número de Nusselt, que é uma grandeza bastante utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, baseada na análise dimensional, a qual é utilizada para determinar parâmetros através de relações de similaridade. O número de Nusselt é definido pela divisão da transferência de calor por convecção sobre a transferência de calor por condução, sendo ambas perpendiculares ao fluxo. Assim:

$$Nu = \frac{h * d}{k} \quad (26)$$

Buscando compreender a importância do número de Nusselt, fisicamente sabe-se que quando este resultar em 1, não haverá convecção, apenas condução, como se o fluido estivesse completamente em repouso. Também é notável que quanto maior for o número de Nusselt mais a transferência de calor entre as duas superfícies se dá por convecção do que por condução do fluido (INCROPERA, et al., 2008).

Outro número adimensional utilizado para a resolução do problema é o número de Prandtl. Este é um número adimensional que aproxima a razão de difusividade de momento (viscosidade cinemática) e difusividade térmica de um fluido, expressando a relação entre a difusão de quantidade de movimento e a difusão de quantidade de calor dentro do próprio fluido, sendo uma medida da eficiência destas transferências nas camadas limites hidrodinâmica e térmica (INCROPERA, et al., 2008).

$$Pr = \frac{cp * \mu}{k} \quad (27)$$

Onde:

$cp$  – calor específico [J/(kg\*K)]

$\mu$  – viscosidade dinâmica [Pa\*s]

Quando  $Pr$  tem um valor baixo, significa que o calor se difunde muito facilmente comparado à velocidade (momento).

Por fim, um outro parâmetro adimensional é utilizado para caracterizar o problema é o número de Grashof. Este fornece uma relação entre a sustentação de um fluido em relação à viscosidade, sendo definido por:

$$Gr = g * \beta * (T_e - T_\infty) * d^3 / \vartheta^2 \quad (28)$$

Sendo:

$g$  – aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$\beta$  – Coeficiente de dilatação térmica ( $\beta = \frac{1}{T_f}$ ) [1/K];

$T_e$  – Temperatura externa [K];

$T_\infty$  – Temperatura de referência [K];

$\vartheta$  – viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s].

Para facilitar a resolução das equações será assumido que  $T_3$  é conhecida, assim deve-se comparar o valor do coeficiente de troca de calor por convecção com o que foi suposto, para que não haja grande discrepância. Dessa forma, para convecção livre em ar ambiente e parede cilíndrica longa horizontal, Holman (1976) fornece as seguintes expressões:

$$h = 1,32 * \left(\frac{\Delta T}{D}\right)^{1/4} \text{ para } 10^3 < a * L^3 * \Delta T < 10^9 \quad (29)$$

$$h = 1,24 * \Delta T^{1/3} \text{ para } 10^9 < a * L^3 * \Delta T < 10^{12} \quad (30)$$

Sendo que:

$$a = \frac{cp * \rho^2 * g * \beta}{\mu * k} \quad (31)$$

### 3.4 Determinação do custo associado a perda de calor

A partir da taxa de transferência de calor obtida, calcula-se a quantidade de calor perdida, para cada espessura, num dado período de referência, assumindo, neste caso, um ano. Em seguida converte-se esta perda de energia em perda de capital, como a fonte de energia é oriunda de um combustível que é queimado na caldeira, tal conversão pode ser efetuada com a

determinação do poder calorífico do combustível e do seu preço. A equação (34) mostra de forma mais clara como é feito o raciocínio para determinar o custo associado a perda de calor:

$$Custo \left[ \frac{R\$}{kWh} \right] = \frac{Custo \text{ do cavaco } \left[ \frac{R\$}{kg} \right]}{PCI \left[ \frac{kWh}{kg} \right] * Eff. \text{ da caldeira } [\%]} \quad (35)$$

Será utilizado o método direto para calcular a eficiência térmica da caldeira. Segundo (Buecker, 2000), o cálculo do rendimento pelo método direto corresponde ao produto da vazão mássica de vapor e mudança de entalpia entre o estado inicial e final da água, dividida pela energia térmica liberada com o consumo do combustível. Isto é:

$$n_{MD} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_a)}{\dot{m}_c * PC} \quad (35)$$

$n_{MD}$  - Eficiência pelo método direto;

$\dot{m}_v$  - Vazão mássica de vapor, [kg/s];

$h_v$  - Entalpia do vapor produzido, [kJ/kg];

$h_a$  - Entalpia da água de entrada, [kJ/kg];

$\dot{m}_c$  - Vazão mássica de combustível, [kg/s];

$PC$  - Poder calorífico do combustível, [kJ/kg].

### 3.5 Relação de custo entre o gasto energético e o preço do isolamento

A partir da espessura do isolamento é possível determinar o valor deste, o valor do acabamento é determinado através do preço da cotação deste. A soma destes valores será considerada como sendo o preço total do isolamento, o qual deve ser dividido pelo período no qual o capital investido deverá retornar ao investidor.

### 3.6 Dimensionamento dos purgadores

Para os purgadores que se destinam a drenagem de linhas de vapor, a quantidade de condensado pode ser calculada pela expressão:

$$C = n * (Q_a + 0,5 * Q_s) \quad (36)$$

Onde:

$C$  - Quantidade total de condensado (a capacidade de eliminação do purgador deverá ser igual ou maior do que  $C$ ) [lb/h];

$n$  - Coeficiente de segurança;

$Q_a$  - Quantidade de condensado formado em consequência da perda de calor sofrida pelo vapor para aquecer a tubulação, no início do funcionamento do sistema [lb/hr];

$Q_s$  - Quantidade de condensado formado em consequência das perdas de calor por irradiação, com a tubulação em operação normal [lb/hr];

Os valores de  $Q_a$  e  $Q_s$  dependem de muitos fatores, alguns desses são difíceis de se definir quantitativamente. Existem muitas tabelas e gráficos que fornecem os valores de  $Q_a$  e  $Q_s$  para diversos tipos de instalação, diâmetros de tubos e classes de isolamento térmico. Na falta de outros elementos essas grandezas podem ser calculadas pelas formulas abaixo ( $Q_a$  e  $Q_s$  são dados em lb/hora):

$$Q_a = \frac{6,84 * L * w * \Delta_t}{Q_L * N} \quad (37)$$

$$Q_s = \frac{L * a * \Delta_t * U}{Q_L} \quad (38)$$

Onde:

$L$  - Comprimento da tubulação [pés];

$w$  - Peso unitário do tubo vazio [lb/pés];

$\Delta_t$  - Diferença de temperaturas entre o vapor e o ambiente [°F];

$Q_L$  - Calor latente do vapor na temperatura final [Btu];

$N$  - Número de minutos de duração do aquecimento dos tubos (geralmente  $N = 5$ );

$a$  - Área lateral unitária do tubo [pé<sup>2</sup> /pé];

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor [BTU/pé<sup>2</sup>/°F/h].

A quantidade de condensado formada para o aquecimento inicial da tubulação ( $Q_a$ ) é sempre bem superior a quantidade de condensado consequente das perdas por irradiação ( $Q_s$ )

sendo essa diferença maior quanto melhor for o isolamento térmico da tubulação. Por essa razão, a fórmula, embora seja de uso corriqueiro, resulta a purgadores superdimensionados em relação a quantidade de condensado formada em serviço normal.

Algumas vezes dependendo do tipo da instalação e a critério do projetista, os purgadores poderão ser dimensionados apenas para o valor de  $Q_s$ . Nesse caso é necessário que os drenos da tubulação sejam sempre completamente abertos durante os períodos de aquecimento do sistema, porque os purgadores não serão capazes de eliminar a grande quantidade de condensado que se forma nessa ocasião. Esse procedimento não é muito comum porque coloca o funcionamento da instalação na dependência de uma operação manual que é frequentemente de difícil execução e controle.

Para as bacias de condensado é recomendado seguir as seguintes condições de projeto, de acordo com (SPIRAX SARCO, 2008):

Tabela 6 - Recomendações para dimensionamento das bacias de condensado.

Fonte: adaptado de SPIRAX SARCO

Diâmetro da linha de vapor	Diâmetro do poço	Comprimento do poço
Up to 100 mm nb	$d_1 = D$	Minimum $d_2 = 100$ mm
125 - 200 mm nb	$d_1 = 100$ mm	Minimum $d_2 = 150$ mm
250 mm	$d_1 \geq D/2$	Minimum $d_2 = D$

Retorno de condensado

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS

O projeto da tubulação de vapor para a alimentação das estufas do setor parte da criação de um layout que obedeça às condições construtivas apontadas anteriormente que prezam pela segurança e eficiência na operação do sistema. Será dimensionada inicialmente a linha principal que alimenta todo o setor de industrializados do frigorífico. Essa linha terá início na saída da caldeira e tem fim em um barrilhete responsável pela distribuição de vapor. A partir de então é feito o dimensionamento para uma linha secundária que tem início no barrilhete e percorre os arredores das estufas, fazendo a distribuição de vapor para cada uma delas. Por fim é feito o dimensionamento das linhas terciárias que ligam a linha secundária nas estufas de forma propriamente dita.

A linha primária será dimensionada conforme a capacidade nominal da caldeira em que está montada. A caldeira possui capacidade para geração de 50t/h de vapor pressurizando a linha a 10 bar com vapor saturado. Já a linha secundária será dimensionada a partir da demanda de vapor das estufas instaladas no setor das linguiças calabresa. Dessa forma é possível determinar o estado de vapor saturado conforme tabela no anexo III.

Tabela 7 - Estado do vapor inicial nas tubulações analisadas

Dados	Principal	Secundária
Pressão [bar abs]	10	9,88357
Calor latente [kJ/kg]	2000,1	2001,03
Entalpia esp. do vapor saturado [kJ/kg]	2781,7	2780,31
Entalpia esp. do vapor superaquecido [kJ/kg]	781,6	779,283
Volume específico do vapor saturado [m <sup>3</sup> /kg]	0,177232	0,179098
Volume específico da água saturada [m <sup>3</sup> /kg]	0,001133	0,001132
Viscosidade dinâmica [kg/m*s]	0,000015	0,000015

O próximo passo é determinar o diâmetro da tubulação projetada. Para isso são utilizadas as equações (1) e (2). Assim, é possível encontrar os valores descritos na tabela 9.

Tabela 8 - Valores utilizados para encontrar o diâmetro correto para a tubulação primária

Dados	Principal	Secundária
Vazão vol. Tub. Principal [m <sup>3</sup> /s]	2,461556	0,264667
velocidade da tub. [m/s]	35	35
diâmetro de projeto[m]	0,299244	0,098123

Com o diâmetro de projeto é possível buscar tubos fabricados comercialmente com o mesmo diâmetro ou de diâmetro aproximado. Selecionando a tubulação com dimensão mais próxima da calculada é necessário e recalculer a velocidade. Neste caso o diâmetro de projeto equivale a 11,78 pol, comercialmente a tubulação com dimensão mais próxima é a de 12 pol. Sendo assim, tem-se que:

Tabela 9 - Diâmetro mais próximo encontrado comercialmente e velocidade na tubulação primária

Dados	Principal	Secundária
diâmetro encontrado [m]	0,3048	0,1016
velocidade da tubulação recalculada [m/s]	33,73574	32,64547

Então é necessário encontrar a perda de carga na tubulação, para isso deve-se encontrar o comprimento equivalente da tubulação levando-se em consideração o acréscimo proporcionado pelo uso de válvulas, purgadores e liras de dilatação. Para a tubulação principal temos o seguinte descritivo de componentes que afetam o comprimento equivalente:

Tabela 10 - Descrição dos componentes que impactam no comprimento equivalente

	Descrição	Principal		Secundária	
		adicional	unitário [m]	descrição	adicional unitário [m]
comprimento da tubulação linear [m]	116	1		45	1
nº de válvulas de bloqueio	2	4		1	4
nº de curvas de raio longo	3	5,8		3	3
nº de curvas de raio curto	8	9,1		14	5
nº de tê para o dreno de condensado	1	20		1	5
Comprimento equivalente [m]		234,2		133	

Além disso também é necessário determinar o material utilizado para a tubulação, tal escolha é determinante tanto para saber quais são os diâmetros vendidos comercialmente tanto para encontrar a rugosidade média. Para este projeto será considerado o uso de um aço laminado usado cuja rugosidade média é de  $e = 0,0046$  mm.

