

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Hector Mauro Tabet Cruz

**Otimização da Perda de Carga de um
Aquecedor de Passagem a
Resistência Elétrica**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Prof. Sergio Leal Braga

Rio de Janeiro
Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

À minha mãe Silvana Mauro, pois sem ela minha graduação não seria nem possível.

Ao Gerson pelo grande auxílio e apoio para seguir em frente com o projeto.

À PUC pelo apoio concedido no desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu orientador Prof. Sergio Leal Braga pelo apoio e paciência que teve comigo.

RESUMO

Tabet, Hector Mauro; Braga, Sergio Leal (orientador). **Otimização da Perda de Carga de um Aquecedor de Passagem a Resistência Elétrica.** Rio de Janeiro, 2017. – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Esta monografia tem como objetivo analisar e compreender os principais causadores da perda de carga ocasionada em um aquecedor de passagem a resistência elétrica, o aquecedor em questão é o modelo Central Digital da marca KDT. Diversos testes foram feitos utilizando diferentes valores de vazão com o objetivo de mensurar a perda de pressão do modelo original e identificar os fatores que mais influenciam na perda de carga do sistema. Um novo modelo foi desenvolvido, novos testes foram feitos e a eficiência desse modelo foi comprovada. Sendo assim os objetivos desse estudo foram alcançados e os conceitos, comprovados.

Palavras-chave

Perda de Carga; aquecimento de água; aquecedores de passagem.

ABSTRACT

Tabet, Hector Mauro; Braga, Sergio Leal (orientador). **Friction Loss Optimization of an Electrical Heater**. Rio de Janeiro, 2017.
– Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

This last year Project has the meaning of analyse and comprehend the main friction loss factors in an electrical heater, the studied heater is the Digital Central of the brand KDT. Tests has been made with different flow rates in order to quantify the pressure loss of the original model and identify the main factors of the system friction loss. A new model was developed, new tests have been made and the efficiency of this model were proved. Concluding the objectives of this study were completed and proved.

Key Words

Friction factor; water heating; flow heater.

Sumário

1 Introdução	10
2 Fundamentação Teórica	12
2.1. Aquecedores de Água	12
2.1.1. Aquecedores de Passagem	12
2.1.2. Aquecedores por acumulação	14
2.2. Aquecedores Solares	15
2.3. Perda de Carga	17
2.4. Perda de Carga Contínua	17
2.5. Perda de Carga Localizada	19
2.5.1. Entradas e Saídas	20
2.5.2. Expansões e Contrações	21
2.5.3. Válvulas e Acessórios	22
3 Metodologia Experimental	24
3.1. Montagem da Bancada	24
3.2. Detalhe do Aquecedor	27
3.3. Execução do experimento	29
3.4. Desenvolvimento e Construção do Modelo Otimizado	30
4 Resultados e Discussão	34
4.1. Cálculos	34
4.2. Resultados	35
5 Conclusão	37
6 Anexo	38
6.1. Manual do transmissor de pressão Zürich Psi.420	38
6.2. Link para Acesso do Manual KDT Central Digital	40
7 Referências	41

Lista de Figuras

Figura 2.1:Diagrama esquemático de um aquecedor de passagem (Fonte: Cheguri, J.J., 2001)	13
Figura 2.2: Aquecedor de passagem elétrico (Fonte: portaldoeletricista.com.br).....	14
Figura 2.3: Funcionamento de um aquecedor por acumulação a gás (Fonte: http://dicasesquemas.blogspot.com.br/2012/07/aquecedor-de-acumulacao.html)	15
Figura 2.4: Coletor solar fechado (Fonte:ABRINSTAL & COMGÁS, 2011).....	16
Figura 2.5: Coletor Solar aberto (Fonte: Grupo de Estudos em Energia, 2009).....	16
Figura 2.6: Esquema de funcionamento de um aquecedor solar padrão (Fonte: http://portal.pucminas.br/green/index_padrao.php?pagina=3480)	17
Figura 2.7: Coeficientes de contração e expansão súbitas (STREETER, 1961).....	20
Figura 2.8: Recuperação de pressão para difusores cônicos com escoamento turbulento completamente desenvolvido (COCKRELL e BRADLEY, 1971).....	22
Figura 2.9: Perdas de carga de válvulas e acessórios. (Fonte: “Flow of fluids through Valves, Fittings, and Pipe”, Crane Company)	23
Figura 3.1: Esquema da bancada de testes	24
Figura 3.2: Reservatório utilizado.....	25
Figura 3.3: Detalhe da conexão da saída do reservatório.....	25
Figura 3.4: Detalhe do inversor de potência utilizado.....	26
Figura 3.5: Características da bomba utilizada.	26
Figura 3.6: Bancada completamente montada.....	27
Figura 3.7 Esquema simplificado de funcionamento do KDT	28
Figura 3.8: Carcaça do aquecedor.....	28
Figura 3.9: Detalhe da central dos resistores.....	29

Figura 3.10: Caixa sifonada utilizada no experimento.....	31
Figura 3.11: Detalhe da abertura de acoplamento da central de resistores.	31
Figura 3.12: Cola epóxi para vedar os furos.....	32
Figura 3.13: Massa epóxi para travar a rotação dos parafusos.....	32
Figura 3.14: Modelo final completo.	33

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Coeficiente de perda localizada para entradas de dutos (CRANE COMPANY, 1982).....	21
Tabela 2.2: Coeficientes de perdas para contrações graduais em dutos circulares e retangulares (ASHRAE, 1981)	22
Tabela 4.1: Valores não convertidos do teste com o modelo original. Erro! Indicador não definido.	
Tabela 4.2: Tabela com valores já convertidos do teste com o modelo original .. Erro! Indicador não definido.	
Tabela 4.3: Valores não convertidos do modelo modificado. Erro! Indicador não definido.	
Tabela 4.4: Valores convertidos do modelo modificado. Erro! Indicador não definido.	
Tabela 4.5: Valores convertidos para o sistema internacional e valores do coeficiente de perda e coeficiente de perda médio.	Erro! Indicador não definido.

1 Introdução

Nos tempos de primeira revolução industrial, ainda não havia nenhuma preocupação sobre o impacto do extrativismo e o uso de combustíveis como o carvão. A situação piorou com o surgimento dos combustíveis derivados do petróleo, onde usavam-se poucas fontes primárias na matriz energética e, como resultado, hoje em dia vivemos a beira do colapso, com quantidades exorbitantes de lixos, resíduos poluentes e, principalmente, a constatação do aquecimento global. Nesse contexto, a demanda pela diversificação da matriz energética cresce a cada dia e fontes de energia como a hídrica, eólica, biomassa e solar apresentam papel de relevância crescente.

Os aquecedores de água solares vieram nessa conjuntura e hoje em dia estão cada vez mais sendo usados nas residências, principalmente em locais onde o clima é propício para o seu uso, reduzindo muito o consumo de energia ou gás e o custo de vida de uma casa. Apesar dos aquecedores solares, em dias de sol, terem uma boa eficiência, em dias nublados, frios ou chuvosos, a água não chega a uma temperatura ótima para um banho quente e torna-se necessário o uso de um outro tipo de aquecedor para auxiliá-lo. Convencionalmente, o sol aquece a água durante o dia, essa água aquecida é armazenada em um reservatório (boiler) e, quando não está na sua temperatura ótima, o boiler já possui um sistema de resistência elétrica ou a gás que aquece todo o volume de água. A consequência negativa desse sistema é que a energia gasta para aquecer todo esse volume é muito grande e, muitas vezes, se o uso de água é intenso, a água quente se esgota, sendo necessário esperar um grande período de tempo para seu reaquecimento. A outra opção possível, seria utilizar um aquecedor de passagem, entre o boiler e o uso final, para auxiliar o sistema e, dessa forma, aquecer apenas o que será imediatamente utilizado, proporcionando uma maior economia de energia. Porém, aquecedores de passagem costumam exercer uma perda de carga significativa no escoamento de água e, em muitos casos, é necessário a utilização de uma bomba para se manter a vazão de água a um nível aceitável.

Esse estudo visa a otimização da perda de carga de um aquecedor de passagem de resistência elétrica para que seja usado como auxiliar a um sistema de aquecimento solar, havendo um bom equilíbrio entre o aquecimento da água e a perda de carga do sistema, dispensando assim, em muitos casos, o uso de bombas, gerando economia financeira e energética.

