

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG
ANDERSON FRAZÃO**

**GANHOS EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ATRAVÉS DE
REDIMENSIONAMENTO DE BOMBAS E INSTALAÇÃO DE TROCADOR DE
CALOR MAIS EFICIENTE EM UM SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO**

**CASCAVEL - PR
2016**

ANDERSON FRAZÃO

**GANHOS EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ATRAVÉS DE
REDIMENSIONAMENTO DE BOMBAS E INSTALAÇÃO DE TROCADOR DE
CALOR MAIS EFICIENTE UM EM SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso I, do Curso de Engenharia Mecânica, da Faculdade Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Eliseu Zanella Júnior

CASCADEL - PR

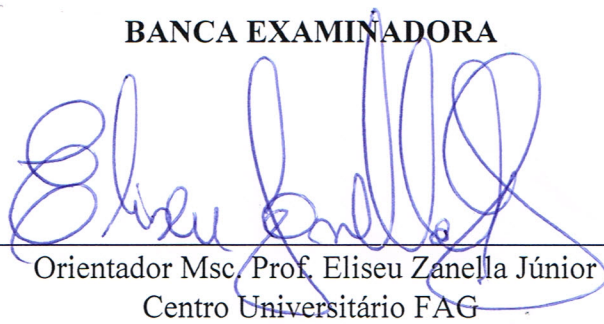
2016

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG
ANDERSON FRAZÃO**

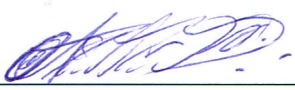
**GANHOS EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ATRAVÉS DE
REDIMENSIONAMENTO DE BOMBAS E INSTALAÇÃO DE TROCADOR DE
CALOR MAIS EFICIENTE UM SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Eliseu Zanella Júnior

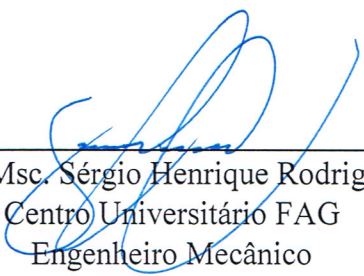
BANCA EXAMINADORA



Orientador Msc. Prof. Eliseu Zanella Júnior
Centro Universitário FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Msc Roberson Roberto Parizotto
Centro Universitário FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Sérgio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 29 de Novembro de 2016

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, irmão e a minha namorada,
pelo amor infinito e compreensão, fontes de minha extrema motivação.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pela força divina em minha vida

A minha mãe por entender minha ausência diária durante esta longa caminhada e por toda ajuda e apoio que recebi durante esse curso e por todo o cuidado e carinho desde que nasci.

Ao meu pai que me auxiliou e me apoiou para a conclusão desse curso.

Ao meu irmão que sempre esteve ao meu lado me ajudando e apoiando.

A minha namorada por entender minha ausência em alguns momentos e por sempre estar ao meu lado.

RESUMO

GANHOS EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ATRAVÉS DE REDIMENSIONAMENTO DE BOMBAS E INSTALAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR MAIS EFICIENTE EM UM SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

Com a sugestão de avaliar uma possibilidade de melhoria em eficiência energética em um sistema de higienização de um frigorífico de aves na região de Toledo, foi desenvolvido um estudo para analisar a atual condição de funcionamento e eficiência operacional desse sistema que se apresentava com problemas de vazamentos e excesso de vazão durante alguns momentos de operação e propor um novo sistema de melhor eficiência energética, reduzindo assim gastos mensais em energia elétrica e vapor. Através de cálculos como perdas de carga, vazão consumida e potências de bombeamento, foi realizado um dimensionamento de bombas e trocadores de calor que atendesse as condições operacionais de higienização e na sequência foi realizada uma seleção e cotação desses equipamentos junto a fabricantes onde através da utilização de simuladores e gráficos de dimensionamento foi especificado esse novo sistema e depois comparado ao antigo e na sequência verificado os ganhos energéticos através da redução de consumo. Como resultados foi confirmado reduções de consumo de energia elétrica e vapor utilizados para o bombeamento e aquecimento da água usada na higienização desse frigorífico, onde com a utilização de inversores de frequência e uma automação do processo de acionamento das bombas se permitiu um processo bem mais eficiente quando comparado ao antigo sistema. Com o estudo e dimensionamento realizado foi possível propor um novo sistema de bombeamento com cinco bombas de médio porte, que variasse a vazão das bombas conforme ocorresse o aumento ou diminuição da vazão consumida pela higienização, onde no sistema antigo que se utilizava de somente duas bombas de grande porte não era possível fazer essa variação da vazão consumida, isso permitiu ganhos com a redução de energia elétrica e principalmente vapor pelo fato de se individualizar os trocadores para cada bomba, aquecendo assim somente a água que realmente é consumida pelo sistema.

Palavras-chave: eficiência operacional, redução de consumo, sistema de bombeamento

ABSTRACT

GAINS IN ENERGY EFFICIENCY THROUGH PUMPS RESIZING AND INSTALLATION OF HEAT EXCHANGER MORE EFFICIENT IN A SYSTEM OF CLEANING

With the suggestion to evaluate the possible improvement in energy efficiency in the system of cleaning in the poultry fridge in the Toledo region, it was developed a study to analyze the current condition and operating efficiency of the system who had problems during some moments of operation like leaks and excess flow and to offer a new system with best energy efficiency, thus reducing monthly expenses on electricity and steam. Through calculations such as pressure drop, flow consumed and pumping powers, it was performed the pumps sizing and heat exchangers that meet the operating conditions of cleaning and following it the selection and the price quotations of these equipments with manufactures, which through the use of simulators and sizing charts have been specified the new system and then compared to the old system, and in the sequence it was verified the energy gains through reducing consumption. The results confirmed reducing consumption of electricity and steam used for pumping and heating the water used in the cleaning of this fridge, where with the use of frequency inverters and an automation of the process of actuating pumping allowed a much more efficient process when compared to the old system. Through the realization of this study and design, it was possible to propose a new pumping system with five medium size bombs, that changed the flow of bombs according to the increasing or decreasing the flow consumed by cleaning, while the old system was used to use only two large bombs could not make this variation of the flow consumed, this allowed gains by reducing the use of electricity and mainly steam, because individualize the exchangers for each pump heating only the water that is actually consumed by the system.