Então calcula-se o número de Reynolds, através da equação (3), para encontrar o fator de atrito utilizando o diagrama de Moody. Assim se obtém:

Tabela 11 - Dados utilizados para encontrar o número de Reynolds no escoamento

Dados	Principal	Secundária
Massa específica do vapor saturado [m <sup>3</sup> /kg]	5,642322	5,583535
Velocidade da tubulação recalculada [m/s]	33,73574	32,64547
Diâmetro da tubulação [m]	0,3048	0,1016
Viscosidade dinâmica [kg/m*s]	0,000015	0,000015
Nº de Reynolds	3,86E+06	1,23E+06

Sabendo o número de Reynolds e a rugosidade relativa é possível consultar o diagrama de Moody para obter o fator de atrito:

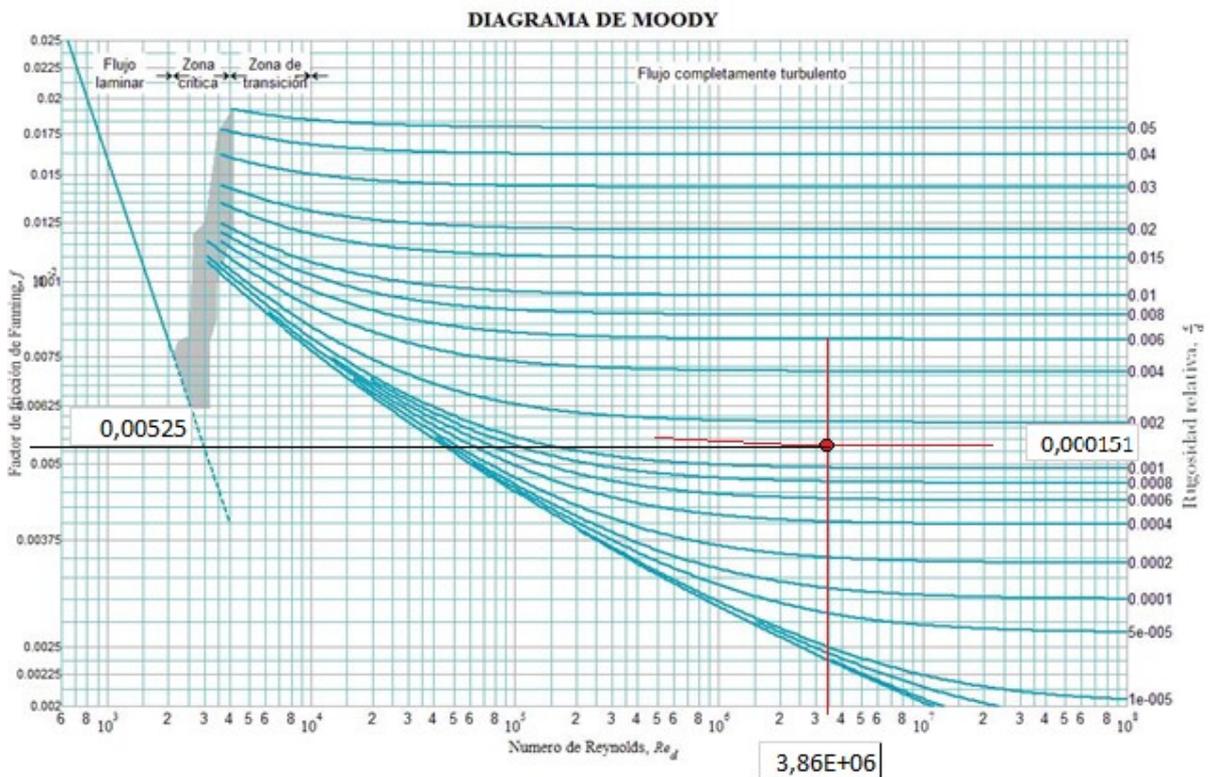


Figura 16 - Diagrama de Moody para linha de vapor primária

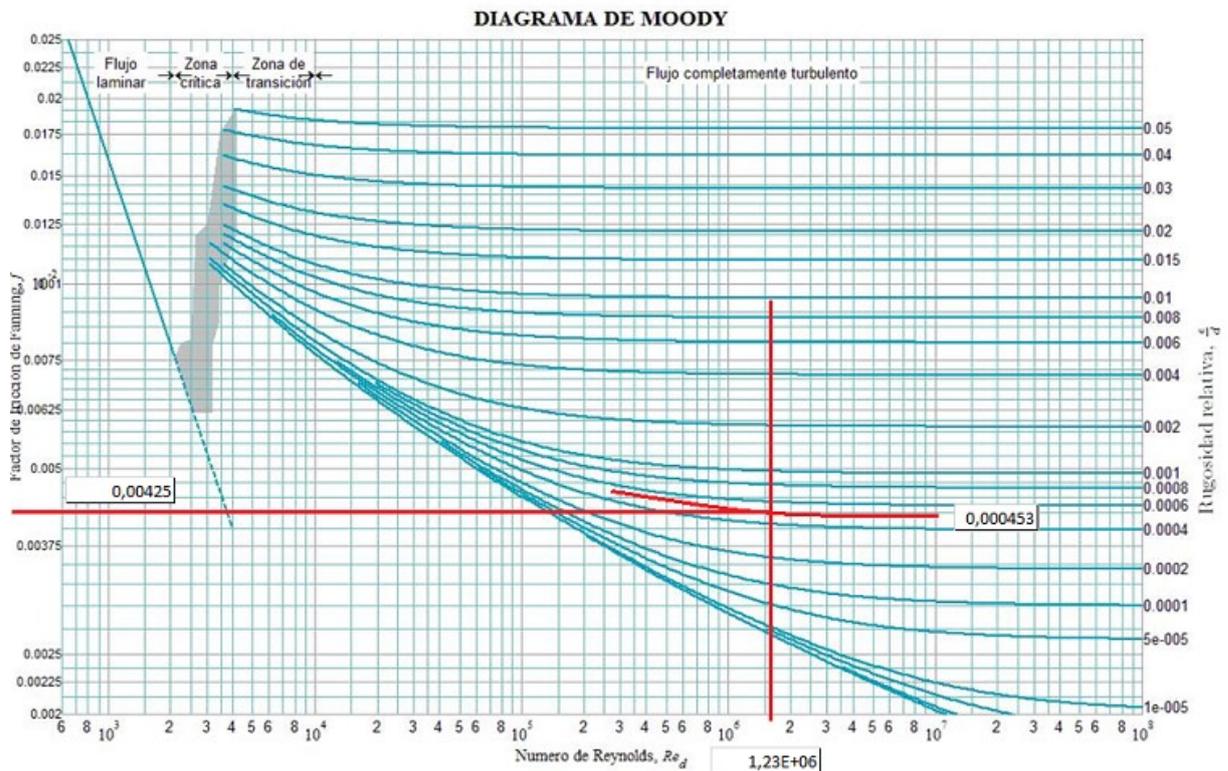


Figura 17 - Diagrama de Moody para linha de vapor secundária

Assim o fator de atrito obtido foi de 0,00525. Então calcula-se a perda de carga na tubulação, através da equação (4). Onde:

Tabela 12 - Dados utilizados para encontrar a perda de pressão nas tubulações

Dados	Principal	Secundária
Fator de atrito $f$	0,00525	0,00425
Massa específica do vapor saturado [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]	5,642322	5,583535
Velocidade da tubulação recalculada [ $\text{m/s}$ ]	33,73574	32,64547
Comprimento equivalente [ $\text{m}$ ]	234,2	133
aceleração da gravidade [ $\text{m/s}^2$ ]	9,8	9,8
Diâmetro da tubulação [ $\text{m}$ ]	0,3048	0,1016
Variação de pressão [ $\text{kg/m}^2$ ]	1164,303	1689,063

Dessa forma obteve-se a queda de pressão ao longo da tubulação principal e o estado do vapor saturado que chega a tubulação secundária que transporta o vapor até as estufas.

Tabela 13 - Resultantes da perda de pressão na linha de vapor principal e secundária.

Resultantes da perda de pressão na linha	Principal	Secundária
Pressão no fim da linha [bar]	9,867	9,712
T sat no fim da linha [°C]	183,59	182,85
$\Delta T$ [°C]	0,469	0,74

A perda de calor por condução também é muito importante, por isso é necessário dimensionar um isolante térmico para a tubulação ao se projetar uma linha de vapor. Por possuir baixo custo relativo e ser um dos materiais mais empregados para este tipo de solicitação foi utilizado o hidrossilicato de cálcio. Os cálculos para o dimensionamento foram feitos repetidas vezes comparando a presença ou não de isolamento e diferentes espessuras de isolamento, levando-se em consideração o custo relacionado a sua implementação e o custo com a produção do vapor que foi condensado ao longo da tubulação. As variáveis de entrada das equações citadas são:

Tabela 14 - Variáveis de entrada para o cálculo de espessura do isolamento térmico

Dados	Principal	Secundária
Diâmetro da tubulação [pol]	12	4
Diâmetro da tubulação [m]	0,3048	0,1016
Pressão vapor [atm]	9,869	9,77
temperatura ambiente [°C]	25	25
Comprimento da tubulação [m]	116	57,5
temperatura do vapor [°C]	184,12	183,65
Temperatura média do isolamento	104,56	104,325
Condutividade térmica do isolamento $k$ à 200°C [W/m°C]	0,061	0,061

Além disso a temperatura do ar em contato com o isolamento pode ser definida como a média entre a temperatura ambiente com a temperatura da superfície externa de isolamento. Essa média varia pouco, conforme a Tabela 15 e Tabela 16.

Tabela 15 – Temperatura do filme de ar que envolve o isolamento da tubulação na linha principal

Espessura do isolamento (pol)	T4 (°C)
1"	35,28
2"	30,17
3"	27,53
4"	26,83
5"	26,41

Tabela 16 - Temperatura do filme de ar que envolve o isolamento da tubulação na linha secundária

Espessura do isolamento (pol)	T4 (°C)
¼"	67,13
½"	58,14
¾"	49,88
1"	44,64
2"	35,01

Assim é plausível considerar as propriedades do ar para essa situação como constantes, pois variam pouco. Portanto as seguintes propriedades são adotadas, baseadas em uma temperatura de 30°C:

Tabela 17 - Propriedades do ar que envolve o isolamento da tubulação

cp [J/(kg*K)]	1005
massa específica [kg/m³]	1,2045
viscosidade cinemática [Ns/m²]	0,0000182
beta = 1/T (em K <sup>-1</sup> )	0,0032438
k [W/m*K]	0,0257
viscosidade dinâmica [m²/s]	1,511E-05

Lembrando que apenas as propriedades do ar serão adotadas como constantes, as temperaturas serão utilizadas normalmente para encontrar o coeficiente global de transferência de calor. Com isso é possível encontrar os parâmetros adimensionais que estarão dispostos na tabela 18 e tabela 19 que possibilitam analisar o comportamento do problema e encontrar o coeficiente global de transferência de calor a partir do uso das equações (27) e (28), em seguida comparando com a resultante da equação (31) ou (32), dependendo do valor do coeficiente  $a * L^3 * \Delta T$ . Caso não haja uma grande discrepância significa que o coeficiente de troca de calor por convecção entre o isolamento e a camada de ar ambiente que envolve o isolamento foi suposto de forma correta. Com isso é possível encontrar o coeficiente global de troca de calor através da equação (22).