2 Fundamentação Teórica

2.1. Aquecedores de Água

Há centenas de anos a humanidade vem desenvolvendo meios de aquecer água. A primeira sociedade documentada que começou com tal prática foi a romana, que tomava, frequentemente, banhos quentes comunitários em lugares conhecidos como Termas, ou Thermae em latim. Esses lugares dispunham de grandes piscinas, que eram aquecidas por fornalhas debaixo do chão, onde se usavam madeira para produzir o calor.

A prática de se aquecer água veio desde então se desenvolvendo e, nos dias de hoje, existem diversos tipos de aquecedores, cujos combustíveis para fornecer calor estão constantemente sendo aprimorados. Dentre os diversos aquecedores, serão citados os principais existentes no mercado: Aquecedores a gás, elétricos e solares, subdivididos em aquecedores de passagem, e por acumulação. (Guia do Construtor)

2.1.1. Aquecedores de Passagem

Os aquecedores de passagem funcionam aquecendo a água à medida que seu uso é requisitado. O usuário abre a válvula de uma torneira e o sistema de controle, no caso do aquecedor a gás, libera a saída de gás e gera uma centelha para se iniciar o aquecimento, ou, no caso do aquecedor elétrico, uma resistência elétrica é acionada a fim de se obter o mesmo resultado. Após se iniciar o aquecimento, a água passa por uma tubulação, geralmente envolvida por uma resistência, onde o calor é passado por condução até a tubulação e, em seguida para o líquido a ser aquecido. A resistência pode também se situar dentro da tubulação, onde aquecerá o líquido diretamente. Porém, nesse método, a resistência poderá promover um aumento expressivo na perda de carga da tubulação e, como consequência, ocorrerá perda de vazão, o que o torna inadequado para situações onde o fluxo de líquido é importante, como em chuveiros. Geralmente, esse tipo de aquecedor é extensivamente usado para aquecer piscinas, onde não é necessário um alto fluxo

de água. No aquecedor de passagem, toda a água é aquecida da temperatura ambiente até a temperatura final (que geralmente é um pouco acima da desejada) e nenhuma água é acumulada ao final do funcionamento do sistema. (MARASCHIN GUTTERRES, 2014) Vale dizer que, em muitas vezes, é utilizado um trocador de calor ar-líquido a fim de se aprimorar a eficiência do sistema, economizando mais energia. A figura 2.1 e 2.2 mostram o esquema de funcionamento de um aquecedor de passagem a gás e um aquecedor de passagem elétrico, respectivamente:

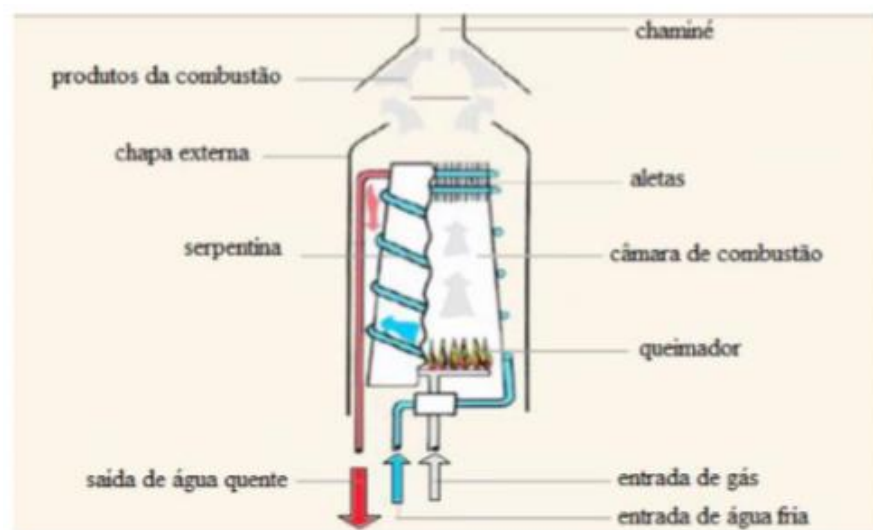


Figura 2.1: Diagrama esquemático de um aquecedor de passagem a gás (Fonte: Cheguri, J.J., 2001)

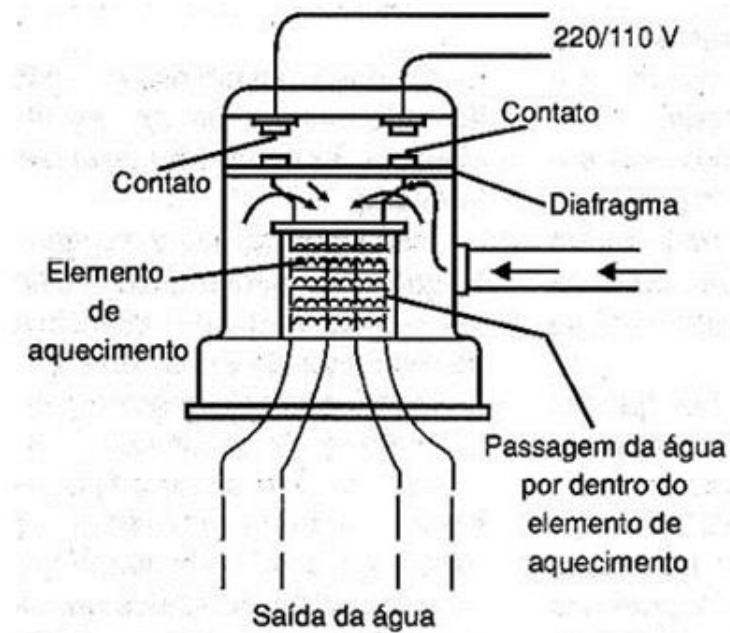


Figura 2.2: Aquecedor de passagem elétrico (Fonte: portaldoeletricista.com.br)

2.1.2. Aquecedores por acumulação

Nos aquecedores por acumulação a água é armazenada em grande quantidade, geralmente em um boiler (reservatório térmico) onde é constantemente aquecida afim de manter a temperatura desejada. Nesse sistema é possível o uso de uma resistência de potência menor, pois o aquecimento acontece gradativamente. Além disso, o boiler é mais indicado para locais onde não se tem muita pressão de água, pois a mesma não necessita passar por tubulações sinuosas ou por resistências dentro da tubulação, a água percorre apenas um caminho até o ponto de consumo. Porém, o consumo de energia tende a ser mais alto, visto que mesmo que o líquido não seja utilizado, ele vai estar sempre sendo aquecido e, se o reservatório térmico for esvaziado, não haverá mais água quente para consumir. Outro fator indesejado é a necessidade de um grande espaço livre para se alocar o boiler, que em grandes cidades se torna cada vez mais escasso.

Os aquecedores por acumulação podem funcionar a gás, óleo, eletricidade ou energia solar, que vem aumentando muito a eficiência dos mesmos. Atualmente, ocorre o uso combinado do aquecedor solar com outra fonte de calor o que o torna ainda mais econômico (FILIPINI FRIGO, 2014).

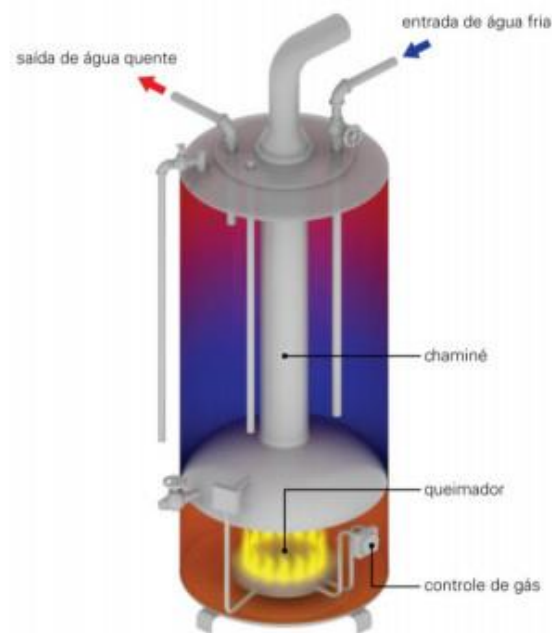


Figura 2.3: Funcionamento de um aquecedor por acumulação a gás (Fonte: <http://dicasdesquemas.blogspot.com.br/2012/07/aquecedor-de-acumulacao.html>)