Keywords: Operational efficiency; reducing of consumption; pumping system.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Configuração e aquecimento do trocador tipo escoamento paralelo.....	22
FIGURA 2: Configuração e aquecimento do trocador tipo escoamento contracorrente.....	22
FIGURA 3: Constituição de um trocador de calor e casco	23
FIGURA 4: Trocador de calor de um passe no casco e dois passes nos tubos	23
FIGURA 5: Trocador de calor de dois passes no casco e quatro passes nos tubos.....	24
FIGURA 6: Constituição de um trocador de a placas	24
FIGURA 7: Esquema de funcionamento do atual sistema de higienização	25
FIGURA 8: Curva característica da bomba modelo INI 50-315.....	27
FIGURA 9: Representação do filete, linha piezométrica e plano de carga dinâmico	33
FIGURA 10: Representação do filete, plano de carga dinâmico e a perda de carga.....	35
FIGURA 11: Variação da temperatura de um fluido em um trocador de tubo duplo	48
FIGURA 12: Expressões para ΔT_1 e ΔT_2 em trocadores tipo paralelo e contracorrente.....	44
FIGURA 13: Taxa de transferência de calor para trocador tipo multipasses.....	46

LISTA DE IMAGENS

IMAGEM 1: Trocador de calor apresentando vazamento de água entre as placas.....	28
IMAGEM 2: Bomba centrífuga apresentando vazamento	25
IMAGEM 3: Teste de medição de vazão com a balança e hidrômetro.....	53
IMAGEM 4: Medição da pressão da água de higienização	53
IMAGEM 5: Valores de vazão registrados no hidrômetro.....	54
IMAGEM 6: Hidrômetro instalado na mangueira para medição da vazão unitária.....	57
IMAGEM 7: Modelo de bomba CR tipo vertical da fabricante Grundfos.....	81
IMAGEM 8: Curva característica em função da vazão e pressão	81
IMAGEM 9: Curva de potência e NPSH da bomba GrundfosCR64-5-2.....	82
IMAGEM 10: Resumo das principais características da bomba Grundfos CR-64-5-2	82
IMAGEM 11: Trocador casco-serpentina da fabricante Spirax Sarco.....	83
IMAGEM 12: Consumo de vapor por hora no trocador a placas para vazão de 125 m ³ /h. 90	
IMAGEM 13: Consumo de vapor por hora no trocador a placas para vazão de 250 m ³ /h. 91	
IMAGEM 14: Consumo de vapor por hora no casco-serpentina vazão de para 72 m ³ /h.... 93	
IMAGEM 15: Consumo de vapor por hora no casco-serpentina para vazão de 108 m ³ /h.. 94	
IMAGEM 16: Consumo de vapor por hora no casco-serpentina para vazão de 210 m ³ /h.. 95	
IMAGEM 17: Consumo de vapor por hora no casco-serpentina para vazão de 234 m ³ /h.. 96	
IMAGEM 18: Consumo de vapor por hora no casco-serpentina para vazão de 276 m ³ /h.. 97	

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Coeficiente de rugosidade de tubos para alguns materiais	40
TABELA 2: Coeficiente de perda de carga localizada de alguns componentes	42
TABELA 3: Comprimentos equivalentes de alguns componentes de tubulação	43
TABELA 4: Resumo do teste de medição de vazão de água por mangueira	54
TABELA 5: Horários e número de mangueiras utilizados na higienização do frigorífico .	55
TABELA 6: Testes de consumo de água por mangueira	58
TABELA 7: Componentes e trechos reto da rede de distribuição 1º piso	62
TABELA 8: Comprimento equivalentes do circuito do 1º piso	63
TABELA 9: Componentes e trechos reto da rede de distribuição Espostejamento novo ...	64
TABELA 10: Comprimento equivalentes do circuito do Espostejamento novo	65
TABELA 11: Componentes e trechos reto da rede distribuição espostejamento antigo....	66
TABELA 12: Comprimento equivalentes do circuito do Espostejamento antigo	67
TABELA 13: Componentes e trechos reto da rede de distribuição Espostejamento IQF...	68
TABELA 14: Comprimento equivalentes do circuito do Espostejamento IQF	69
TABELA 15: Componentes e trechos reto da rede de distribuição do Chiler	70
TABELA 16: Comprimento equivalentes do circuito do Chiler	71
TABELA 17: Componentes e trechos reto da rede de distribuição do Evisceração	72
TABELA 18: Comprimento equivalentes do circuito da Evisceração	73
TABELA 19: Componentes e trechos reto da rede distribuição das bombas até coletor....	74
TABELA 20: Comprimento equivalentes do circuito das bombas até o coletor	75
TABELA 21: Componentes e trechos reto da rede distribuição das bombas até coletor....	76
TABELA 22: Comprimento equivalentes do circuito das bombas até o coletor	77
TABELA 23: Comprimento equivalentes das tubulações das mangueiras	79
TABELA 24: Horário de funcionamento das bombas no sistema atual de higienização....	84
TABELA 25: Quantidade de horas em funcionamento conforme vazão	86

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1: Gráfico de Moody	38
GRÁFICO 2: Pontos de higienização ligados durante o dia no frigorífico de aves	55
GRÁFICO 3: Vazão de água do sistema de higienização durante o dia	59

LISTA DE EQUAÇÕES

EQUAÇÃO 1: Vazão volumétrica	30
EQUAÇÃO 2: Vazão mássica.....	30
EQUAÇÃO 3: Vazão volumétrica	30
EQUAÇÃO 4: Vazão total de um sistema de bombeamento.....	31
EQUAÇÃO 5: Energia cedida por um líquido em escoamento permanente	32
EQUAÇÃO 6: Teorema de Bernoulli	32
EQUAÇÃO 7: Teorema de Bernoulli para líquidos reais	33
EQUAÇÃO 8: Altura manométrica da bomba.....	34
EQUAÇÃO 9: Perda de carga total.....	35
EQUAÇÃO 10: Fórmula de Darcy-Weisbach para perda de carga distribuída	36
EQUAÇÃO 11: Número de Reynolds.....	36
EQUAÇÃO 12: Coeficiente de atrito para escoamento laminar	37
EQUAÇÃO 13: Rugosidade relativa.....	37
EQUAÇÃO 14: Coeficiente de atrito para escoamentos internos.....	39
EQUAÇÃO 15: Fórmula de Hazen-Williams em unidades inglesas	39
EQUAÇÃO 16: Fórmula de Hazen-Williams em unidades métricas	39
EQUAÇÃO 17: Perda de carga em trechos retilíneos.....	39
EQUAÇÃO 18: Perda de carga localizada - Método dos coeficientes	41
EQUAÇÃO 19: Perda de carga localizada total em componentes.....	42
EQUAÇÃO 20: Perda de carga localizada em um trecho	42
EQUAÇÃO 21: Potência hidráulica de uma bomba	43
EQUAÇÃO 22: Potência mecânica de uma bomba	44
EQUAÇÃO 23: Potência elétrica de uma bomba	44
EQUAÇÃO 24: Variação da pressão em função da rotação de uma bomba	45
EQUAÇÃO 25: Variação da vazão em função da rotação de uma bomba	45
EQUAÇÃO 26: Variação da potência em função da rotação de uma bomba.....	46
EQUAÇÃO 27: Custo de energia elétrica para um bombeamento	46
EQUAÇÃO 28: Taxa de transferência de calor	47
EQUAÇÃO 29: Taxa de transferência de calor através da média logarítmica	48
EQUAÇÃO 30: Diferença de temperatura média logarítmica.....	48
EQUAÇÃO 31: Diferença de temperatura média logarítmica para o caso contracorrente.	50