Tabela 18 - Parâmetros adimensionais e resultados para a determinação do isolamento na linha principal

	Espessura do isolamento (pol)	0"	1"	2"	3"	4"	5"
Parâmetros adimensionais	Número de Grashof	2,56E+08	1,29E+08	9,85E+07	6,93E+07	6,87E+07	7,05E+07
	Número de Prandtl	0,712	0,712	0,712	0,712	0,712	0,712
	Número de Nusselt	68,11	55,11	50,76	45,60	45,48	45,85
Auxiliares para determinar o uso das equações (24), (28) e (29).	Número de Rayleigh	-	9,17E+07	7,01E+07	4,93E+07	4,89E+07	5,02E+07
	$aL^3\Delta T$	6,81E+01	7,10E+08	1,08E+09	1,55E+09	2,13E+09	2,84E+09
Resultados	U [W/m <sup>2</sup> *K]	6,310	1,938	0,976	0,637	0,459	0,354
	Quantidade de calor perdida [kWh]	111,519	39,963	22,992	16,892	13,531	11,465

Tabela 19 - Parâmetros adimensionais e resultados para a determinação do isolamento na linha secundária

	Espessura do isolamento (pol)	0"	¼"	½"	¾"	1"	2"
Parâmetros adimensionais	Número de Grashof	9,47E+06	1,59E+07	1,76E+07	1,81E+07	1,88E+07	2,34E+07
	Número de Prandtl	0,712	0,712	0,712	0,712	0,712	0,712
	Número de Nusselt	25,17	29,32	30,23	30,45	30,82	32,90
Auxiliares para determinar o uso das equações (24), (28) e (29).	Número de Rayleigh	-	1,13E+07	1,25E+07	1,29E+07	1,34E+07	1,67E+07
	$aL^3\Delta T$	2,52E+01	2,13E+07	3,00E+07	4,10E+07	5,41E+07	1,32E+08
Resultados	U [W/m <sup>2</sup> *K]	8,298	4,249	2,507	1,882	1,486	0,757
	Quantidade de calor perdida [kWh]	24,161	13,918	9,123	7,535	6,488	4,408

Determinada a taxa de transferência de calor e a quantidade de calor perdida, para cada espessura, num dado período de referência que represente a vida útil do isolamento é possível converter esta perda de energia em perda de capital utilizando dados provenientes da utilização da caldeira, visualizados na Tabela 20.

Tabela 20 - Dados relacionados para encontrar a perda de capital com relação a eficiência da caldeira

PCI [kcal/kg]	2800
PCI [kWh/kg]	3,255019123
Eficiência da caldeira	0,775
Custo do combustível [R\$/kg]	0,085
Custo [R\$/kWh]	0,033694862

Com isso se determina o custo relacionado a quantidade de calor perdida em 1 ano, tempo que foi escolhido para se realizar a amortização dos custos e encontrar a espessura ótima de isolamento. Para isso se considera que das 8760 horas que tem um ano foram utilizadas apenas 8000 horas. Assim, temos que:

Tabela 21 - Dados relacionados a perda de capital em 1 ano para a linha principal

Espessura do isolamento (pol)	0	1"	2"	3"	4"	5"
Quantidade de calor perdida em 1 ano [kW]	892151,5	319708	183933,7	135135	108247,7	91719,2
Perda de capital em 1 ano [R\$]	30060,92	10772,50	6197,62	4553,36	3647,39	3090,47

Tabela 22 - Dados relacionados a perda de capital em 1 ano para a linha secundária

Espessura do isolamento (pol)	0	1/4"	1/2"	3/4"	1"	2"
Quantidade de calor perdida em 1 ano [kW]	193286,6	111348	72983,84	60281,74	51905,14	35262,86
Perda de capital em 1 ano [R\$]	6512,764	3751,84	2459,181	2031,185	1748,937	1188,177

Também é necessário determinar o custo relacionado a compra do isolamento e a instalação. A instalação será feita por funcionários internos que serão direcionados para a atividade, portanto tal custo será desprezado para o cálculo. Segundo um fornecedor de painéis de materiais para isolamento térmico a chapa corrugada de alumínio utilizada para cobrir o isolante custa R\$ 34,00 por metro quadrado, enquanto o isolamento custa aproximadamente R\$0,47 por mm de espessura por metro corrido. É possível então determinar o custo relacionado a instalação de isolamento, como mostra a Tabela 23 e a Tabela 24.

Tabela 23 - Custos relacionados a instalação do isolante térmico para a linha principal

Espessura do isolamento (pol)	1"	2"	3"	4"	5"
Comprimento linear da tubulação [m]	116,00	116,00	116,00	116,00	116,00
Área a ser coberta pela chapa de alumínio [m <sup>2</sup> ]	134,33	152,84	171,35	189,87	208,38
Custo das chapas [R\$/m]	39,37	44,80	50,22	55,65	61,08
Custo do isolamento [R\$/m]	11,74	23,49	35,23	46,98	58,72
Preço final da instalação do isolamento [R\$/m]	51,12	68,29	85,46	102,63	119,80
Preço para instalar o isolamento [R\$]	5929,53	7921,38	9913,23	11905,08	13896,93

Tabela 24 - Custos relacionados a instalação do isolante térmico para a linha secundária

Espessura do isolamento (pol)	1/4"	1/2"	3/4"	1"	2"
Comprimento linear da tubulação [m]	116,00	116,00	116,00	116,00	116,00
Área a ser coberta pela chapa de alumínio [m <sup>2</sup> ]	23,00	25,29	27,58	29,88	39,05
Custo das chapas [R\$/m]	13,60	14,95	16,31	17,67	23,09
Custo do isolamento [R\$/m]	2,94	5,87	8,81	11,74	23,49
Preço final da instalação do isolamento [R\$/m]	16,53	20,83	25,12	29,41	46,58
Preço para instalar o isolamento [R\$]	1917,91	2415,87	2913,83	3411,79	5403,64

Com isso são finalizados os cálculos para determinar a espessura ótima de isolamento. Em suma, os valores encontrados são apresentados na Tabela 25 e na Figura 18.

Tabela 25 - Dados utilizados para determinar a espessura ótima de isolamento na linha principal

Espessura do isolamento (pol)	Coef. de transf. de calor entre o isolamento e ar amb. [W/m <sup>2</sup> *K]	Temperatura externa T4 (°C)	Perda de capital (R\$)	Custo de aquisição do isolamento (R\$)	Custo total (R\$)
0	6,31	104,56	30060,92	0,00	30060,92
1	15,00	45,56	10772,50	5929,53	16702,03
2	15,00	35,35	6197,62	7921,38	14119,00
3	20,00	30,07	4553,36	9913,23	14466,58
4	20,00	28,65	3647,39	11905,08	15552,47
5	20,00	27,81	3090,47	13896,93	16987,39

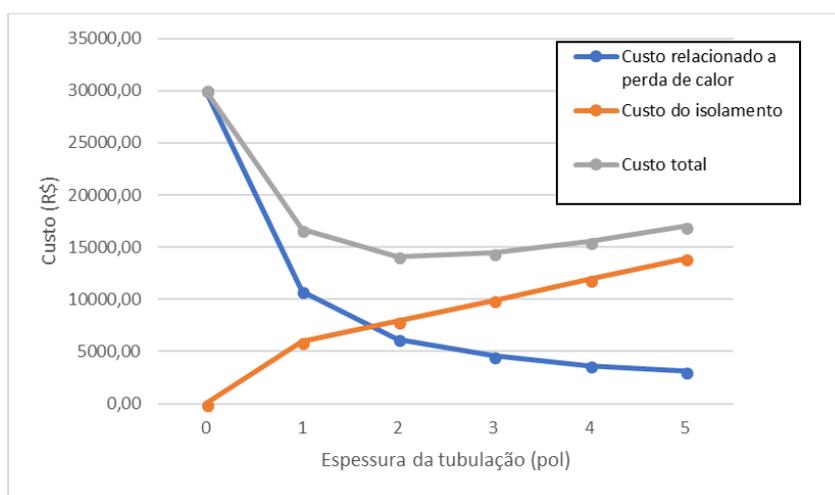


Figura 18 – Comparativo para determinação da espessura ótima de isolamento térmico na linha primária

É fácil observar que as despesas aumentam com o aumento da espessura do isolamento. As despesas dependem ainda do custo do acabamento empregado e das despesas de colocação do isolante. Estas duas funções variam de forma inversa, de tal forma que o custo total, obtido pela soma do custo do isolamento com o custo da perda de calor, (calculados para um período de operação da instalação definido por um ano) apresentará um mínimo. A espessura econômica, como calculada tradicionalmente, é a espessura do isolamento correspondente a este custo mínimo. Para a tubulação principal essa espessura de isolamento corresponde a uma espessura de 2 polegadas.

Tabela 26 - Dados utilizados para determinar a espessura ótima de isolamento na linha secundária

Espessura do isolamento (pol)	Coef. de transf. de calor entre o isolamento e ar amb. [W/m <sup>2</sup> *K]	Temperatura externa T4 (°C)	Perda de capital (R\$)	Custo de aquisição do isolamento (R\$)	Custo total (R\$)
0"	8,30	104,33	6512,76	0,00	6512,76
1/4"	8,00	109,26	3751,84	950,69	4702,53
1/2"	6,00	91,28	2459,18	1197,52	3656,70
3/4"	6,00	74,77	2031,18	1444,36	3475,54
1"	6,00	64,28	1748,94	1691,19	3440,13
2"	6,00	45,01	1188,18	2678,53	3866,71

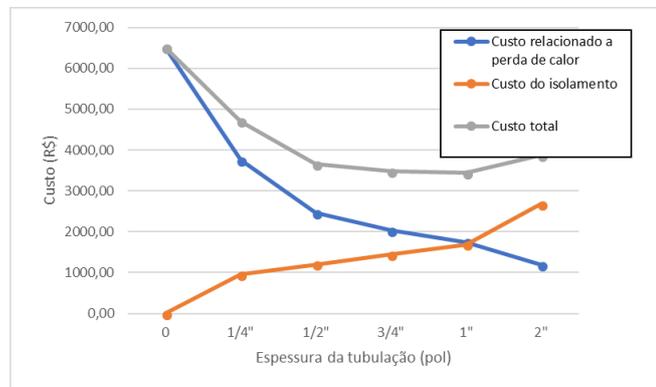


Figura 19 - Comparativo para determinação da espessura ótima de isolamento térmico na linha primária

Dessa forma é possível determinar que a espessura otimizada de isolante térmico pelos cálculos indicados para a linha secundária é de 1 polegada. Para validar tal afirmação foi utilizada a

Tabela 27 como uma referência para comparação. Com isso podemos afirmar que os valores encontrados pela metodologia aplicada são menores ao que é recomendado em uma aplicação mais prática, uma vez que segundo tal tabela o diâmetro recomendado seria de algo em torno de 2 polegadas.