2.2. Aquecedores Solares

Composto por um reservatório térmico e um coletor solar, os aquecedores solares aquecem a água utilizando a energia em forma de radiação fornecida pelo sol e convertendo-a em energia térmica (ABRINSTAL, 2011). Nestes, a água fria deixa o boiler, circula pelo coletor solar, onde é aquecida, e retorna ao boiler. Esse processo é repetido continuamente enquanto a radiação for suficiente para aquecer a água. Os coletores solares podem ser abertos ou fechados. No primeiro caso, o coletor não possui uma cobertura transparente e geralmente são utilizados onde o objetivo é uma pequena elevação na temperatura como o caso de aquecimento em piscinas, geralmente esse tipo de coletor eleva a água a temperaturas de 26 a 30 °C. Já no segundo caso, os coletores recebem uma cobertura transparente onde são usados materiais como o vidro, que possui transparência às radiações solares de onda curta e opaco às radiações solares de onda longa, promovendo o fenômeno conhecido como efeito estufa (FILIPINI FRIGO, 2014). Os coletores fechados são usados principalmente com a finalidade de aquecer a água para banho, onde são desejadas temperaturas mais elevadas, estes conseguem atingir temperaturas de até 70°C (GRUPO DE ESTUDOS EM ENERGIA, 2009). Para ambas as situações, é importante dizer que são previstos nos projetos aquecedores auxiliares, que utilizam

outras fontes de calor para dias em que a incidência solar é menor ou para dias em que o uso é maior. A água do sistema pode circular por meio de um fenômeno conhecido como termossifão, onde a mesma circula apenas por meio da diminuição de sua densidade a medida que esquenta no coletor ou por meio de circulação forçada, onde há a inserção de uma bomba ao sistema para bombear a água. (GRUPO DE ESTUDOS EM ENERGIA, 2009). A figura 2.4 ilustra um exemplo de sistema de aquecimento por energia solar.

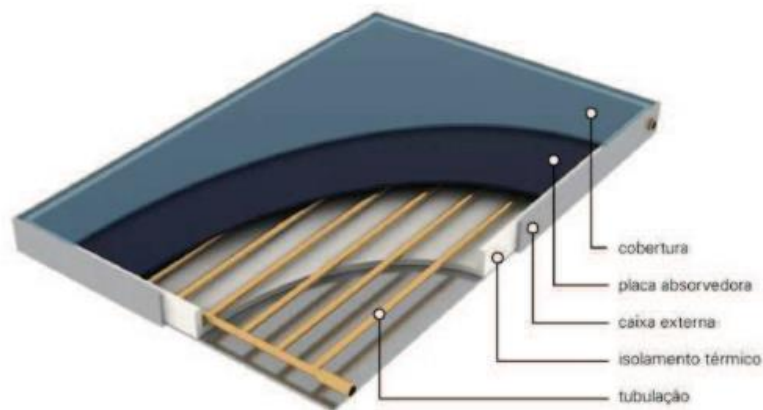


Figura 2.4: Coletor solar fechado (Fonte: ABRINSTAL & COMGÁS, 2011).



Figura 2.5: Coletor Solar aberto (Fonte: Grupo de Estudos em Energia, 2009)

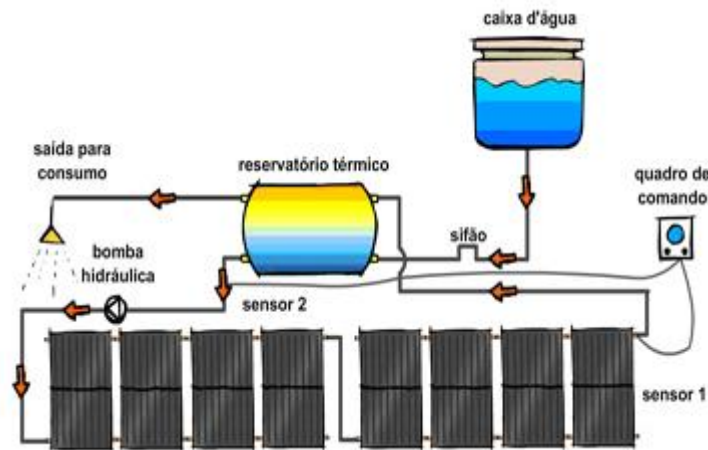


Figura 2.6: Esquema de funcionamento de um aquecedor solar padrão (Fonte: http://portal.pucminas.br/green/index_padrao.php?pagina=3480)

2.3. Perda de Carga

Perda de carga é a dissipação de energia de um fluido devido ao contato entre este e as paredes das tubulações, influenciada pela rugosidade, atrito interno entre as moléculas do mesmo, redução de diâmetro, conexões, entre outros fatores (NOGUEIRA VILAÇA, 2012). A perda de carga também pode ser definida como a perda de energia mecânica do fluido que é transformada em outra energia térmica durante o seu processo de condução. (WYLIE e STREETER, 1980).

A perda de carga total calculada pode ser dividida entre dois tipos: perda de carga contínua, a qual ocorre pelo escoamento do fluido na tubulação, seja ele turbulento ou laminar essa representa a maior parcela de perda em um escoamento dentro de uma tubulação e perda de carga localizada, ocasionada pela presença de peças especiais presentes na tubulação (NOGUEIRA VILAÇA, 2012), como joelhos, válvulas, entre outros.

2.4. Perda de Carga Contínua

Nas perdas ocasionadas pelo escoamento do fluido, em uma situação de escoamento completamente desenvolvido em tubos de área constante, é possível

dizer que a mesma depende somente dos detalhes de escoamento do tubo, independentemente de sua orientação (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014).

Levando em conta que um dos principais influenciadores no valor final da perda de carga é a velocidade de escoamento do fluido, é possível definir que ela depende também do número de Reynolds (Re). Este é um valor adimensional que relaciona a velocidade de escoamento com o diâmetro da tubulação e a viscosidade cinemática do fluido em escoamento (eq.2.1):

$$Re = \frac{VxD}{\nu} \quad (2.1)$$

onde V é a velocidade de escoamento; D o diâmetro da tubulação e ν a viscosidade cinemática do fluido.

Visto que as viscosidades de um fluido são expressivamente afetadas pela temperatura, existe uma equação empírica (2.2) representa de forma suficientemente precisa a variação da viscosidade de um fluido em função da temperatura (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014):

$$\mu = Ae^{\frac{B}{(T-C)}} \quad (2.2)$$

em que T representa a temperatura absoluta.

Ao analisar a equação é possível notar que são necessários três pontos para ajustá-la. Em teoria, seria possível determinar as constantes a partir de medidas da viscosidade em apenas três temperaturas. Porém a forma mais adequada de fazê-lo seria efetuar um ajuste estatístico por meio de diversos dados em variadas temperaturas (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014). Fox e Mcdonald definem que valores adequados para as constantes A, B e C referentes à viscosidade da água seriam de $A = 2,414 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$; $B = 247,8 \text{ K}$ e $C = 140 \text{ K}$. Utilizando esses valores seria possível determinar a viscosidade absoluta da água com um erro de $\pm 2,5\%$ em uma faixa de temperaturas entre 0°C e 370°C . A partir disso, seria possível determinar a viscosidade dinâmica da água por meio da equação 2.3 (COELHO, 2015):

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.3)$$

onde ν representa a viscosidade cinemática e ρ , a densidade.

Todo escoamento de um fluido pode ser dividido em 3 regimes: laminar, turbulento ou de transição. O número de Reynolds é uma forma confiável de se definir em qual regime o fluido se encontra e, para escoamentos internos foram definidos valores que definem em que regime o fluido se encontra: $Re < 2000$ o fluido se encontra em regime laminar; $Re > 4000$ o fluido se encontra em regime turbulento e para $2000 < Re < 4000$ o fluido se encontra em regime de transição. Tais definições são de extrema importância para se medir a perda de carga do fluido. (NETO, J.M e ALVAREZ, 1991).

2.5. Perda de Carga Localizada

Durante o escoamento de um fluido por uma tubulação, o mesmo pode encontrar diversas vezes uma grande variedade de acessórios como válvulas, curvas, expansões e contrações. Esses acessórios podem causar pequenos distúrbios no perfil de velocidade do fluido, gerando perdas de carga que são relativamente menores em tubulações com grandes trechos retos de seção constante (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014). De forma geral, as perdas menores são comumente calculadas de duas formas diferentes:

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.4)$$

onde K é uma constante determinada experimentalmente para cada tipo de situação e \bar{V} é a velocidade média no tubo ou

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.5)$$

onde L_e é o comprimento equivalente de tubo reto. Além disso, se o tubo está na horizontal, em uma situação de área constante e escoamento completamente desenvolvido, é possível calcular a perda de carga pela seguinte equação:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = h_l \quad (2.6)$$

Diversas bibliografias podem fornecer dados variados para os diferentes tipos de perdas menores, as mais comuns entre elas serão listadas a seguir, com a bibliografia devidamente informada.