EQUAÇÃO 32: Consumo total de fluido em um trocador em função de um período.....	52
EQUAÇÃO 33: Gasto total de um processo de aquecimento em um trocador de calor.....	52
EQUAÇÃO 34: Densidade da água para uma dada temperatura	54
EQUAÇÃO 35: Vazão total necessárias para as bombas.....	55

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 A BUSCA PELA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM UTILIDADES	16
1.2 JUSTIFICATIVA	16
1.3 PROBLEMAS DE PESQUISA	16
1.4 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA	17
1.5 OBJETIVOS	17
1.5.1 Objetivo geral	17
1.5.2 Objetivo Específico	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 IMPORTÂNCIA DA HIGIENIZAÇÃO INDUSTRIAL	18
2.2 HIGIENIZAÇÃO DE UM FRIGORIFÍCO DE AVES	18
2.3 IMPORTÂNCIA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NOS DIAS ATUAIS	19
2.4 DEFINIÇÃO E CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS	20
2.5 TROCADORES DE CALOR	21
2.5.1 Os tipos de trocadores de calor	21
2.6 CONDIÇÕES DO ATUAL SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO	25
2.7 PROBLEMAS DO ATUAL SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO	28
3 ENCAMINHAMENTO METODOLÓGICO	30
3.1 VAZÃO REQUERIDA PARA UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO	30
3.2 SELEÇÃO DE BOMBAS	31
3.2.1 Teorema de Bernoulli	32
3.2.2 Altura manométrica	34
3.2.3 Perda de carga	35
3.2.4 Perda de carga localizada	41
3.3 POTÊNCIAS, RENDIMENTOS E CUSTOS LIGADOS AO BOMBEAMENTO	43
3.3.1 Potência hidráulica	43
3.3.2 Potência mecânica	44
3.3.3 Potência elétrica	44
3.3.4 Variação da vazão, potência e pressão em função da rotação de uma bomba	45
3.3.5 Custos de energia elétrica para o funcionamento de uma bomba	46
3.4 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR	47

3.4.1 Método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD)	47
3.4.2 Trocadores de calor contracorrente	49
3.4.3 Trocador de calor de multipasses e escoamento cruzado: uso do fator de correção ..	50
3.4.4 Método da efetividade – NTU	51
3.4.5 Análise de consumo e custo com vapor em trocadores de calor	52
4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA E SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS....	53
4.1 TESTE DE MEDIÇÃO DE VAZÃO POR MANGUEIRA.....	53
4.2 LEVANTAMENTO DO NÚMERO DE MANGUEIRAS NA HIGIENIZAÇÃO	55
4.3 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE ÁGUA POR MANGUEIRA	56
4.4 VAZÃO NECESSÁRIA PARA O NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO	59
4.5 VAZÃO DE PROJETO NECESSÁRIA PARA AS BOMBAS	60
4.6 PRESSÃO DE TRABALHO DAS BOMBAS DE HIGIENIZAÇÃO	61
4.6.1 Perda de carga no sistema de higienização.....	61
4.6.2 Levantamento dos desenhos das redes de distribuição da água de higienização	61
4.6.3 Perda de carga na rede de distribuição do 1º piso	62
4.6.4 Perda de carga na rede de distribuição do Espostejamento novo	64
4.6.5 Perda de carga na rede de distribuição do Espostejamento antigo	66
4.6.6 Perda de carga na rede de distribuição do Espostejamento IQF.....	68
4.6.7 Perda de carga na rede de distribuição do Chiler	70
4.6.8 Perda de carga na rede de distribuição da Evisceração	72
4.6.9 Perda de carga na rede de distribuição das bombas até o coletor principal.....	74
4.6.10 Perda de carga nas tubulações de derivação para as mangueiras	78
4.7 PERDA DE CARGA TOTAL NO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO.....	80
4.8 PRESSÃO NECESSÁRIA NAS BOMBAS DE HIGIENIZAÇÃO.....	80
4.9 SELEÇÃO DAS BOMBAS PARA O NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO	80
4.10 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR	83
5 ANÁLISE CONSUMO E GANHOS DO NOVO SISTEMA HIGIENIZAÇÃO.....	84
5.1 CONSUMO DE ENERGIA NO SISTEMA ATUAL DE HIGIENIZAÇÃO.....	84
5.2 CONSUMO DE ENERGIA DO NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO.....	85
5.2.1 Gasto de energia elétrica na faixa de 72 m ³ /h	86
5.2.2 Gasto de energia elétrica na faixa de 108 m ³ /h	87
5.2.3 Gasto de energia elétrica na faixa de 210 m ³ /h	87
5.2.4 Gasto de energia elétrica na faixa de 234 m ³ /h	88
5.2.5 Gasto de energia elétrica na faixa de 276 m ³ /h	89

5.2.6 Consumo de energia total no novo sistema de higienização	89
5.2.7 Diferença de consumo entre o sistema atual e o novo sistema de higienização.....	89
5.3 CONSUMO E ECONOMIA DE VAPOR NOS TROCADORES DE CALOR.....	90
5.3.1 Consumo de vapor no sistema atual de higienização (trocadores de calor a placas) .	90
5.3.2 Consumo de vapor no novo sistema de higienização (trocadores casco-serpentina) .	93
5.3.3 Diferença de gastos com vapor e ganhos entre o sistema atual e o proposto	99
5.4 ANÁLISE DO RETORNO DE INVESTIMENTO DO PROJETO	100
CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	101
TRABALHOS FUTUROS	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	104
APÊNDICE A	106
ANEXO A	111
ANEXO B	122
ANEXO C	126

1 INTRODUÇÃO

1.1 A BUSCA PELA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM UTILIDADES

Com o atual cenário econômico, onde fábricas e empresa se deparam com elevados custos de produção e uma crise econômica que diminui as vendas, é extremamente importante empresas buscarem reduções de custos em seus processos produtivos. Em um frigorífico abatedouro as reduções de consumo na área de utilidades, que compreende o uso de energia elétrica, vapor e água em processos produtivos, produziria bons resultados em redução de custos operacionais através da melhor eficiência energética no processo de produção.