Tabela 27 - Valores recomendados pelo fabricante para isolamento adequado em tubulações de vapor

Diâmetro Nominal (pol)	Espessura do isolamento térmico da tubulação (mm) Hidrossilicato de cálcio													
	Temperatura de operação da tubulação (°C)													
	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	550	600
3/4	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	63	63
1	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	63	63
2	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	76	76
3	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	76	89
4	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	76	76	89	89
6	25	25	38	38	51	51	63	63	76	76	89	102	102	114
8	25	25	38	38	51	51	63	76	76	89	102	114	114	126
10	25	38	38	51	51	63	63	76	89	102	102	114	126	126
12	25	38	38	51	63	63	76	76	89	102	114	126	126	126
14	25	38	38	51	63	63	76	89	89	102	114	126	126	126
16	25	38	51	51	63	63	76	89	102	102	114	126	126	126
20	25	38	51	51	63	63	76	89	102	114	126	126	126	126
24	25	38	51	51	63	63	76	89	102	114	126	126	126	126

A partir dos dados obtidos pelo material isolante empregado e pela espessura econômica de isolamento é possível calcular a quantidade de condensado que é formado ao longo dessa tubulação e assim dimensionar um purgador que atenda as especificações de projeto. O purgador deve ser capaz de retirar todo o condensado formado na tubulação até o seu ponto. Como citado na revisão bibliográfica é importante salientar que grande parte do condensado é formado no início da operação da caldeira. Para escolher um purgador mais barato seria plausível retirar essa formação de condensado do equacionamento, no entanto isso implicaria na necessidade de o operador de caldeira manter o dreno aberto manualmente durante o início de funcionamento da linha. Como o startup de uma caldeira possui várias etapas e necessita da atenção constante do operador, optou-se por dimensionar um purgador que tenha capacidade de realizar tal operação, mesmo ele se tornando superdimensionado para uma situação em que a tubulação se encontra aquecida após o seu aquecimento inicial. Para a realização desses cálculos são utilizadas as equações (36), (37) e (38), sendo que:

Tabela 28 - Dados utilizados para dimensionamento do purgador

	Purgador primário	Purgador secundário	Purgador fim de linha
Coefficiente global de transferência de calor [Btu/pé <sup>2</sup> /°F/hora]	1,12	0,86	0,86
Comprimento da tubulação [pés]	262,40	16,40	131,20
Peso unitário do tubo vazio [lb/pés]	53,52	10,79	10,79
Temperatura do vapor [°F]	363,20	362,50	362,50
Temperatura ambiente [°F]	78,80	78,80	78,80
Calor latente do vapor na temperatura final [BTU]	860,04	860,44	860,44
Duração do aquecimento dos tubos [min]	5,00	5,00	5,00
Raio externo da tubulação [pés]	0,57	0,17	0,17
Área lateral unitária do tubo [pés <sup>2</sup> /pés]	3,55	1,05	1,05
Qtd. de condensado formado pelo aquecimento da linha (Qa) [kg/h]	2881,38	36,20	289,63
Qtd. de condensado formado pela perda por irradiação (Qs) [kg/h]	156,53	2,21	17,64
Qtd. total de condensado a ser eliminado (C) [kg/h]	5919,29	74,61	596,90
Fator de segurança do purgador (n)	2,00	2,00	2,00

A partir destes dados é possível escolher um purgador adequado para a operação. Assim buscou-se o fabricante BERMO para selecionar um purgador termostático do tipo membrana seguindo as recomendações descritas na revisão bibliográfica. O purgador escolhido para a

linha principal, modelo MK-25/2, com diâmetro nominal de 2 polegadas e capacidade para eliminar cerca de 6000kg/hr de condensado a uma pressão diferencial de 10 bar, como mostra sua curva de operação descrita na Figura 20. Para a linha secundária foi escolhido um purgador termodinâmico de fluxo distribuído para vapor modelo DK-47, com diâmetro nominal de ¾” e capacidade para eliminar cerca de 800 kg/h a uma pressão diferencial de 10 bar. Esse purgador será aplicado tanto no fim de linha quanto no dreno que antecede a alimentação das estufas. Ambos os modelos dispensam o uso de filtro separadamente por já ter um filtro permanente embutido no corpo da válvula.

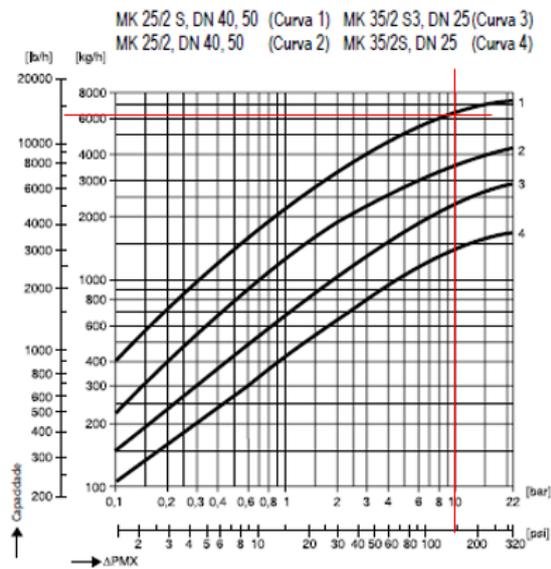


Figura 20 - Curva de funcionamento do purgador selecionado para a linha primária

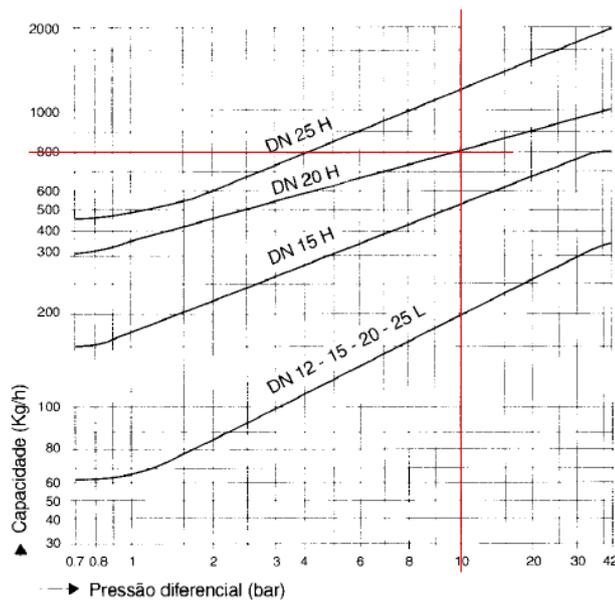


Figura 21 - Curva de funcionamento do purgador selecionado para a linha secundária

O dimensionamento das bacias de condensado serão realizadas conforme as considerações feitas na tabela 6. Desta forma tem-se as seguintes dimensões para as bacias de condensado:

Tabela 29 - Dimensões encontradas para a bacia de condensado

	Principal (mm)	Secundária (mm)	Fim de linha (mm)
Diâmetro interno da tubulação [D]	304,8	101,6	101,6
Diâmetro interno da bacia [d1]	203,2	101,6	101,6
Comprimento da bacia [d2]	304,8	152,4	152,4

Além disso é necessário encontrar válvulas de esfera para completar o dimensionamento da linha de dreno, juntamente com um visor de fluxo. Como o purgador da linha principal tem um diâmetro nominal de 2 polegadas o mesmo será adotado para tal, a linha secundária adotará a mesma válvula, porém com um diâmetro nominal de ¾". Para tal função foi escolhido no catálogo da BERMCO o modelo de válvula de esfera rosqueada tripartida com passagem plena, que conta com as especificações abaixo:

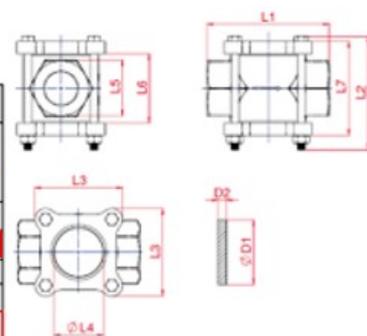
Tabela 30 - Dados fornecidos pelo fabricante das válvulas de esfera da linha de dreno

Estilo	Passagem	DN	Materiais				Vedações				Extremidades						Pressão Máx. Trabalho	
			AC	Inox 304	Inox 316	Latão	TP	TF*	TG	MS*	SW	BW	NPT	BSP	CL 150	CL 300		1000 WOG
TRIPARTIDA ROSCADA	REDUZIDA	1/4" - 4"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	20 BAR
TRIPARTIDA ROSCADA	PLENA	1/4" - 3"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	20 BAR	

Para o visor de fluxo foi escolhido o modelo de aço carbono com diâmetro nominal de 2 polegadas, conforme as especificações abaixo:

Tabela 31 - Dados fornecido pelo fabricante para o visor de fluxo

VISORES DE FLUXO												
BITOLA		PASS.	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	D1	D2	PESO (Kg)
POL.	DN											
1/2"	15	11,1	96,8	95,0	69,0	31,5	38,8	47,3	77,0	45	10	1,52
3/4"	20	14,0	96,8	95,0	69,0	31,5	38,8	47,3	77,0	45	10	1,56
1"	25	20,4	96,8	95,0	69,0	31,5	38,8	47,3	77,0	45	10	1,48
1 1/2"	40	40,9	130,0	140,0	107,8	68,0	68,0	79,4	109,4	80	10	4,58
2"	50	40,9	130,0	140,0	107,8	68,0	68,0	79,4	109,4	80	10	4,25



## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSÃO**

A geração de vapor é um fator imprescindível na linha de produção de uma indústria alimentícia, refletindo diretamente em sua capacidade produtiva, sendo fundamentais estudos e avaliações energéticas que possibilite otimizar todo o sistema de geração e distribuição do vapor, e com isso melhorar a sustentabilidade da instalação e reduzir os custos de produção.

Por se tratar de instalações muito robustas e com longa vida útil, o seu dimensionamento otimizado costuma trazer grande economia a longo prazo, justificando muitas vezes os elevados custos relacionados à implementação de melhoria. Dentre as áreas chave para estudo e melhoria está a minimização de perdas. Esta é realizada através do dimensionamento das linhas de vapor, válvulas, acessórios e do isolamento térmico das linhas e dos componentes.

Um dimensionamento feito de forma incorreta pode acarretar para a empresa um grande custo a longo prazo, uma vez que este pode gerar um aumento expressivo na quantidade de condensado formado ao longo das tubulações de distribuição de vapor.

O projeto das linhas de vapor foi realizado através de cálculos para o diâmetro das tubulações, perda de carga, determinação de uma espessura ótima para isolamento térmico com base em uma especificação na instalação de diferentes espessuras e do quanto foi gasto para gerar o calor que foi dissipado ao longo da tubulação. O resultado foi comparado com valores indicados por um fabricante de isolamentos e assim validado com sucesso. É possível perceber claramente que houve um melhor dimensionamento do isolamento para a tubulação principal em relação ao que foi indicado pelo fabricante. Para a tubulação secundária foi obtido um valor menor se comparado com o indicado pela fabricante o que pode inferir que o fabricante tenha adotado uma espessura maior para garantir um isolamento eficiente em uma linha que exige um dimensionamento mais crítico por transportar menor quantidade de vapor e levar o mesmo

diretamente ao maquinário que irá utilizar este. Os purgadores foram dimensionados seguindo o catálogo de um fabricante e as bacias de condensado também, sempre prezando por um leve superdimensionamento, garantindo a qualidade do projeto sem aumentar exageradamente os custos de implementação visto que representam uma parte muito pequena do custo total de instalação e, caso mal dimensionados, podem ocasionar grandes problemas na utilização da linha ao longo de sua vida útil.