2.5.1. Entradas e Saídas

Esse tipo de perda localizada é ocasionado por cantos vivos ou arredondados nas entradas do tubo, onde o fluido deve acelerar-se localmente para passar na área reduzida, como reação a essa aceleração, a corrente fluida desacelera para preencher novamente o tubo e nesse momento ocorrem perdas de energia mecânica (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014). Na tabela 2.1 estão listados os três principais tipos de entrada de tubos. Na saída do escoamento, toda energia cinética por unidade de massa é dissipada quando o escoamento descarrega em um grande reservatório ou câmara. Nessa situação ocorre uma expansão súbita com razão de área nula e nesse caso o coeficiente de perda é fixado em 1 para escoamentos turbulentos. A figura 2.7 mostra diferentes valores para expansões e contrações súbitas para dutos circulares.

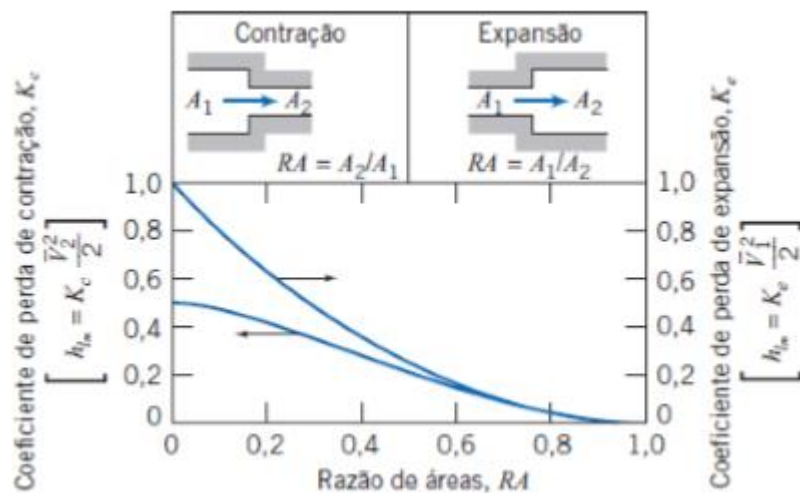


Figura 2.7: Coeficientes de contração e expansão súbitas (STREETER, 1961).




Tipo de Entrada		Coeficiente de Perda Localizada, K^a			
Reentrante		0,78			
Borda-viva		0,5			
Arredondado		r/D	0,02	0,06	$\geq 0,15$
		K	0,28	0,15	0,04

Tabela 2.1: Coeficiente de perda localizada para entradas de dutos (CRANE COMPANY, 1982).

2.5.2. Expansões e Contrações

Como mostra a figura 2.7, as perdas menores sofridas pelas expansões e contrações são fortemente influenciadas pela velocidade de escoamento do fluido e baseiam-se sempre no seu maior valor. Uma boa forma de se minimizar as perdas causadas por reduções e expansões de área seria a instalação de um bocal ou difusor entre as duas seções. Dessa forma o fluido é gradativamente comprimido ou expandido minimizando a turbulência dentro do duto. As perdas nos difusores são influenciadas por diversas variáveis geométricas e também do escoamento. Em geral os difusores são representados por um coeficiente de recuperação de pressão (C_p), que é definido como a razão entre o aumento da pressão estática e a pressão dinâmica de entrada e expresso na equação 2.6 (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014).

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{0,5\rho\bar{V}_1^2} \quad (2.7)$$

A partir da equação de Bernoulli com $h_{lT} = h_{lm} \neq 0$, é possível relacionar a perda de carga com o coeficiente de recuperação de pressão, de onde deriva a equação 2.7 mostrada a seguir.

$$h_{lm} = \frac{\bar{V}_1^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - C_p \right] \quad (2.8)$$

Baseando-se na equação 2.7 é possível definir tabelas que relacionam os parâmetros geométricos com o coeficiente de perda, como na tabela 2.2 ou com o coeficiente de perda de pressão como a figura 2.8.

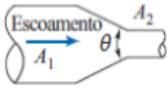
	A_2/A_1	Angulo Incluso, θ , Graus						
		10	15-40	50-60	90	120	150	180
	0,50	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
	0,25	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
	0,10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43

Tabela 2.2: Coeficientes de perdas para contrações graduais em dutos circulares e retangulares (ASHRAE, 1981)

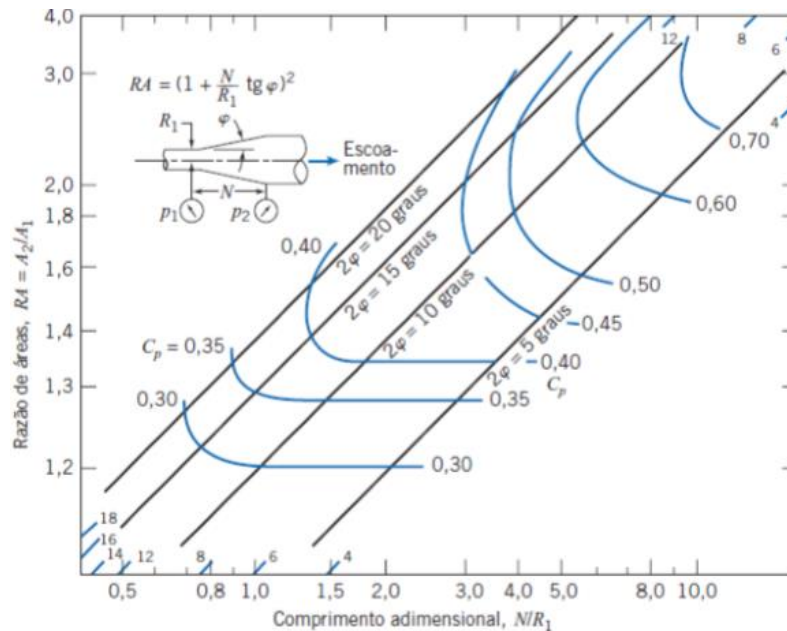


Figura 2.8: Recuperação de pressão para difusores cônicos com escoamento turbulento completamente desenvolvido (COCKRELL e BRADLEY, 1971)

2.5.3. Válvulas e Acessórios

Geralmente perdas causadas por válvulas e acessórios são expressas em comprimento equivalente de tubo reto. Embora a denominação de perdas menores, esses componentes podem ser responsáveis por uma grande parcela da perda total do sistema, principalmente em tubulações curtas. (FOX, MCDONALD, *et al.*, 2014) A figura 2.9 mostra alguns dados representativos de perdas causadas por esses componentes.

Comprimentos Equivalentes Adimensionais Representativos (L_p/D) para Válvulas e Acessórios

Tipo de Acessório	Comprimento Equivalente, L_p/D
Válvulas (completamente abertas)	
Válvula de gaveta	8
Válvula globo	340
Válvula angular	150
Válvula de esfera	3
Válvula de retenção: globo	600
angular	55
Válvula de pé com crivo: disco solto	420
disco articulado	75
Cotovelo-padrão: 90°	30
45°	16
Curva de retorno, modelo estreito	50
Tê-padrão: escoamento principal	20
escoamento lateral (ramal)	60

Figura 2.9: Perdas de carga de válvulas e acessórios. (Fonte: “Flow of fluids through Valves, Fittings, and Pipe”, Crane Company)

É neste contexto que se enquadra o trabalho em questão. A introdução de um aquecedor de passagem entre o reservatório de água, ou boiler, promove uma perda adicional, nem sempre desprezível. Estes equipamentos devem cumprir o seu papel de aquecer, com o mínimo de perturbação possível. Perda de carga acentuada certamente acarreta em desconforto para o usuário, que pode ter a vazão reduzida drasticamente.

3 Metodologia Experimental

3.1. Montagem da Bancada

O objetivo deste trabalho é avaliar um aquecedor de passagem que reduz muito o fluxo de água e propor uma nova geometria para o mesmo, sanando este problema. Afim de avaliar e, em seguida, otimizar o referido aquecedor, optou-se por medir seu coeficiente de perda de carga localizada na configuração original, propor uma nova geometria e, em seguida, reavaliar o produto. Para a determinação dessa constante é necessário medir as pressões de entrada e saída do sistema (antes e depois do aquecedor), bem como as vazões associadas a esta diferença de pressão.