Esse redimensionamento vai propor uma comparação entre dois tipos de trocadores de calor, o trocador tipo a placas e um trocador tipo casco serpentina, muito utilizados na área de transferência de calor entre fluidos, além de fazer um estudo para otimizar o uso de bombas de água em um sistema de higienização que apresenta sinais de mau dimensionamento e estado de conservação obsoletos dos equipamentos desse sistema.

1.2 JUSTIFICATIVA

Em uma época em que os recursos naturais, principalmente a água, estão cada vez escassos e o custo da energia elétrica se encontra altíssimo, projetos que envolvam redução de custo em empresas que utilizam água e energia elétrica diminuem os gastos para se produzir.

Esse projeto de redimensionamento e redução de custos em um sistema de higienização de um frigorífico abatedouro de aves em Toledo vêm de encontro ao tema de reduzir gastos e consumo de utilidades, mas mantendo os níveis de produção e as características produtivas, tornando assim o processo produtivo do frigorífico mais sustentável e até mesmo diminuir o preço final do produto.

1.3 PROBLEMAS DA PESQUISA

Quais as vantagens com relações a eficiência energética e custos o projeto de substituição dos trocadores de calor e redimensionamento das bombas vão apresentar?

1.4 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA

O projeto se limita no estudo do sistema de higienização de um frigorífico de aves de na cidade de Toledo, onde será analisado as vantagens econômicas e ambientais entre a substituição de dois tipos de trocadores de calor, a placas e casco-serpentina, e o redimensionamento das bombas desse sistema de higienização para manter adequada a pressão da água utilizada na limpeza desse frigorífico. O sistema atual de higienização tem a capacidade de bombear 250 m³/h de água a uma pressão máxima de 20 bar e aquecer esse volume de água em dois trocadores de calor a placas de uma temperatura de entrada a 25 °C até 80 °C. O frigorífico em questão tem a capacidade de abater 420 mil frangos por dia

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 Objetivo geral

Analisar as reduções de custos em energia elétrica e de vapor através do redimensionamento dos trocadores de calor e bombas utilizados em um sistema de higienização do frigorífico de aves na unidade da BRF em Toledo.

1.5.2 Objetivos Específicos

- Levantar o consumo e gastos de água, vapor e energia elétrica utilizados no sistema de higienização;
- Verificar os gastos com manutenções no sistema de higienização atual;
- Redimensionar os trocadores de calor e bombas de higienização para o novo sistema de higienização;
- Levantar os custos com o novo sistema de higienização;
- Analisar as reduções de consumo de água, vapor, energia elétrica e possíveis desvantagens do novo sistema de higienização.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 IMPORTÂNCIA DA HIGIENIZAÇÃO INDUSTRIAL

Segundo Forni (2007), as indústrias de alimentos, bebidas, laticínios e farmacêutica, em geral industriais que fornecem produtos para o consumo humano, as suas matérias primas e produtos encontram-se diariamente expostos a contaminação por particulados sólidos e microrganismos.

Em uma indústria frigorífica, os principais agentes contaminantes são as bactérias, que podem provocar a contaminação dos produtos em diversas etapas do processo de abate, desde o recebimento do animal vivo até a estocagem e congelamento dos produtos. Essa contaminação é muito mais crítica em uma planta frigorífica, devido à constante presença de matéria orgânica (cortes de carnes de frango, bovinos e suínos) que ainda está exposta ao ambiente, pois estão sofrendo o processo de industrialização (corte e desossa) por funcionários, para depois dessa etapa serem embaladas e congeladas.

Segundo Forni (2007) toda superfície de manipulação e de transporte de produtos para consumo humano são focos de contaminação, onde as superfícies que ficam em contato com os alimentos, equipamentos industriais de processamento, entre outros, são pontos de crescimento e reprodução de microrganismos e acúmulo de resíduos.

Devido a essa possível contaminação por agentes microbiológicos, o Ministério de Agricultura e Abastecimento através da portaria nº 210 de novembro de 1998 exige que abatedouros de aves possuam sistemas de higienização e que realizem a limpeza e desinfecção de toda a instalação da planta, equipamentos e utensílios usados no abatedouro.

2.2 HIGIENIZAÇÃO DE UM FRIGORIFÍCO DE AVES

A portaria do nº 210 do Ministério de Agricultura e Abastecimento, descreve normas que devem ser obedecidas para realização da higienização de um frigorífico de aves.

Com relação a essa portaria, se destacam no processo de higienização os seguintes pontos que devem ser obrigatoriamente seguidos pelos abatedouros de aves:

- Para a lavagem de piso e teto, o abatedouro deve possuir um sistema que permita a mistura de vapor e água, para aumentar a temperatura da água usada no processo de lavagem com o objetivo de garantir uma melhor desinfecção do piso e do teto.
- Para a pré-lavagem e lavagem é exigido que a água utilizada no sistema de higienização seja pressurizada para facilitar a remoção de resíduos sólidos e detergentes.

Todas essas recomendações e outras presentes na portaria nº 210/98, tem como objetivo padronizar atividades de higienização e lavagem e assim garantir que o local onde será feito o processamento da carne de frango esteja isento de resíduos sólido e ocorra a eliminação ou controle de microrganismos a um certo nível, que garanta que não haja risco de qualidade do produto, como a presença de microrganismos patogênicos ou causados de deterioração da carne.

2.3 IMPORTÂNCIA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NOS DIAS ATUAIS

Segundo Geller (2003) a eficiência energética nos dias atuais é questão crucial para toda a humanidade. Geller (2003, p.2) afirma que “as atuais fontes de energia e padrões de uso são insustentáveis. O consumo cada vez maior de combustíveis fósseis causará enorme dano ao meio ambiente, riscos sem precedentes à mudança do clima, e esgotará rapidamente as reservas de petróleo”.