O presente trabalho se trata de um estudo inicial de uma situação problema que pode servir de base para outros trabalhos, como um cálculo financeiro mais aprofundado sobre a viabilidade de se usar o isolante térmico para um período mais longo do que o adotado. Ou mesmo um estudo detalhado sobre as características da caldeira estudada e a influência do combustível adotado na sua utilização, que poderiam afetar na espessura do isolamento adotado pois uma vez que mais combustível é necessário para gerar vapor, maior é o custo do condensado formado na tubulação e assim se torna justificável o uso de um isolamento mais espesso para combater este custo adicional.

## CAPÍTULO VI

### BIBLIOGRAFIA

- ABRAMAN, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE MANUTENÇÃO E GESTÃO DE ATIVOS. 2010. TUBULAÇÃO INDUSTRIAL E ESTRUTURA METÁLICA. s.l. : SENAI, 2010.**
- BIZZO, Waldir Alves. 2018. Geradores de vapor. Campinas : Universidade Federal de Campinas, 2018.**
- Buecker, Brad. 2000. Fundamentals of Steam Generation Chemistry. s.l. : PennWell Books, 2000. p. 334.**
- ELETROBRAS. 2005. Eficiência energética no uso de vapor. Rio de Janeiro : s.n., 2005.**
- HOLMAN, Jack Phillip. 1996. Heat Transfer. 8. s.l. : McGraw Hill, 1996. p. 696.**
- INCROPERA, Frank e DEWITT, David. 2008. Fundamentos da Transferência de Calor e Massa. 6. Rio de Janeiro : LTC, 2008.**
- Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e biocombustíveis, IBP. 2018. IBP a casa da nossa indústria. [Online] 2018. [Citado em: 23 de Maio de 2018.] [https://www.ibp.org.br/cursos/geracao-e-distribuicao-de-vapor/?\\_pagina=programa-tecnico&\\_template=programa-tecnico](https://www.ibp.org.br/cursos/geracao-e-distribuicao-de-vapor/?_pagina=programa-tecnico&_template=programa-tecnico).**
- LEITE, Nilson Ribeiro e MILITÃO, Renato de Abreu. 2008. Tipos e aplicações de caldeiras. São Paulo : Escola politécnica -USP, 2008. p. 112.**
- Machado, A. L. F., Paz, D. A. e Camargo, R. S. . 2018. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA BARRAS METÁLICAS ARREFEICIDAS POR CONVECÇÃO NATURAL. Bagé : s.n., 2018.**
- MAPA, Ministério da Agricultura (MAPA) - Circular nº175. 2005. Procedimentos de Verificação dos Programas de Autocontrole. s.l. : DIPOA, 2005.**
- MILCENT, Paul Fernand. 2007. Noções de Isolamento Térmico de Tubulações. Curitiba : UFPR, 2007.**
- SILVA, Ricardo Luís Alves da, SOARES, Paulo Renato Ferreira Targino e SILVA, Ana Karla Batista da. 2008. Análise de Risco Utilizando a Ferramenta FMEA em um Gerador de Vapor. 2008.**
- SPIRAX SARCO. 2008. Projeto de instalações de vapor. Rio de Janeiro : s.n., 2008.**
- TELLES, Pedro C. Silva. 2012. Tubulações industriais (Materiais, Projeto, Montagem). São paulo : LTC, 2012.**

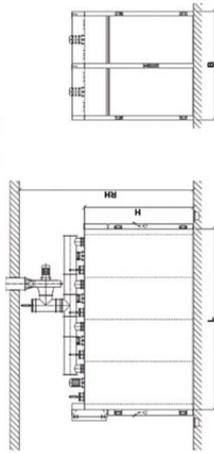
**VENTURINI, Osvaldo José e PIRANI, Marcelo José. 2005.** *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*. Rio de Janeiro : Eletrobrás, 2005. p. 316.

**ZATTONI, Celio Carlos. 2008.** *Materiais para tubulação*. São Paulo : FATEC-SP, 2008.

## ANEXOS

### I. Catálogo da estufa utilizada

#### AllroundSystem: A solução com economia de espaço para defumação e cozimento



Tipo ASR	Número de carrinhos	Abertura de porta afastamento (cm)		Dimensões do gabinete (incl. extensão) (cm)			Altura mínima da sala (cm)	Aquecimento Elétrico	Aquecimento Vapor, Elétrico	Aquecimento Óleo, Gás	Resfriamento sistema Frio	Baixa Pressão vapor/água	Resfriamento Água Borrifação
		Largura	Altura	Altura (H)	Largura (B)	Comprimento (L)							
1281*	1	91	138	214	118	89	290	3,0	17	n.a.	2,5	40	20
1291*	1	101	138	214	128	89	290	3,0	17	n.a.	2,5	40	20
1491*	1	101	152	229	128	89	300	4,4	20	n.a.	2,5	40	20
3611*	1	111	203	254	140	126	350	5,9	29	33	4,6	50	25
3621	2	111	202	254/270	140	232	354/370	8,6	48	58	78	80	50
3631	3	111	202	270/288	140	337	370/388	11,3	70	90	10,8	115	75
3641	4	111	202	270/270	140	442	370/370	14,0	96	116	14,4	150	100
3651	5	111	202	270/n.a.	140	548	370/n.a.	16,7	118	n.a.	18,0	190	125
3661	6	111	202	270/288	140	653	370/370	19,4	140	180	21,6	230	150
7221	2	(2x) 111	202	254/270	270	126	354/370	8,6	48	64	7,8	80	50
7241	4	(2x) 111	202	254/270	270	232	390/406	14,0	96	116	14,4	150	100
7261	6	(2x) 111	202	270/288	270	337	406/424	19,4	144	180	21,6	230	150
7281	8	(2x) 111	202	270/n.a.	270	442	450/n.a.	24,8	192	n.a.	28,8	300	200
72A1	10	(2x) 111	202	270/n.a.	270	548	480/n.a.	32,9	240	n.a.	36,0	380	250
72C1	12	(2x) 111	202	270/n.a.	270	653	480/n.a.	38,3	288	n.a.	43,2	460	300
Também deve ser considerado		Cunha (2x por túnel)				mais 7							
		Com túnel				mais 6							

Dimensão carrinho de fumaça (cm)	
Largura	Altura
80	75
90	75
90	135
100	75
100	100
100	200

- n. a.: não disponível  
 ⊙ Elétrico resp. alta pressão / óleo resp. gás  
 ⊙ Sem túnel  
 ⊙ Cargas aproximadamente conectadas

## II. Casos típicos de utilização de purgadores

Serviços	Condições	Tipos recomendados	Coefficiente de segurança	
Drenagem de tubulações de vapor (com retorno de condensado)	Vapor saturado	Alta pressão (+ de 20 kg/cm <sup>2</sup> )	B	2
		Média pressão (até 20 kg/cm <sup>2</sup> )	B - C	2
		Baixa pressão (até 2 kg/cm <sup>2</sup> )	C - B	3
	Vapor superaquecido	Alta pressão (+ de 20 kg/cm <sup>2</sup> )	B - C	2
		Média pressão (até 20 kg/cm <sup>2</sup> )	C - B	2
		Baixa pressão (até 2 kg/cm <sup>2</sup> )	C - B	3
Drenagem de tubulações (sem retorno de condensado)	Vapor superaquecido	Pressões até 1 kg/cm <sup>2</sup>	C	2
	Vapor saturado	Pressões maiores do que 1kg/cm <sup>2</sup>	D	3
Aquecimento de tubulações	-	-	D	3
Aparelhos de aquecimento a vapor	Altas vazões (acima de 4000 kg/h)	Vazão constante	A - B	2
		Vazão variável	A - B	4
	Médias e baixas vazões (até 4000 kg/h)	Vazão constante	A - B	2
		Vazão variável	C - A	4
Serpentinas de tanques	-	-	B - A	3
A - Purgador de bóia		C - Purgador termostático ou de expansão metálica		
B - Purgador de panela invertida		D - Purgador termodinâmico		