Nesse sentido, foi desenvolvida uma bancada para que o teste pudesse ser realizado. A bancada foi pensada segundo o esquema da figura 3.1:

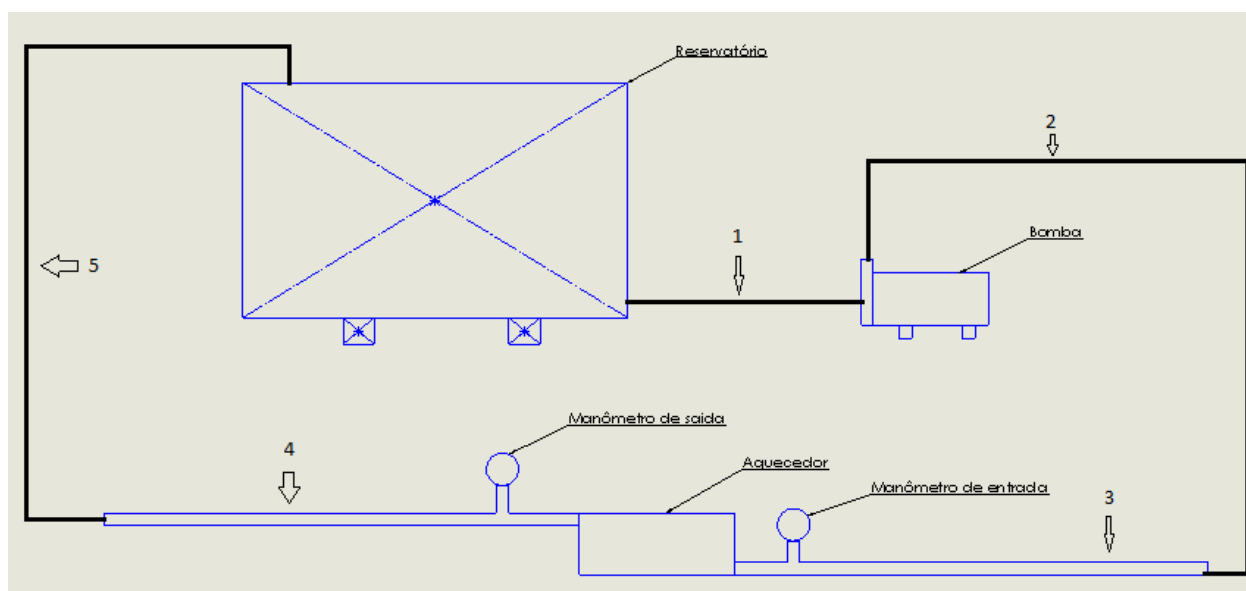


Figura 3.1: Esquema da bancada de testes

Para tubulação que liga o reservatório à bomba (trecho 1) foi utilizado uma mangueira de 1 ½ polegadas de diâmetro, para os trechos 2 e 5 foram utilizadas mangueiras de ½ polegada de diâmetro, pela facilidade de manuseio, e nos trechos 3 e 4 foram utilizados tubos de 25 mm de diâmetro, rígidos de pvc marrom, pelo

baixo custo. Esses trechos foram pensados como longos trechos retos, para garantir um escoamento completamente desenvolvido, na entrada e saída do aquecedor. Para controlar a vazão imprimida pela bomba, esta foi acionada através do uso de um inversor de frequência, o que tornou possível controlar a sua rotação e, conseqüentemente, a vazão. Os sensores utilizados foram da marca Zürich, modelo PSI.420, cuja resposta é emitida em miliampères. O manual com as suas especificações está no anexo. Os detalhes de montagem estão mostrados nas imagens a seguir.



Figura 3.2: Reservatório utilizado.



Figura 3.3: Detalhe da conexão da saída do reservatório.



Figura 3.4: Detalhe do inversor de frequência utilizado.



Figura 3.5: Características da bomba utilizada.



Figura 3.6: Bancada completamente montada.

3.2. Detalhe do Aquecedor

Para o melhor entendimento dos principais causadores da queda de pressão presente no aquecedor, o mesmo foi aberto e cada parte foi estudada. O aquecedor em questão é o modelo Central Digital da marca KDT e é composto por um tubo de $\frac{1}{4}$ de polegada na entrada, um filtro de tela na entrada, central eletrônica, sensores, invólucro dos resistores, central dos resistores e tubulação de saída. Para melhor visualização e compreensão de seu funcionamento, a figura 3.7 mostra um esquema simplificado de sua montagem e funcionamento e as figuras 3.8 e 3.9 mostram detalhadamente seu interior.

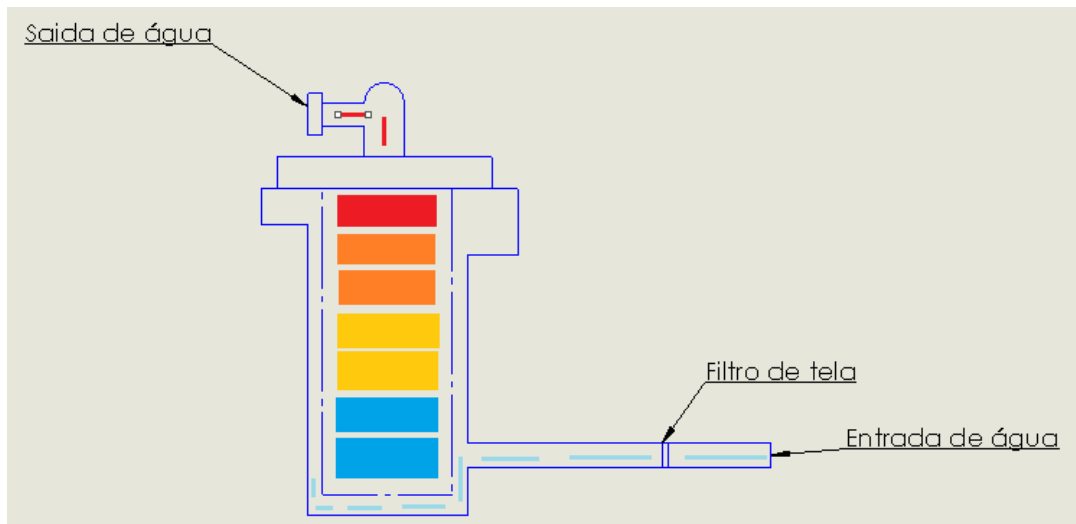


Figura 3.7 Esquema simplificado de funcionamento do KDT

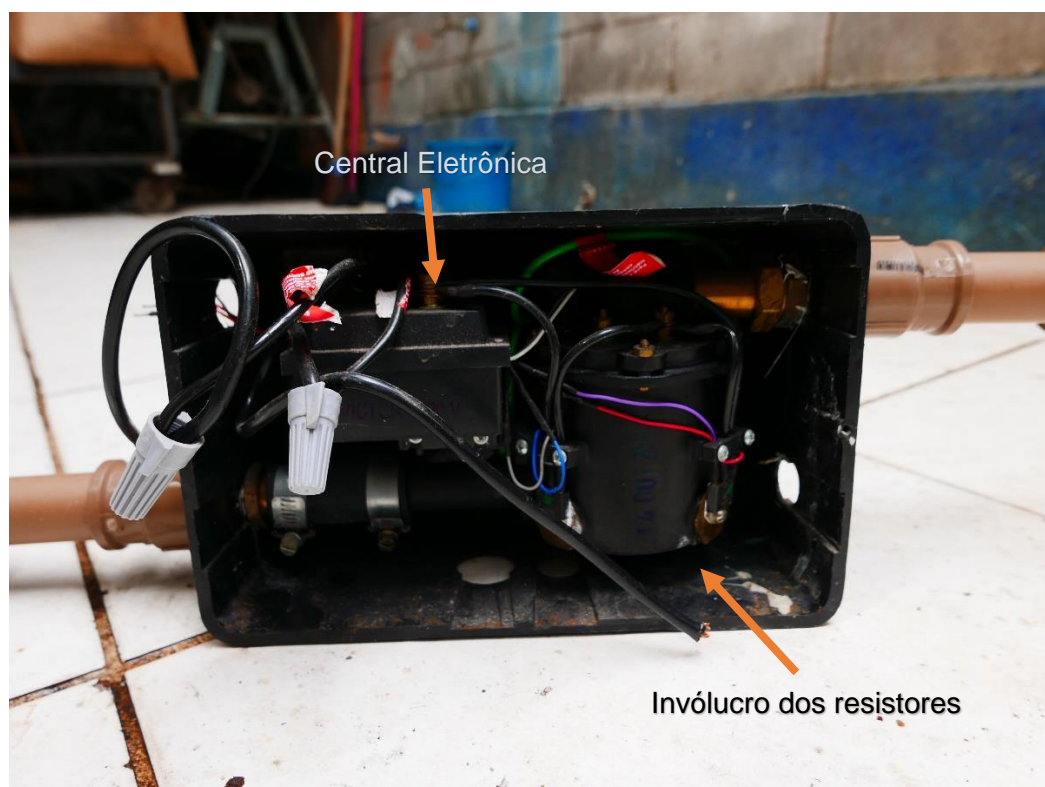


Figura 3.8: Carcaça do aquecedor.