Atualmente é cada vez mais comum nos meios de comunicações os alertas sobre a possibilidade de racionamento de energia elétrica devido aos baixos níveis dos reservatórios das hidrelétricas e os constantes aviso sobre a necessidade de economia e uso consciente da energia elétrica, principalmente em épocas secas com a falta de chuvas mais intensas.

Mesmo que a possibilidade de um racionamento de energia elétrica semelhante ao de 2001, em que o país sofreu uma série de apagões seja mais difícil e sempre negada pelas autoridades, principalmente pelas afirmações de que o atual sistema de distribuição de energia elétrica brasileiro está bem melhor preparado para enfrentar os períodos de falta de chuva, as tarifas e custo para sua distribuição estão cada vez maiores e esses custos são diretamente repassados para os consumidores residenciais e as indústrias, provocando aumento nas faturas de energia e perda de competitividade nas indústrias devido ser necessário passar esses custos de energia elétrica ao produto final.

Garcia (2003, p.3) diz que “os motores elétricos consomem um terço da eletricidade ofertada no Brasil” e que por isso, o uso e os cuidados na utilização de motores elétricos deve ser um foco importante para se conseguir a eficiência energética.

Uso de motores elétricos em equipamentos e processos produtivos atinge os mais diversos ramos industriais, como por exemplo petrolíferas, alimentícias, naval, automobilística, entre outros. Esses motores são usados em bombas, acionamento de mecanismo de transmissão de força, redutores, entre outras diversas aplicações.

A busca da eficiência energética em processos produtivos, como redução do consumo de energia elétrica, água, vapor e refrigeração é fundamental, principalmente em época de crise como a atual, para se reduzir gastos operacionais e conseguir uma margem para redução

2.4 DEFINIÇÃO E CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS

Segundo Macintyre (2008, p.38) “bombas são máquinas geratrizes cuja finalidade é realizar o deslocamento de um líquido por escoamento”.

O autor continua a explicar que “as bombas sendo uma máquina geratriz, ela transforma o trabalho mecânico que recebe para seu funcionamento em energia, que é comunicada ao líquido sob as formas de energia de pressão e cinética”.

Macintyre (2008) realiza uma classificação das bombas, em função do modo de como é realizada a transformação trabalho em energia elétrica e o método para fornecer essa energia ao líquido para elevar sua pressão e/ou sua velocidade, da seguinte maneira:

- Bombas de deslocamento positivo ou volumógenas.
- Turbo-bombas ou hidrodinâmicas ou também chamadas de rotodinâmicas ou dinâmicas.
- Bombas especiais, do tipo bomba com ejetor; pulsômetros; bomba de emulsão de ar.

2.5 TROCADORES DE CALOR

Çengel e Ghajar (2012, p.629) definem trocadores de calor como sendo “dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com o outro”.

Os trocadores de calor são equipamentos utilizados para promover o aquecimento de um fluido frio através da transferência de calor (geralmente por convecção e condução) de um fluido quente se aquece uma parede que isola esses dos fluidos, e essa parede agora aquecida transfere calor para o fluido mais frio.

Çengel e Ghajar (2012) explica sobre a utilização do coeficiente global de transferência de calor e sobre a variação de temperatura ao longo do trocador de calor.

Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor U , que representa a contribuição de todos esses efeitos sobre a transferência de calor. A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um local de trocador de calor depende da magnitude da diferença de temperatura no local, que varia ao longo do trocador de calor. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.629).

Os trocadores de calor são equipamentos utilizados nos mais diversos ramos das indústrias, onde podemos citar o uso em processos químicos, ar condicionado, refrigeração, e sistema para aquecimentos.

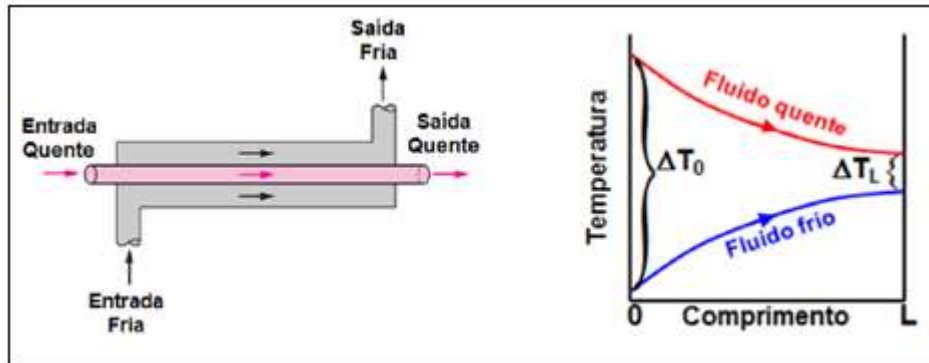
2.5.1 Os tipos de trocadores de calor

Um dos modelos de trocadores considerado mais simples é o trocador tipo tubo duplo. Nesse tipo de trocador de calor um fluido escoar por dentro de um tubo menor, enquanto o outro fluido escoar através do espaço anular entre os dois tubos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para o trocador tipo tubo duplo é possível duas formas de configuração: no escoamento paralelo e escoamento contracorrente.

No **escoamento paralelo** os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade do trocador de calor (entradas do trocador), escoam pela mesma direção e saem juntos na outra extremidade do trocador de calor (saídas do trocador), conforme figura 1.

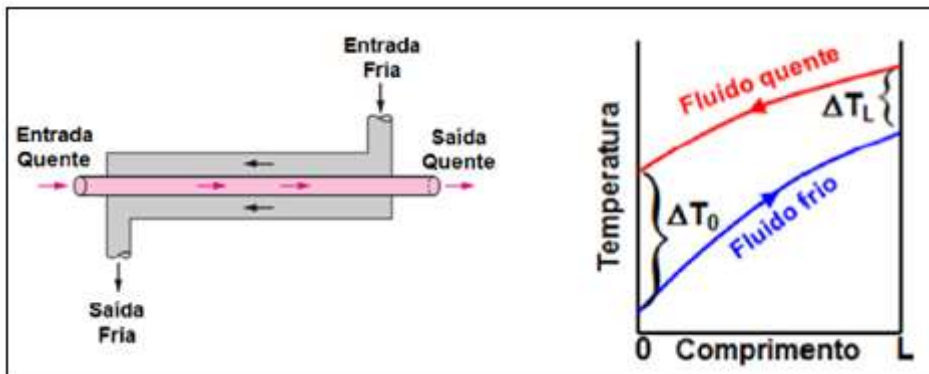
Figura 1: Configuração e aquecimento de um trocador tipo escoamento paralelo



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, adaptado pelo autor)

No **escoamento contracorrente** os fluidos quente e frio entram por extremidade opostas e escoam em direções opostas, conforme figura 2.