### III. Tabela para definição do estado do vapor saturado



### APLICAÇÕES ÁGUA QUENTE E VAPOR

#### CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO VAPOR SATURADO

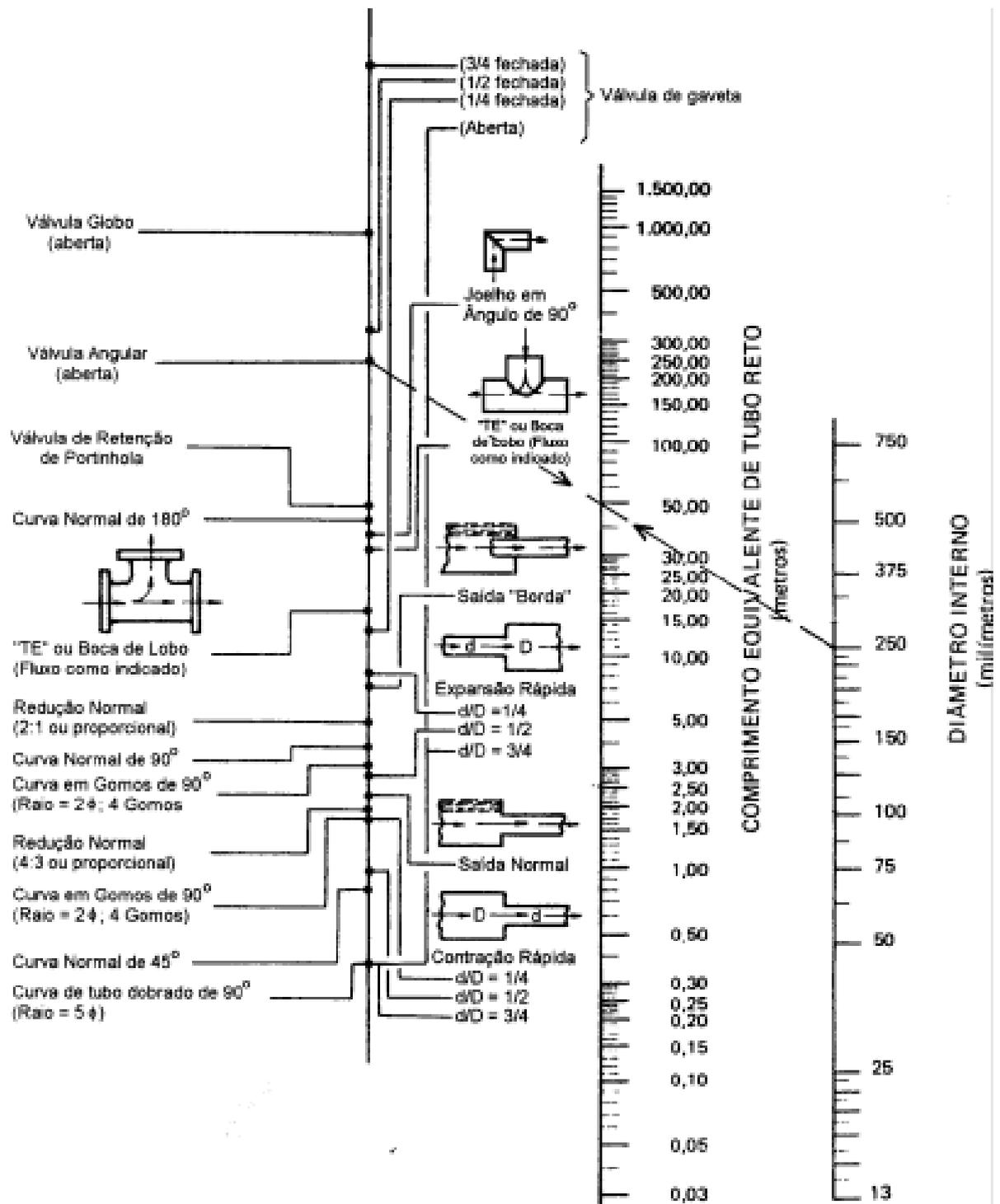
Temperatura de evaporação (fluido)	Pressão relativa (valor página catálogo)	Pressão absoluta	Volume mássico vapor	Volume volumétrico vapor	Entalpia específica da água (calor sensível, hf)		Entalpia específica de vaporização (calor latente, hfg)		Entalpia específica de vapor (calor total, hg)		Calor específico vapor	Viscosidade dinâmica vapor
					(kj/kg)	(Kcal/kg)	(kj/kg)	(Kcal/kg)	(kj/kg)	(Kcal/kg)		
17,51		0,02	67,006	0,015	73,45	17,54	2460,19	587,61	2533,64	605,15	1,8644	0,00001
45,81	-	0,1	14,674	0,0681	191,83	45,82	2392,8	571,61	2584,7	617,46	-	-
60,06	-	0,2	7,649	0,1307	251,4	60,05	2358,3	563,37	2609,7	623,43	-	-
69,1	-	0,3	5,229	0,1912	289,23	69,09	2336,1	558,07	2625,3	627,16	-	-
75,87	-	0,4	3,993	0,2504	317,58	75,86	2319,2	554,03	2636,8	629,9	-	-
81,33	-	0,5	3,24	0,3086	340,49	81,34	2305,4	550,74	2645,9	632,16	-	-
85,94	-	0,6	2,732	0,336	359,86	85,96	2293,6	547,92	2653,5	633,89	-	-
89,95	-	0,7	2,365	0,4228	376,7	89,99	2283,3	545,46	2660	635,45	-	-
93,5	-	0,8	2,087	0,4791	391,66	93,56	2274,1	543,26	2665,8	636,83	-	-
96,71	-	0,9	1,869	0,535	405,15	96,78	2265,7	541,25	2670,9	638,05	-	-
99,63	-	1	1,694	0,59	417,51	99,72	2257,92	539,3	2675,43	639,02	2,0267	0,000012
100	0	1,013	1,673	0,5977	419,04	100,1	2257	539,17	2676	639,27	-	-
102,32	0,087	1,1	1,549	0,645	428,84	102,43	2250,76	537,59	2679,61	640,01	2,0373	0,000012
104,81	0,187	1,2	1,428	0,7	439,36	104,94	2244,08	535,99	2683,44	640,93	2,0476	0,000012
107,13	0,287	1,3	1,325	0,755	449,19	107,29	2237,79	534,49	2686,98	641,77	2,0576	0,000013
109,32	0,387	1,4	1,236	0,809	458,42	109,49	2231,86	533,07	2690,28	642,56	2,0673	0,000013
111,37	0,487	1,5	1,159	0,863	467,13	111,57	2226,23	531,73	2693,36	643,3	2,0768	0,000013
113,32	0,587	1,6	1,091	0,916	475,38	113,54	2220,87	530,45	2696,25	643,99	2,086	0,000013
115,17	0,687	1,7	1,031	0,97	483,22	115,42	2215,75	529,22	2698,97	644,64	2,095	0,000013
116,93	0,787	1,8	0,977	1,023	490,7	117,2	2210,84	528,05	2701,54	645,25	2,1037	0,000013
118,62	0,887	1,9	0,929	1,076	497,85	118,91	2206,13	526,92	2703,98	645,83	2,1124	0,000013
120,42	1	2,013	0,881	1,1350	505,6	120,78	2201,1	525,82	2706,7	646,6	-	-
120,23	0,987	2	0,885	1,129	504,71	120,55	2201,59	525,84	2706,29	646,39	2,1208	0,000013
123,27	1,187	2,2	0,81	1,235	517,63	123,63	2192,98	523,78	2710,6	647,42	2,1372	0,000013
126,09	1,387	2,4	0,746	1,34	529,64	126,5	2184,91	521,86	2714,55	648,36	2,1531	0,000013
128,73	1,587	2,6	0,693	1,444	540,88	129,19	2177,3	520,04	2718,17	649,22	2,1685	0,000013
131,2	1,787	2,8	0,646	1,548	551,45	131,71	2170,08	518,32	2721,54	650,03	2,1835	0,000013
133,54	1,987	3	0,606	1,651	561,44	134,1	2163,22	516,68	2724,66	650,77	2,1981	0,000013
133,69	2	3,013	0,603	1,6583	562,2	134,3	2163,3	516,79	2725,5	651,09	-	-
138,87	2,487	3,5	0,524	1,908	584,28	139,55	2147,35	512,89	2731,63	652,44	2,2331	0,000014
143,63	2,987	4	0,462	2,163	604,68	144,43	2132,95	509,45	2737,63	653,87	2,2664	0,000014
147,92	3,487	4,5	0,414	2,417	623,17	148,84	2119,71	506,29	2742,88	655,13	2,2983	0,000014
151,85	3,987	5	0,375	2,669	640,12	152,89	2107,42	503,35	2747,54	656,24	2,3289	0,000014
151,96	4	5,13	0,374	2,6737	640,7	153,05	2108,1	503,6	2748,8	656,66	-	-
155,47	4,487	5,5	0,342	2,92	655,81	156,64	2095,9	500,6	2751,7	657,23	2,3585	0,000014
158,84	4,987	6	0,315	3,17	670,43	160,13	2085,03	498	2755,46	658,13	2,3873	0,000014
160	5	6,013	0,31	3,1746	670,09	160,27	2086	498,32	2756,9	658,6	-	-
161,99	5,487	6,5	0,292	3,419	684,14	163,4	2074,73	495,54	2758,87	658,94	2,4152	0,000014
164,96	5,987	7	0,273	3,667	697,07	166,49	2064,92	493,2	2761,98	659,69	2,4424	0,000015
165	6	7,013	0,272	3,6764	697,5	166,62	2066	493,54	2763,5	660,17	-	-
167,76	6,487	7,5	0,255	3,915	709,3	169,41	2055,53	490,96	2764,84	660,37	2,469	0,000015
170,42	6,987	8	0,24	4,162	720,94	172,19	2046,53	488,8	2767,46	661	2,4951	0,000015
172,94	7,487	8,5	0,227	4,409	732,03	174,84	2037,86	486,73	2769,89	661,58	2,5206	0,000015
175,36	7,987	9	0,215	4,655	742,64	177,38	2029,49	484,74	2772,13	662,11	2,5456	0,000015
177,67	8,487	9,5	0,204	4,901	752,82	179,81	2021,4	482,8	2774,22	662,61	2,5702	0,000015
179,88	8,987	10	0,194	5,147	762,6	182,14	2013,56	480,93	2776,16	663,07	2,5944	0,000015
179,97	9	10,013	0,19	5,1546	763	182,27	2015,1	481,39	2778,1	663,66	-	-
184,06	9,987	11	0,177	5,638	781,11	186,57	1998,55	477,35	2779,66	663,91	2,6418	0,000015
184,13	10	11,013	0,177	5,6497	781,6	186,71	2000,1	477,8	2781,7	664,52	-	-
187,96	10,987	12	0,163	6,127	798,42	190,7	1984,31	473,94	2782,73	664,64	2,6878	0,000015
191,6	11,987	13	0,151	6,617	814,68	194,58	1970,73	470,7	2785,42	665,29	2,7327	0,000015
194,04	12,987	14	0,141	7,106	830,05	198,26	1957,73	467,6	2787,79	665,85	2,7767	0,000016
198,28	13,987	15	0,132	7,596	844,64	201,74	1945,24	464,61	2789,88	666,35	2,8197	0,000016
212,37	18,987	20	0,1	10,047	908,56	217,01	1888,65	451,1	2797,21	668,1	3,0248	0,000016
217,24	21	22,013	0,091	11,032	930,92	222,35	1868,11	446,19	2799,03	668,54	3,1034	0,000016
219,55	21,987	23	0,087	11,525	941,57	224,89	1858,2	443,82	2799,77	668,71	3,1421	0,000016
221,78	22,987	24	0,083	12,02	951,9	227,36	1848,49	441,5	2800,39	668,86	3,1805	0,000017
223,94	23,987	25	0,080	12,515	961,93	229,75	1838,98	439,23	2800,91	668,99	3,2187	0,000017
224,02	24	25,013	0,0797	12,547	952,2	229,86	1840,9	439,77	2803,1	669,63	-	-
233,84	28,987	30	0,067	15,009	1008,33	240,84	1793,94	428,48	2802,27	669,31	3,4069	0,000017
242,54	33,987	35	0,057	17,536	1049,74	250,73	1752,2	418,51	2801,95	669,23	3,5932	0,000017
250,33	38,987	40	0,050	20,101	1087,4	259,72	1712,94	409,13	2800,34	668,85	3,7806	0,000018
251,8	40	41,013	0,048	20,619	1094,56	261,43	1705,33	407,31	2799,89	668,74	3,8185	0,000018

IV. Tabela utilizada para encontrar a condutividade do isolante térmico

TABELA A.3 *Continuação*  
*Isolamento Industrial*

Descrição/ Composição	Temperatura de Serviço Máxima (K)	Massa Específica Típica (kg/m <sup>3</sup> )	Condutividade Térmica Típica, k(W/(m·K)), a Várias Temperaturas (K)																
			200	215	230	240	255	270	285	300	310	365	420	530	645	750			
Blocos, Placas e Isolamentos para Tubulações																			
Papel de amianto, laminado e corrugado																			
4-camadas	420	190										0,078	0,082	0,098					
6-camadas	420	255										0,071	0,074	0,085					
8-camadas	420	300										0,068	0,071	0,082					
Magnésia, 85%	590	185										0,051	0,055	0,061					
Silicato de cálcio	920	190										0,055	0,059	0,063	0,075	0,089	0,104		
Vidro celular	700	145				0,046	0,048	0,051	0,052	0,055	0,058	0,062	0,069	0,079	0,092	0,098	0,104		
Sílica diatomácea	1145 1310	345 385													0,101	0,100	0,115		
Poliestireno, rígido																			
Extrudado (R-12)	350	56	0,023	0,023	0,022	0,023	0,023	0,023	0,025	0,026	0,027	0,027	0,029						
Extrudado (R-12)	350	35	0,023	0,023	0,023	0,025	0,025	0,025	0,026	0,027	0,029								
Pérolas moldadas	350	16	0,026	0,029	0,030	0,033	0,035	0,036	0,038	0,040									
Espuma de borracha rígida	340	70							0,029	0,030	0,032	0,033							
Cimento Isolante																			
Fibra mineral (rocha, escória ou vidro)																			
Aglutinada com argila	1255	430													0,071	0,079	0,088	0,105	0,123
Aglutinada com cimento hidráulico	922	560													0,108	0,115	0,123	0,137	