Figura 3.9: Detalhe da central dos resistores.

Como é possível notar, a tubulação de entrada já possui um tamanho reduzido. Além disso, o filtro de tela na entrada do sistema, devido ao tamanho pequeno da tubulação, entope facilmente com qualquer tipo de impureza ou detrito, o que já exerce uma expressiva perda de carga do sistema. Outro grande influenciador na perda de carga é que a diferença entre o tamanho do invólucro e a central de resistores é muito pequena, deixando pouco espaço para a água fluir pelo aquecedor. Nesse sentido, a solução caminhou para resolver esses problemas, como será mostrado mais adiante.

3.3. Execução do experimento

Para a execução do experimento, foram definidas quatro frequências diferentes para o acionamento da bomba: 25, 35, 45 e 60 Hz (Frequência nominal da bomba). Durante a execução dos testes, para cada frequência, foi esperado o tempo necessário para o sistema entrar em regime permanente, e então as pressões de entrada e saída foram registradas. A vazão foi medida utilizando-se uma balança e um cronômetro. Uma balança digital, modelo SF-400, da marca Eletronic Scale, foi

previamente avaliada com pesos padrões existentes no laboratório, para garantir a confiabilidade das medidas. As vazões foram então obtidas com o auxílio de um cronômetro digital para marcar o tempo necessário para encher uma certa massa de água, medida na referida balança. Esse procedimento foi repetido 5 vezes para cada frequência. Os resultados dos testes com o aquecedor original e o modelo com perda de carga otimizada serão mostrados na seção de resultados e discussões.

3.4. Desenvolvimento e Construção do Modelo Otimizado

Com o objetivo de melhorar a perda de carga do sistema um novo modelo foi desenvolvido visando aprimorar os componentes do modelo original que exercem mais influência nesse fator. Nesse sentido, devido à ausência de tempo, dinheiro e disponibilidade para se fabricar um sistema sob medida, foi procurado no mercado objetos que pudessem suprir as demandas necessárias. Para isso, foi utilizado uma caixa sifonada da marca Amanco, mostrada na figura 3.10. Uma abertura e seis furos de 4mm foram feitos na tampa (mostrados na figura 3.11) para que a central de resistores pudesse ser acoplada e um anel de vedação foi adicionado para melhorar a vedação do sistema nessa parte. Além disso, os parafusos responsáveis pelo acoplamento foram vedados utilizando cola epóxi e massa epóxi na cabeça do parafuso afim de travar a sua rotação para tornar possível o aperto das porcas pelo lado de fora sem ter de acessar a parte de dentro do sistema, tal detalhe está mostrado nas figuras 3.12 e 3.13. Para selar a tampa à caixa, foi utilizada cola para PVC na tampa e no aro (previamente lixados com lixa 100) e massa epóxi. Além disso, duas barras foram colocadas e apertadas por meio de barras rosqueadas de $\frac{1}{4}$ polegadas de diâmetro para maior resistência e selamento. O modelo final aprimorado está detalhado na imagem 3.14.



Figura 3.10: Caixa sifonada utilizada no experimento.

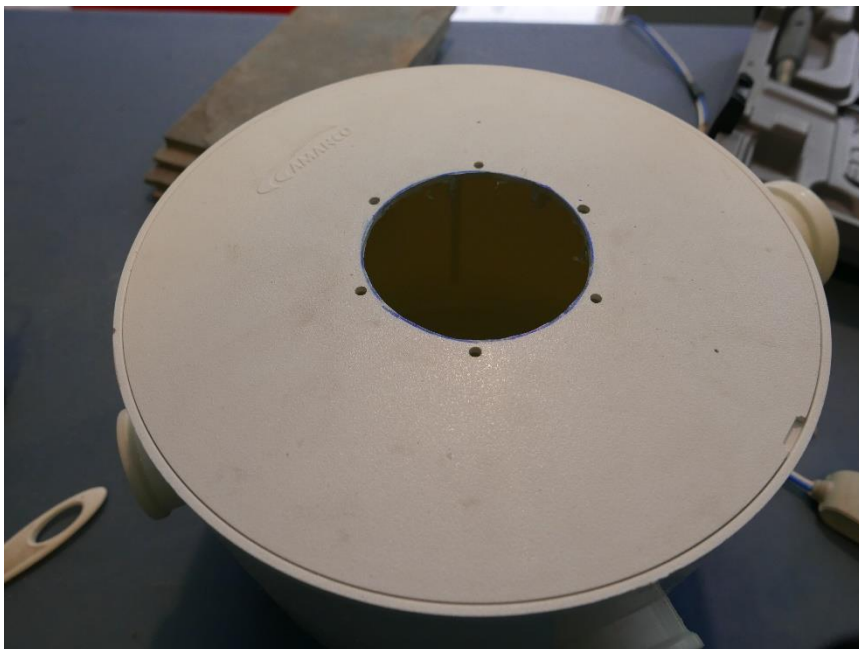


Figura 3.11: Detalhe da abertura de acoplamento da central de resistores.

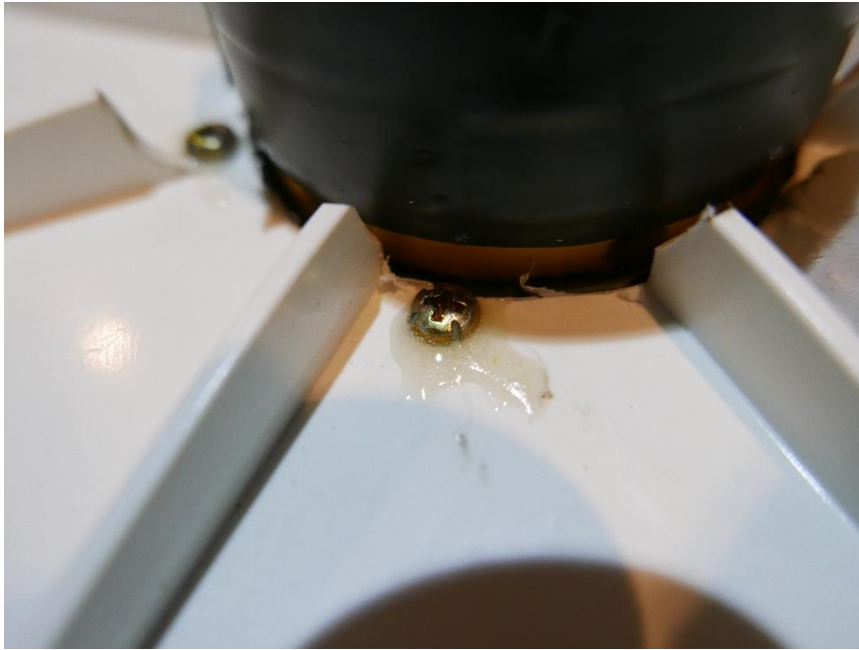


Figura 3.12: Cola epóxi para vedar os furos.