Figura 2: Configuração e aquecimento de um trocador tipo escoamento contracorrente



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, adaptado pelo autor)

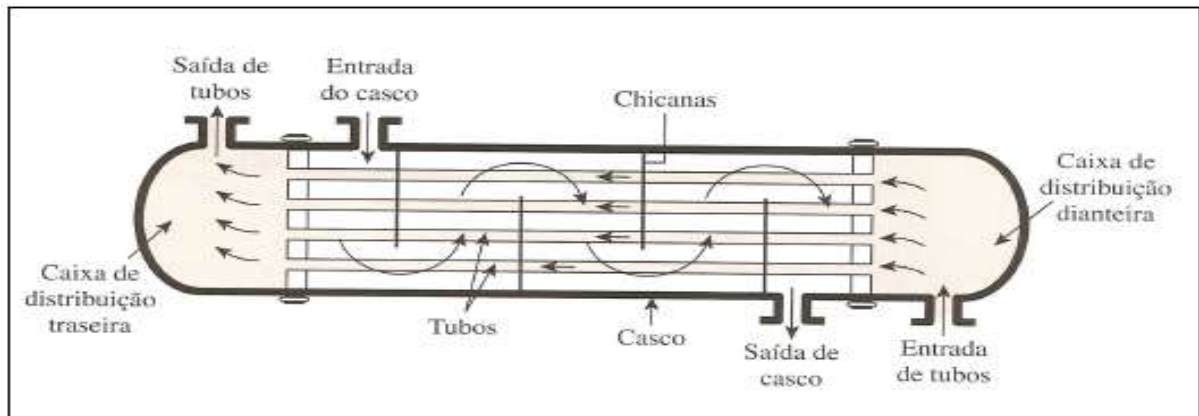
Um outro modelo de trocador é o chamado casco e tubo, muito utilizado nas indústrias de um modo geral.

Souza (2013) faz uma definição resumida sobre esse tipo de trocador de calor e como é realizada a troca térmica.

Esse trocador consiste, resumidamente. De um casco cilíndrico que contém tubos em seu interior. Um dos fluidos de trabalho escoam pelo casco e o outro fluido, pelos tubos do feixe. A troca térmica é realizada através das paredes dos tubos. (SOUZA, 2013, p.1)

Esse tipo de trocador é constituído basicamente um casco, o feixe de tubos, chicanas e as caixas de distribuição traseira e dianteira, conforme figura 3.

Figura 3: Constituição de um trocador de calor e casco



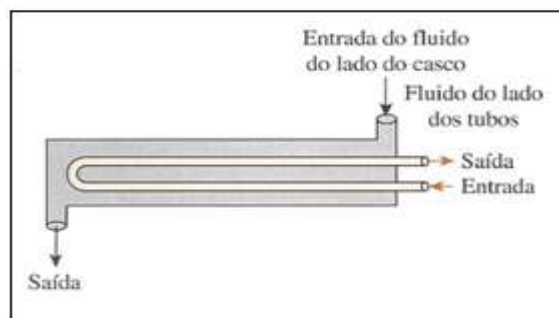
(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Çengel e Ghajar (2012) diz que em alguns casos onde se quer uma melhor eficiência de troca térmica, normalmente são colocadas chicanas que direcionam o fluido do lado do casco a atravessar mais vezes o feixe de tubo.

Çengel e Ghajar (2012) explicam que os trocadores de calor casco e tubo ainda podem ser classificados em função do número de passes no casco e nos tubos.

Quando ocorre de os tubos fazerem uma meia volta no casco de um trocador, esse é chamado de trocador de um passe no casco e dois passes nos tubos, conforme figura 4.

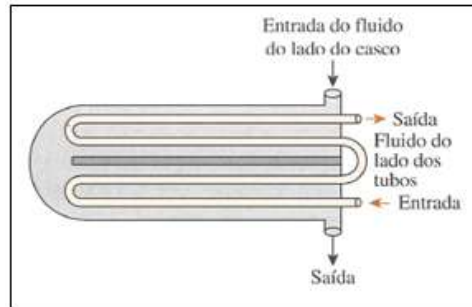
Figura 4: Trocador de calor de um passe no casco e dois passes nos tubos



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Quando ocorre de os tubos fazerem duas meias voltas no casco e quatro passes no tubo, esse é chamado de trocador de dois passes no casco e quatro passes nos tubos, conforme figura 5.

Figura 5: Trocador de calor de dois passes no casco e quatro passes nos tubos



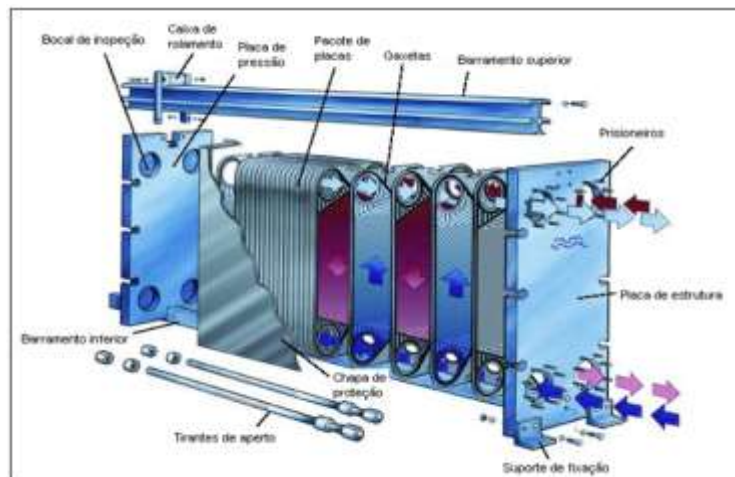
(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Um outro modelo de trocador amplamente utilizado em aplicações de troca de calor líquido-líquido é o trocador de calor de placa e quadro, ou somente placa, onde Çengel e Ghajar (2012) explicam definem sua constituição e como ocorre a troca térmica.