V. Esquema utilizado para determinar o comprimento equivalente em tubulações



VI. Especificação dos tubos utilizados

## Tubo preto Sch 40 A-106 (Sem Costura)

Schedule 40 - Norma NBR 5590			
Diâmetro		Espessura mm	Peso teórico kg/m
pol.	mm		
1/2"	21,30	2,77	1,26
3/4"	26,70	2,87	1,68
1"	33,40	3,38	2,50
1.1/4"	42,20	3,56	3,38
1.1/2"	48,30	3,68	4,05
2"	60,30	3,91	5,43
2.1/2"	73,00	5,16	8,62
3"	88,90	5,49	11,28
3.1/2"	101,60	5,74	13,56
4"	114,30	6,02	16,06
5"	141,30	6,55	21,75
6"	168,30	7,11	28,23
8"	219,10	8,18	42,48
10"	273,05	9,27	60,23
12"	323,84	10,31	79,64

VII. Referência sobre o poder calorífico do combustível da caldeira



Alfa Laval Aalborg  
 Rua Divino Espírito Santo  
 1100, Carangola  
 Petropolis, RJ  
 CEP: 25715-410  
 Tel: +55 24 2233-9963  
 Fax: +55 24 2237-6603  
[www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com)  
 E-mail: [dec.rio@alfalaval.com](mailto:dec.rio@alfalaval.com)

PODER CALORÍFICO INFERIOR

COMBUSTÍVEL	PCI	COMBUSTÍVEL	PCI	COMBUSTÍVEL	PCI
Alcool de cana	5.500 kcal/l	Coque de lenha	7.600 kcal/kg	Óleo de algodão	8.050 kcal/l
Aparas vinho	6.300 kcal/kg	Coque metalúrgico	7.200 kcal/kg	Óleo de amendoim	8.000 kcal/l
Bagaço de cana (20% ÁGUA)	3.200 kcal/kg	Fibras de palmeira (48% de água)	2.000 kcal/kg	Óleo de babaçu	7.770 kcal/l
Bagaço de cana (50% ÁGUA)	1.800 kcal/kg	Fibras de palmito	3.800 kcal/kg	Óleo de soja	8.125 kcal/l
Bambu (10% água)	3.700 kcal/kg	Filme polietileno	5.600 kcal/kg	Óleo diesel	8.620 kcal/l
Borra de café	1.570 kcal/kg	Gás de água	4.000 kcal/Nm³	Palha de amendoim (12% água)	3.100 kcal/kg
Carvão de babaçu	7.000 kcal/kg	Gás de água carburetado	6.000 kcal/Nm³	Palha de trigo (20% ÁGUA)	3.200 kcal/kg
Carvão mineral - Cambuí/PR	6.200 kcal/kg	Gás de alto forno	700 kcal/Nm³	Papel	4.200 kcal/kg
Carvão mineral - Charqueadas/ RS	3.100 kcal/kg	Gás de biodigestor (biogás)	5.000 kcal/Nm³	Piche alcatrão	8.600 kcal/kg
Carvão mineral - Mina do Ião/ RS	4.200 kcal/kg	Gás de coqueira	4.300 kcal/Nm³	Pó de linho	4.000 kcal/kg
Carvão mineral - Tubarão/ SC	4.500 kcal/kg	Gás de gasogênio	1.250 kcal/Nm³	Pó de madeira fino (seco)	4.000 kcal/kg
Carvão vegetal	7.500 kcal/kg	Gás de nafta	4.220 kcal/Nm³	Pó de madeira grosso (seco)	4.200 kcal/kg
Casca de arvore	2.200 kcal/kg	Gás GLP (50%)	11.025 kcal/kg	Pó de tabaco	2.300 kcal/kg
Casca de algodão	3.000 kcal/kg	Gás natural	9.065 kcal/Nm³	Querosene	8.300 kcal/l
Casca de amêndoa dendê	4.800 kcal/kg	Lascas de madeira	3.300 kcal/kg	Recortes de couro (14% ÁGUA)	4.400 kcal/kg
Casca de arroz (12% água)	3.300 kcal/kg	Lenha (40% água)	2.400 kcal/kg	Resíduos de juta	3.800 kcal/kg
Casca de babaçu	4.000 kcal/kg	Lenha (seca) (12% água)	3.680 kcal/kg	Restos de borracha	4.000 kcal/kg
Casca de cacau (8% água)	3.900 kcal/kg	Madeira de caixotes	3.800 kcal/kg	Sementes de girassol (9,5% água)	4.300 kcal/kg
Casca de café	3.800 kcal/kg	Madeira muito seca	4.800 kcal/kg	Serragem de pinho (40% água)	2.000 kcal/kg
Casca de caju	4.700 kcal/kg	Madeira pinho (seca ao ar)	2.500 kcal/kg	Serragem seca (20% água)	3.500 kcal/kg
Casca de coco	4.000 kcal/kg	Madeira verde	2.500 kcal/kg	Serragem + Cepilho (seco)	4.600 kcal/kg
Casca de eucalipto	3.750 kcal/kg	Óleo combustível 1A	9.750 kcal/kg	Sisal (11% água)	3.400 kcal/kg
Casca de tanino úmido (68% água)	800 kcal/kg	Óleo combustível 1B	9.940 kcal/kg	Sobra de serraria (pinho)	4.160 kcal/kg
Casca de soja	3.300 kcal/kg	Óleo combustível 2A	9.550 kcal/kg	Tecido nailon	7.300 kcal/kg
Cavaco (eucalipto)	4.300 kcal/kg	Óleo combustível 2B	9.920 kcal/kg	Trapos de pano	4.200 kcal/kg
Cavacos de pinho	2.500 kcal/kg	Óleo combustível 3A	9.500 kcal/kg	Turfa (seca ao ar) (25 a 6% água)	3000 - 5000 kcal/kg
Coque de gás	5.400 kcal/kg	Óleo combustível 3B	9.870 kcal/kg		

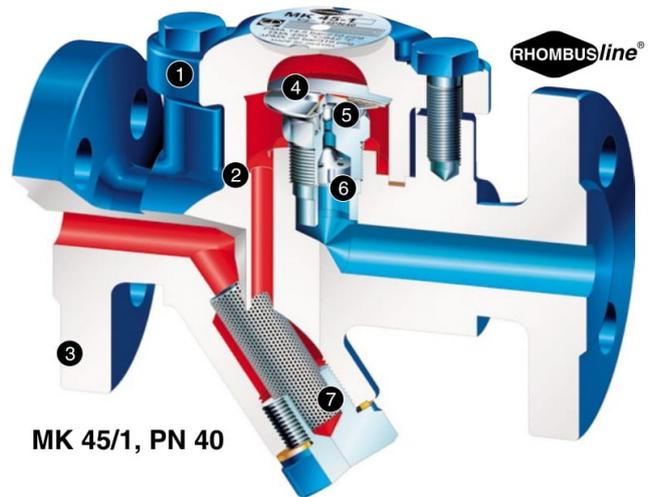


## Purgadores - Linha MK

### GESTRA

#### Purgadores Termostáticos com Membrana

- Não perde vapor vivo devido ao seu princípio de funcionamento.
- Insensível a contra-pressão e variações atmosféricas.
- Funcionamento em qualquer posição.
- Purga contínua, alta velocidade de resposta.
- Utilizado como desaerador, elimina ar e gases incondensáveis.
- Manutenção simples, sem remover o purgador da linha.
- Com tela interna ou filtro "Y" incorporado.
- Possibilidade de utilização de membrana especial para proporcionar sub-arrefecimento.
- Utilizado também para vapor superaquecido.



MK 45/1, PN 40

- |  |   |
|--|---|
| <p>1 Tampa flangeada ao corpo, de fácil desmontagem</p> <p>2 Junta do corpo / tampa em grafite</p> <p>3 Conexões: flangeadas, roscadas, encaixe para solda (SW), ponta para solda (BW)</p> | <p>4 Membrana termostática</p> <p>5 Unidade reguladora</p> <p>6 Válvula de retenção contra golpes de ariete</p> <p>7 Crivo do filtro em aço inox e de grande superfície filtrante</p> |
|--|---|

A característica principal dos purgadores MK é a sua resposta particularmente rápida a diferentes solicitações. São ideais para trocadores de calor, em que não é permitida a acumulação de pequenas quantidades de condensados. Funciona em qualquer posição independentemente da pressão à montante e da contra-pressão. A membrana de regulação e as restantes partes interiores são em materiais resistentes à corrosão. A membrana de Hastelloy é altamente resistente a ácidos

e cloretos.

O dispositivo anti-retomo protege a membrana contra os golpes de ariete. A grande superfície do filtro, protege o purgador contra as impurezas assegurando grandes intervalos sem manutenção.

Para condensados e ambientes especialmente agressivos e/ou exigências higiénicas especiais, os purgadores MK 45/1 e MK 45/2 podem ser fornecidos completamente em aço inoxidável.

#### Membrana de regulação



**Abertura:** a cápsula da membrana contém um líquido cuja temperatura de evaporação é ligeiramente inferior à temperatura de saturação do vapor. Durante as paradas, isto é, com condensado frio, o líquido no interior da membrana está completamente condensado, permanecendo na posição aberta.



**Fechamento:** com o aumento de temperatura do condensado, o líquido na membrana começa a vaporizar. A pressão na cápsula aumenta; o obturador tende a fechar. Um pouco antes de o condensado chegar à temperatura de saturação, o purgador fecha completamente.

**Formas de conexões e dimensão (L) em mm**

Tipo	Conexão	Dimensão (L) em mm						
		DN 8 1/4"	DN 10 3/8"	DN 15 1/2"	DN 20 3/4"	DN 25 1"	DN 40 1 1/2"	DN 50 2"
MK 45-1	Flange DIN PN 40	-	-	150	150	160	-	-
MK 45-2	Flange ASME 150 1)	-	-	150	150	160	-	-
MK 45 A-1	Flange ASME 300 1)	-	-	150	150	160	-	-
MK 45 A-2	Rosca	-	-	95	95	95	-	-
MK 35/2 S3 somente DN 25	Encaixe para solda (SW)	-	-	95	95	95	-	-
MK 35/2 S somente DN 25	Ponta para solda (BW) 2)	-	-	200	200	200	-	-
MK 35/31	Rosca	-	70	70	-	-	-	-
MK 35/32	Encaixe para solda (SW)	-	-	95	-	-	-	-
MK 25/2 DN 40 - 50	Flange DIN PN 40	-	-	-	-	-	230	230
MK 25/2 S DN 40 - 50	Flange ASME 150	-	-	-	-	-	230	230
	Flange ASME 300	-	-	-	-	-	230	230
	Rosca	-	-	-	-	-	130	230
	Encaixe para solda (SW)	-	-	-	-	-	130	230
MK 36/51	Rosca	65	65	65	65	-	-	-
MK 36/52	União nipple (BW) 3)	-	-	150	-	-	-	-
	Conexão clamp	-	65	65	65	65	-	-

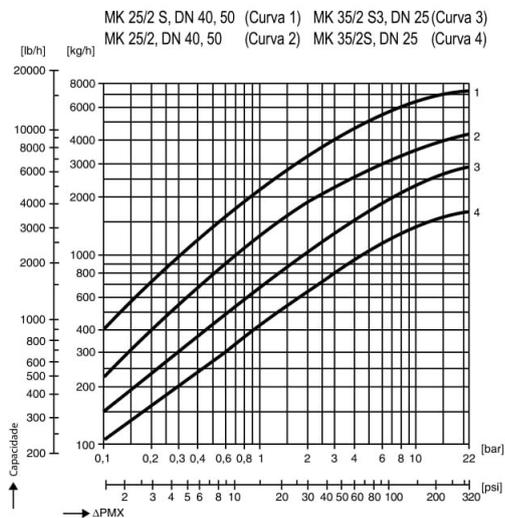
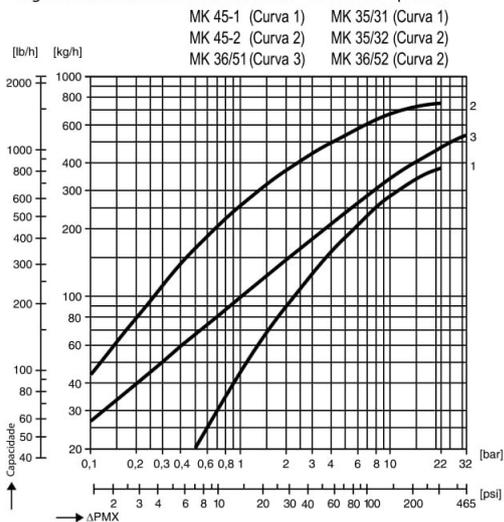
1) MK 45 com flanges ASME: com dimensão de 172 mm disponíveis somente mediante pedido

2) Somente MK 45

3) Fabricado em aço carbono ou aço inox.