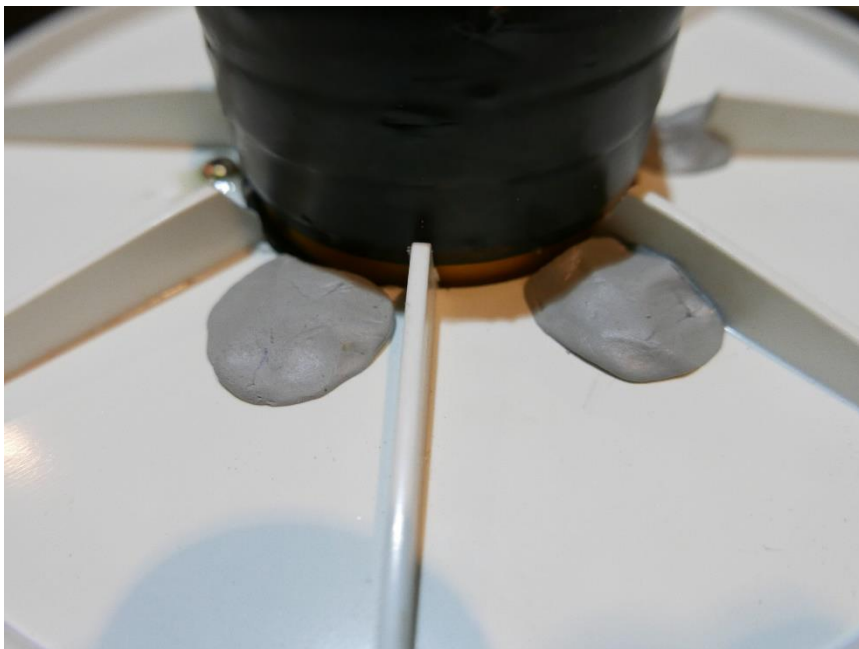


Figura 3.13: Massa epóxi para travar a rotação dos parafusos.



Figura 3.14: Modelo final completo.

4 Resultados e Discussão

4.1.Cálculos

A partir dos experimentos descritos anteriormente, foram gerados os valores de queda de pressão e vazão para as diferentes frequências da bomba. A resposta do sensor de pressão foi emitida em miliampères, onde 4 mA representam a pressão de 0 PSI e 20 mA são equivalentes a pressão de 116,03 PSI (8 BAR). A unidade de medida de vazão para o experimento foi em gramas por segundo e, para converter esses valores, as seguintes equações foram utilizadas:

- Para o sensor de pressão:

$$P[m.c.a.] = \frac{A[mA] - 4}{0,1379} * 0,70355$$

Onde 0,1379 é o coeficiente angular da curva de conversão de mA para PSI e 0,70355 é o fator de conversão de PSI para metros de coluna d'água (m.c.a.)

- Para a vazão:

$$V\left[\frac{L}{min}\right] = \frac{m * 60}{1000 * t}$$

Onde m é a massa de água em gramas e t é o tempo em segundos.

Após a conversão dos dados, foi tirada a média referente a cada rotação da bomba e esses valores foram plotados em um gráfico de queda de pressão por vazão, afim de visualizar a melhora dos resultados, a tabela com os dados e o gráfico serão expostos na próxima seção.

Para determinar o coeficiente de perda, a perda de carga localizada foi calculada utilizando a equação 2.6 e aplicando a equação 2.4. Vale dizer que os valores de pressão e vazão foram convertidos para o sistema internacional e a velocidade média foi calculada levando-se em conta o diâmetro do tubo que passa pelo manômetro (d=25mm), esse diâmetro foi também convertido para unidade de metros.

4.2. Resultados

Neste subcapítulo serão apresentados os resultados dos ensaios realizados na bancada para diferentes valores de frequência da bomba. Os resultados obtidos serão mostrados por meio de 2 tabelas para cada teste feito: uma com os valores diretos, ou seja, sem conversão de unidades e outra com os valores convertidos, onde ΔP está em metros de coluna d'água e a vazão está em L/min. Além disso será mostrado um gráfico de diferença de pressão pela vazão comparando os dois testes afim de mostrar visualmente a redução da perda de carga do modelo original para o modificado bem como uma tabela comparativa dos coeficientes de perda de carga.

Valores não Convertidos (teste 1)							
Teste a 25 Hz				Teste a 35 Hz			
P1 (mA)	P2 (mA)	m (g)	t (seg)	P1 (mA)	P2 (mA)	m (g)	t (seg)
5	4	5104	34	6,2	4	3669	31
5	4	4144	33	6,2	4	4001	32
5,1	4	4332	46	6,2	4	3982	34
5,1	4	4059	50	6,3	4	4058	39
5,1	4	3669	49	6,2	4	3990	35
Teste a 45 Hz				Teste a 60 Hz			
P1 (mA)	P2 (mA)	m (g)	t (seg)	P1 (mA)	P2 (mA)	m (g)	t (seg)
7,7	4,1	4060	23	10,8	4,2	4095	18
7,9	4,1	4045	25	10,8	4,1	4049	19
7,8	4	4012	28	10,9	4,1	4550	21
7,8	4	4026	28	10,8	4,1	3690	17
7,8	4	4035	31	10,8	4	4055	19

Valores Convertidos (teste 1)							
Teste a 25 Hz				Teste a 35 Hz			
P1 (mca)	P2 (mca)	ΔP (mca)	V (L/min)	P1 (mca)	P2 (mca)	ΔP (mca)	V (L/min)
5,101885	0	5,101885	9,007059	11,22415	0	11,22415	7,10129
5,101885	0	5,101885	7,534545	11,22415	0	11,22415	7,501875
5,612074	0	5,612074	5,650435	11,22415	0	11,22415	7,027059
5,612074	0	5,612074	4,8708	11,73434	0	11,73434	6,243077
5,612074	0	5,612074	4,492653	11,22415	0	11,22415	6,84
	Média	5,407999	6,311098		Média	11,32619	6,94266
Teste a 45 Hz				Teste a 60 Hz			
P1 (mca)	P2 (mca)	ΔP (mca)	V (L/min)	P1 (mca)	P2 (mca)	ΔP (mca)	V (L/min)
18,87698	0,510189	18,36679	10,5913	34,69282	1,020377	33,67244	13,65
19,89735	0,510189	19,38716	9,708	34,69282	0,510189	34,18263	12,78632
19,38716	0	19,38716	8,597143	35,20301	0,510189	34,69282	13
19,38716	0	19,38716	8,627143	34,69282	0,510189	34,18263	13,02353
19,38716	0	19,38716	7,809677	34,69282	0	34,69282	12,80526
	Média	19,18309	9,066653		Média	34,28467	13,05302

Dados para o grafico hl x V e definição do K							
Teste 1				Teste 2			
hl (m ² /s ²)	V (m ³ /s)	Vmed (m/s)	K	hl (m ² /s ²)	V (m ³ /s)	Vmed (m/s)	K
0,0000	0,000000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,000000000	0,0000	0,0000
53,2473	0,00010518	0,2143	2319,3180	37,4741	0,00022173	0,4517	367,3291
111,5180	0,00011571	0,2357	4013,8902	72,8383	0,00031025	0,6320	364,6636
188,8774	0,00015111	0,3078	3986,1913	134,3239	0,00043967	0,8957	334,8699
337,5680	0,00021755	0,4432	3437,2529	250,6644	0,00067625	1,3776	264,1483

A partir da tabela 4.5 e da figura 4.1 fica claro como a vazão aumentou e a perda de carga diminuiu expressivamente para o segundo teste em comparação com o primeiro. Este fato está claro nos coeficientes de perda de carga calculados. Esses valores permitem afirmar que os objetivos do trabalho foram alcançados. Vale dizer que, como consequência da alta pressão na frequência nominal da bomba (60 Hz), houve o rompimento do selamento da tampa do modelo modificado e, portanto, só foi possível fazer um teste. Porém, os valores de vazão nas frequências anteriores foram bem consistentes, permitindo considerar o valor desse teste como válido.

5 Conclusão

Nesse trabalho foi possível concluir que os objetivos foram alcançados. A perda de carga do sistema foi claramente melhorada e, de acordo com o manual, na configuração de potência máxima, com vazão de 7,5 L/min o que significa um banho com água razoavelmente bom, seria possível um aumento de temperatura de 20°C. Considerando que no Brasil a temperatura média é de 22,3°C (DATA), essa configuração seria suficiente para se tomar um banho quente na grande maioria do país, sem levar em conta o auxílio do aquecimento solar, cumprindo sua função designada. Caso fosse necessário um aumento maior de temperatura, seria possível diminuir a vazão diretamente no registro do chuveiro. Além disso, foi necessária uma pressão de 3 metros de coluna d'água para se obter uma vazão de 13 L/min, o que elimina a necessidade de uma bomba para aumentar o escoamento da tubulação. Dessa forma, a utilização de um aquecedor de passagem de resistência elétrica como auxiliar de um sistema de aquecimento solar é perfeitamente possível, não sendo necessária a inclusão de uma bomba d'água, gerando economia financeira e energética, contribuindo para sustentabilidade global.