[...] p trocador de calor de placa e quadro (ou apenas placa), que consiste em uma série de placas planas corrugadas com passagens para o escoamento[...]. Fluidos quentes e frios escoam em passagens alternadas e, assim, cada escoamento de fluido frio é cercado por dois escoamentos de fluido quente, resultando em uma transferência de calor muito eficiente. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.632).

A constituição básica de um trocador de calor a placa é possível verificar na figura 6.

Figura 6: Constituição de um trocador de calor a placa

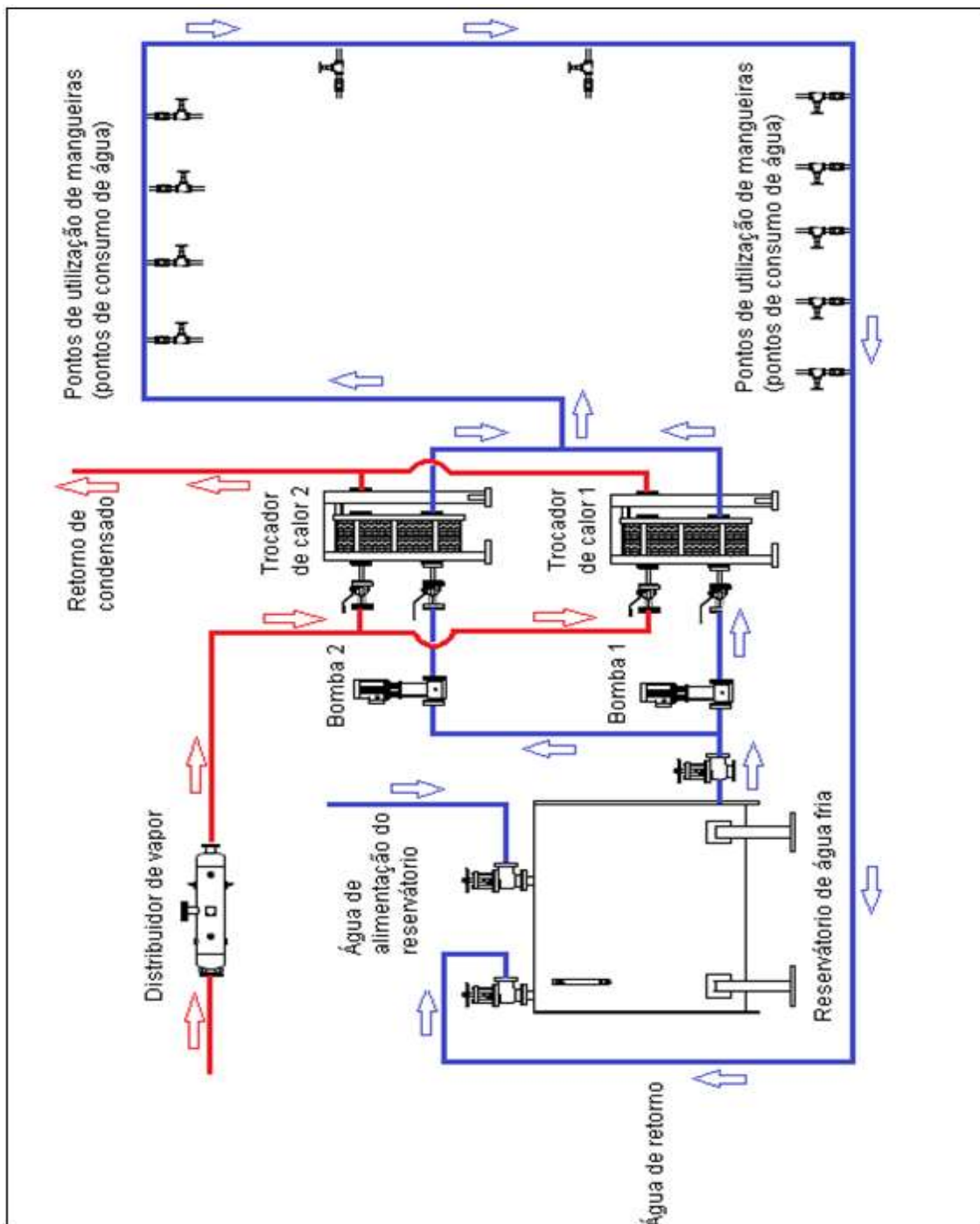


(Fonte: Site Equacione Jr.,2015, adaptado pelo autor)

2.6 CONDIÇÕES DO ATUAL SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

Atualmente a empresa frigorífica analisada no projeto possui um sistema de higienização que é composto por duas bombas de 125 CV cada e dois trocadores de calor. O conjunto básico desse sistema de higienização é representado na figura 7.

Figura 7: Esquema de funcionamento do atual sistema de higienização



(Fonte: O autor)

Conforme levantamento realizado junto a supervisão da higienização, foram estabelecidas as seguintes características operacionais do sistema de higienização:

- Pressão máxima de 10 kgf/cm² e a mínima de 8 kgf/cm²;
- Temperatura ideal de 55 °C, com variação máxima de 52 °C a 57°C;
- Utilização de bicos nas mangueiras com orifício de 6,5 mm;
- Utilização máxima de 55 mangueiras no horário das 00:30 até as 04:30, onde ocorre a higienização completa do frigorífica de aves.

As características operacionais de pressão e temperatura são para garantir que a água utilizada na higienização tenha força suficiente para remover os resíduos sólidos das superfícies dos equipamentos, teto e piso. Essa força também deve ser suficiente para promover o arraste dos resíduos líquidos, como sangue e gorduras. Para facilitar a retirada da gordura provenientes dos cortes nos produtos cárneos, a água deve estar a uma temperatura mais elevada para facilitar a remoção nas superfícies.

Esse sistema de higienização funciona da seguinte forma:

- A água utilizada na higienização é retirada de um reservatório central de água de alimentação, que possui um sistema de controle de nível que mantém a água a um nível de aproximadamente de 3,7 mca dentro desse reservatório, que é aberto para a atmosfera. A temperatura média dessa água é de 27 °C e varia conforme a temperatura ambiente.
- A água a temperatura ambiente é succionada por duas bombas centrifugas em paralelo, que promovem o aumento da pressão da água. A pressão ideal do sistema é de 10 kgf/cm².
- Depois de elevada a pressão, a água de cada bomba passa por um trocador de calor do tipo a placas, que eleva a temperatura da água para 55 °C. Essa temperatura é ajustada em controladores de temperatura que controlam válvula proporcionais que fazem a injeção de vapor nos trocadores de calor. A pressão de entrada do vapor no trocador de calor deve ser de no máximo 5 kgf/cm².
- Na sequência, essa água segue um conjunto de rede de tubulações. O ideal é que a rede fique pressurizada a uma pressão de 10 kgf/cm² e assim a água seja utilizada nos pontos dentro do frigorífico, onde esses pontos são utilizados para conectar mangueiras que farão a higienização.