## Capacidade de vazão

Os gráficos mostram a máxima vazão de condensado quente.



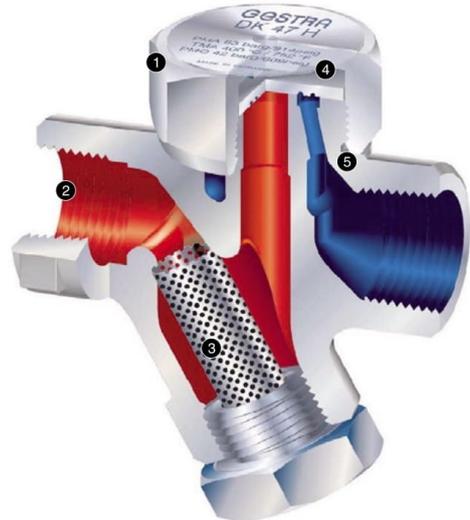


## Purgadores - Linha DK

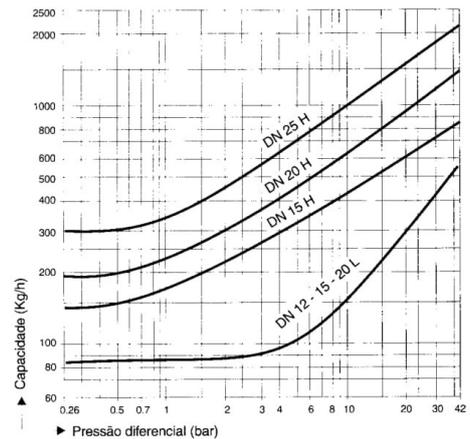
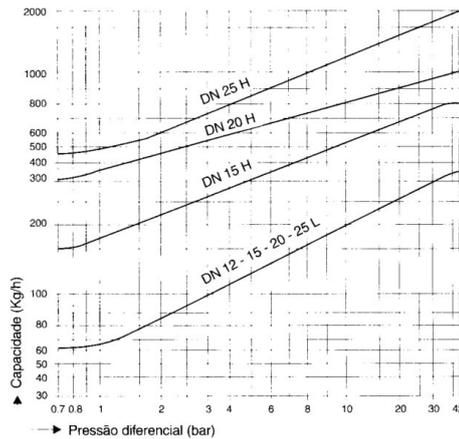
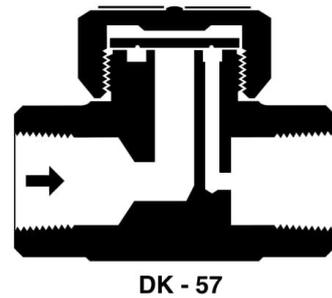
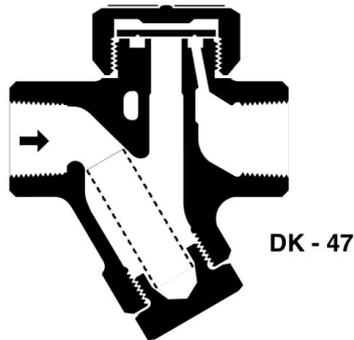
### GESTRA

#### Purgador Termodinâmico de fluxo distribuído para vapor

Os purgadores tipo termodinâmico são fabricados em dois modelos: DK-47 com filtro incorporado e DK-57 sem filtro. São ainda fabricados em duas versões: "L" para baixas vazões e "H" para altas vazões conforme gráfico abaixo. Possuem corpo compacto, robusto e totalmente em aço inox. São de fácil manutenção e longa vida útil. Utilizados também em vapor superaquecido.



- 1 Capuz
- 2 Conexões rosçadas 3/8", 1/2", 3/4" e 1" BSP ou NPT
- 3 Crivo do filtro em aço inox e de grande superfície filtrante.
- 4 Disco
- 5 Corpo



#### Descrição genérica da linha DK

Modelo	Material	Máx. Press. Difer.	Filtro incorporado	Tipos de conexões	
				Roscados	Flangeados
DK 47	A 743ca40F	42 bar	Sim	3/8" a 1"	Adaptado
DK 57	A 151-420F	42 bar	-	3/8" a 1"	Adaptado



## Válvulas de Esfera

### VÁLVULAS DE ESFERA

#### Aplicação

As válvulas de esfera são utilizadas para bloqueio em tubulações dos mais diversos fluidos como líquidos, gases e vapores. Todas as válvulas podem ser automatizadas com a utilização de atuadores. Os atuadores pneumáticos BERMO são fabricados nos modelos de configuração dupla ação ou retorno por mola nos mais variados torques de acordo com a aplicação.

Caso haja necessidade da indicação de posição de abertura da válvulas, as mesmas poderão ser fornecidas com chaves de fim de curso. Para serviços ON-OFF poderão ser fornecidas com válvula solenóide.



Estilo	Passagem	DN	Materiais				Vedações				Extremidades						Pressão Máx. Trabalho	
			AC	Inox 304	Inox 316	Latão	TP	TF*	TG	MS*	SW	BW	NPT	BSP	CL 150	CL 300		1000 WOG
TRIPARTIDA ROSCADA	REDUZIDA	1/4" - 4"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	20 BAR
TRIPARTIDA ROSCADA	PLENA	1/4" - 3"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	20 BAR
TRIPARTIDA TUBULAR ROSCADA	PLENA	1/4" - 3"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	1000 WOG
TRIPARTIDA TUBULAR ROSCADA	REDUZIDA	1/4" - 4"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	1000 WOG
MONOBLOCO ROSCADA	PLENA	1/4" - 2"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	1000 WOG
MONOBLOCO ROSCADA	REDUZIDA	1/4" - 2"	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	1000 WOG
TRIPARTIDA FLANGEADA	PLENA	1/2" - 3"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	10 / 20 BAR
TRIPARTIDA FLANGEADA	REDUZIDA	1/2" - 4"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	10 / 20 BAR
BIPARTIDA FLANGEADA	PLENA	2" - 6"	*	*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	10 / 20 BAR
OUTROS	SOB CONSULTA																	

#### Legenda:

##### Extremidades

SW - Encaixe para solda  
 BW - Ponta para solda  
 NPT - Extremidade roscada  
 BSP - Extremidade roscada  
 ANSI 150 - Extremidade flangeada  
 ANSI 300 - Extremidade flangeada

##### Vedação

TP - PTFE Puro  
 TF\* - PTFE + F. Vidro  
 TG - PTFE + Grafite  
 MS\* - Microsteam

\* Sob consulta

##### Acabamento

As válvulas podem ser fornecidas em:  
 ZB - Zincada branco  
 EP - Eletropolida



## Visores de Fluxo



### Aplicação

O Visor de Fluxo BERMO permite a inspeção visual das condições instantâneas de fluxo de fluidos no interior de tubulações. Pode ser utilizado também para controlar o fluxo de vapor e condensado a montante de purgadores ou a jusante de superfícies de aquecimento em sistemas de vapor.

### Características

- Carcaça inteira com dois cristais justapostos para inspeção;
- Ressalto separador fixo;
- Instalação em posição horizontal ou vertical;
- Ausência de peças móveis;
- Manutenção mínima e longa vida útil;
- Pressão máxima de serviço 21 kgf/cm<sup>2</sup>;
- Temperatura máxima 300°C;
- Para valores de pH entre 9 e 10 e fluidos agressivos, deve-se utilizar disco de mica para proteção dos cristais contra desgaste prematuro.

### Características de Fabricação:

**Construção**  
ASME B16.34

**Testes**  
API 598

**Conexões**  
ROSCA BSP - ISO 228  
ROSCA NPT - ANSI/ASME B1.20.1

### Materiais

**Corpo e Tampas**  
ASTM A351 - CF8  
ASTM A351 - CF8M

**Juntas**  
Papel Hidráulico ou sob consulta

**Parafusos, Porcas e Arruelas**  
Aço Carbono / Inox 304

**Visores**  
*Borosilicato:*  
Suporta temperaturas de até 280°C.  
Alta resistência a ataques químicos e a vapores.

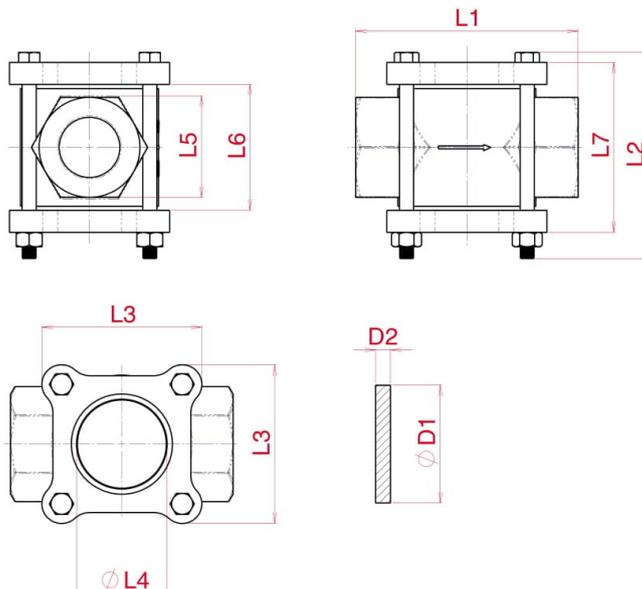
*Cristal:*  
Suporta temperaturas de até 80°C.  
Sensível a ataques químicos e a vapores.

### Dados Técnicos

VISORES DE FLUXO													
BITOLA		PASS.	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	D1	D2	PESO (Kg)	
POL.	DN												
*	1/2"	15	11,1	96,8	95,0	69,0	31,5	38,8	47,3	77,0	45	10	1,52
*	3/4"	20	14,0	96,8	95,0	69,0	31,5	38,8	47,3	77,0	45	10	1,56
**	1"	25	20,4	96,8	95,0	69,0	31,5	38,8	47,3	77,0	45	10	1,48
**	1 1/2"	40	40,9	130,0	140,0	107,8	68,0	68,0	79,4	109,4	80	10	4,58
**	2"	50	40,9	130,0	140,0	107,8	68,0	68,0	79,4	109,4	80	10	4,25

\* Inox 304

\*\* Aço Carbono



XII. Desenho em CAD