6 Anexo

6.1.Manual do transmissor de pressão Zürich Psi.420

ZÜRICH

PSI.420

• Transmissor de Pressão Industrial

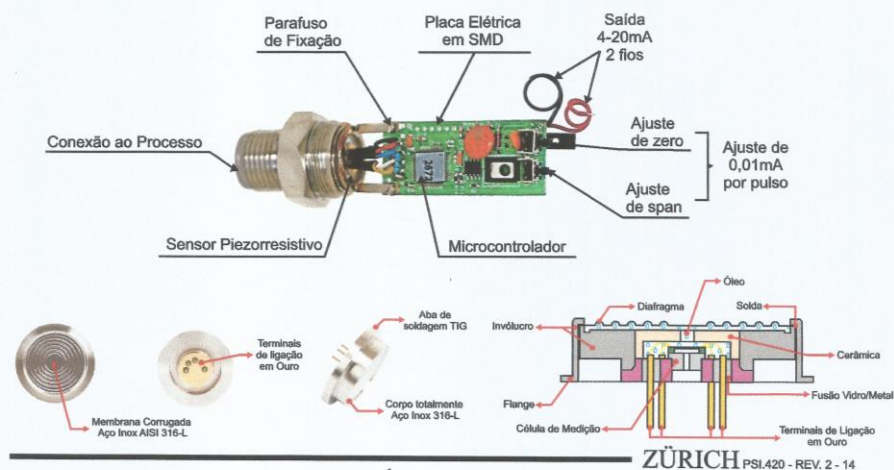
O PSI.420 é um transmissor de alta performance, seu sensor é totalmente em aço inox AISI 316/304. Compatível com a grande parte dos fluidos industriais em processos pneumáticos, hidráulicos, gases corrosivos. A eletrônica microcontrolada, garante precisão e durabilidade aliada a um sensor Piezorresistivo, onde as técnicas de fabricação são as mais atuais.

Características:

- Grau de proteção do Invólucro IP-65 (opcional IP-68 prensa cabo)
- Material do Invólucro aço inox AISI 304 (316 opcional)
- Faixa: de vácuo a 1600 Bar
- Vedações anéis o-ring, borracha nitrílica
- Conector DIN 43650
- Tipo de Sensor Piezorresistivo
- Sobrepressão (em pico) 1 x Fundo de escala (outra especificar)
- Sinal de Saída 4 - 20mA
- Precisão do Sinal 0,1%
- Resolução da Saída Analógica Infinita
- Temperatura do Fluido -10 +80°C (opcional até 400°C)
- Temperatura do Invólucro 55°C
- Zero e Span Ajustáveis 20% F.E. (Por PUSH BUTTON)
- Ajuste de 0,01mA por pulso
- Vida Útil 70 x 10⁶
- Precisão, Histerese, Repetibilidade, Linearidade 0,25% F.E. (Opcional: 0,05% F.E. ou 0,1% F.E.)
- Alimentação 9 a 30 Vcc
- Proteção total contra a rádio frequência (RF) e inversão de polaridade

Aplicações

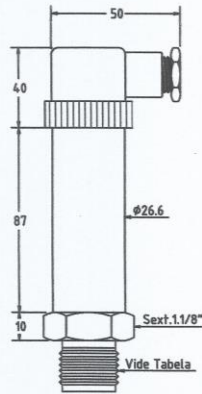
Processos: Hidráulicos, Pneumáticos, Líquidos e Gases corrosivos ou não



ZÜRICH

PSI.420

Dimensões



Esquema de Ligação

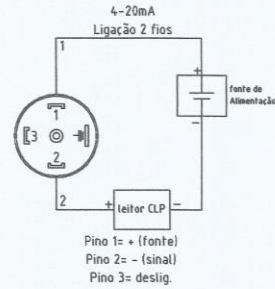
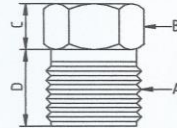


Tabela A - Conexões ao Processo

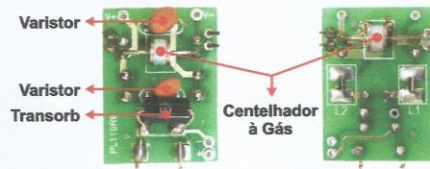


Cód.	A	B	C	D
14-B	1/4" BSP	Sext. 22,22	10	13
14-N	1/4" NPT	Sext. 22,22	10	13
12-B	1/2" BSP	Sext. 22,22	10	17
12-N	1/2" NPT	Sext. 22,22	10	17
34-B	3/4" BSP	Sext. 22,22	10	18
34-N	3/4" NPT	Sext. 22,22	10	18
1-N	1" NPT	Sext. 22,22	10	22
1-N	1" NPT	Sext. 22,22	10	22
Outra, especificar				

Tabela B - Pressão Relativa/Absoluta

Cód.	Pressão Relativa		
	Bar	Kgf/cm ²	PSI
020	0,2	0,2	3,0
1	1	1,02	14,51
7	7	7,14	101,57
14	14	14,28	203,14
21	21	21,42	304,71
70	70	71,4	1015,7
140	140	142,8	2031,4
200	200	204	2902
350	350	357	5078,5
700	700	714	10157
1000	1000	1020	14510
1600	1600	1632	23216
Cód.	Pressão Absoluta		
	Bar	Kgf/cm ²	PSI
1A	1	1,02	14,51
3A	3	3,06	43,53
7A	7	7,14	101,57
10A	10	10,2	145,1

Optional - Placa Anti-Surto (Cod. PCG)



Nota: Para outros sinais de saída ver modelo PSI.010 (0-10/0-5/1 à 5).

Código para pedido:

PSI.420

12-B

200

PCG

Transmissor
de pressão

Tabela A
Conexões ao
processo

Tabela B
Pressão
Relativa/Absoluta

Optional

Obs.: Para grau de proteção IP-68 informar comprimento do cabo

ZÜRICH PSI.420 - REV. 2 - 14

6.2. Link para Acesso do Manual KDT Central Digital

<http://kdt.com.br/wp-content/uploads/2017/11/central-digital.pdf>

7 Referências

ABRINSTAL, C. &. **Sistemas de Aquecimento de Água para Edifícios através da associação Energia Solar e Gás Natural**. [S.l.]. 2011.

ASHRAE. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning, 1981.

COCKRELL, D. J.; BRADLEY, C. I. The response of Diffusers to Flow Conditions at Their Inlet. **Syposiumm on Internal Flows**, Salford, Abril 1971. A32-A41.

COELHO, P. ENGQUIMICASANTOSSP. **ENGQUIMICASANTOSSP**, 2015. Disponível em: <<http://www.engquimicasantosp.com.br/2015/04/viscosidade-dinamica-e-cinematica.html>>. Acesso em: 26 out. 2017.

CRANE COMPANY. **Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe**. New York. 1982. (410).

DATA, C. Disponível em: <<https://pt.climate-data.org/location/243582/>>.

FILIPINI FRIGO, J. **Estudo Comparativo dos Custos de Aquecedores de Passagem Individual a Gás e um Sistema de Aquecimento Centralizado a Gás com Apoio Solar para Aquecimento de Água em Edifícios Residenciais Multifamiliares**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 111. 2014.

FOX, R. W. et al. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. [S.l.]: LTC, 2014.

GRUPO DE ESTUDOS EM ENERGIA. GREEN, 2009. Disponível em: <http://portal.pucminas.br/green/index_padrao.php?pagina=3480>. Acesso em: 23 out. 2017.

GUIA do Construtor. Disponível em: <<http://www.guiadoconstrutor.com.br/blog/quais-os-tipos-de-aquecedores-de-agua-existentis-qual-deles-e-o-melhor>>. Acesso em: 20 out. 2017.

MARASCHIN GUTTERRES, L. **Controle de Aquecedores de Passagem**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 1 e 2. 2014.

NETO, A.; J.M; ALVAREZ, G. A. **Manual de hidráulica**. 7. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1991. 335 p.

NOGUEIRA VILAÇA, F. **Perda de carga em conectores iniciais da irrigação localizada**. Universidade de São Paulo. Piracicaba, p. 63. 2012.

STREETER, V. L. **Handbook of Fluid Dynamics**. New York: McGraw-Hill, 1961.

WYLIE, E. B.; STREETER, V. L. **Mecânica dos fluidos**. 7. ed. São Paulo: MC GRAW HILL, 1980.