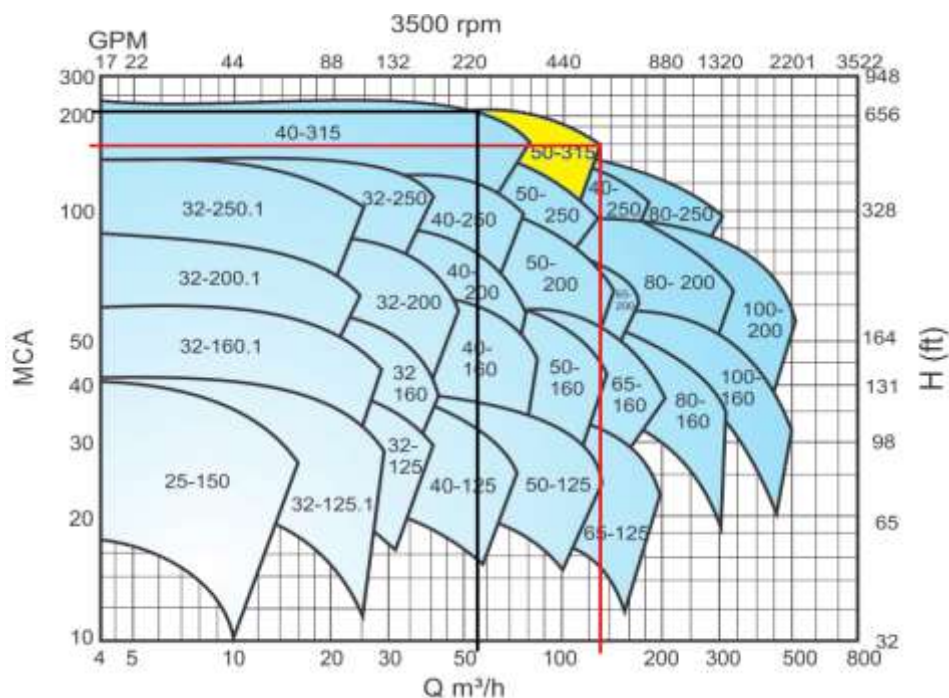
- No final da tubulação existe uma válvula manual, que operadores podem regular para regular a pressão da tubulação. Caso a válvula esteja aberta, essa água retorna para o reservatório de água fria, que depois poderá ser reutilizada novamente pelo sistema de bombeamento.

2.7 PROBLEMAS DO ATUAL SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

Para verificar o estado de condição física da instalação do atual sistema de higienização, foram realizadas visitas regulares durante o 1º semestre no local onde está instalado esse sistema. Nessas visitas foi conversado com alguns responsáveis por esse sistema, como operadores e manutentores que prestam serviço de manutenção nas bombas e nos trocadores de calor. Os maiores problemas relatados nessas conversas foram com relação a pressão a qual as bombas são capazes de bombear, e por isso surgiu os comentários de falhas no projeto de instalação desse sistema atual.

Foi levantado junto com a manutenção o modelo atual da bomba, onde a referência da atual bomba é o modelo INI 50-315 de 3500 RPM, onde esse modelo está destacado em amarelo na curva características dessa bomba que é apresentado na figura 8.

Figura 8: Curva característica da bomba modelo INI 50-315



(Fonte: IMBIL, adaptado pelo autor)

Na figura 8 foram feitas duas marcações, que representam as seguintes observações:

- Na linha vermelha está representada a maior capacidade de vazão da bomba, que possui nesse ponto a capacidade de bombear aproximadamente 130 m³/h e a pressão máxima de aproximadamente 175 mca ou 17,5 kgf/cm².
- Na linha preta está representada a menor capacidade de vazão da bomba, que possui nesse ponto a capacidade de bombear aproximadamente 55 m³/h e a pressão máxima de aproximadamente 200 mca ou 20,0 kgf/cm².

Com essas observações é verificado que mesmo na maior capacidade de vazão da bomba, a pressão é de aproximadamente 17,5 kgf/cm², onde conforme foi comentado a água depois de elevada a pressão passa por um trocador de calor, e a pressão máxima admissível da água no trocador a placas, de acordo com o fabricante do mesmo é de no máximo 10 kgf/cm².

Devido a vedação do trocador ter um limite de capacidade de suportar pressão, ela não pode ser ultrapassada com risco de provocar vazamentos entre as placas e borracha que vedam os trocadores de calor.

E esse problema de vazamento nos trocadores de calor foram uma das constatações que foram verificadas durante as visitas realizadas no sistema de higienização, onde na imagem 1 é possível verificar os vazamentos de vapor em um dos trocadores e água na bomba.

Imagem 1: Trocador de calor e bomba apresentando vazamentos de vapor e água



(Fonte: O autor)

Outro ponto verificado e comentado pelos responsáveis pelo sistema de higienização é uma válvula manual que está instalada no final da rede de retorno da água que não foi utilizada na higienização. Foi comentado que essa válvula foi instalada depois do projeto de instalação desse sistema para amenizar o problema de alta pressão na rede de distribuição.

Um dos problemas desse sistema é que nos horários da pré-higienização e na higienização total do frigorífico, é necessário ligar as duas bombas para suprir a necessidade de água para realizar a limpeza e o pessoal tentar ajustar essa válvula para deixar uma determinação pressão na rede. Enquanto ocorre a higienização, mangueiras são ligadas e desligadas conforme as áreas da produção são higienizadas, e nesse momento em que ocorre o fechamento das mangueiras e a término do horário de higienização, começa a ocorrer um aumento da pressão devido a diminuição do consumo de água, e como não é possível regular a todo momento essa válvula manual a pressão acaba se mantendo alta.

Mesmo que a válvula esteja totalmente aberta, em alguns momentos foi comentado que a pressão fica acima de 10 kgf/cm^2 , pois ocorre uma grande redução no consumo de água.

Um outro problema comentado é que nos horários em que não está ocorrendo a higienização, apenas uma bomba fica em funcionamento e mesmo assim a vazão da bomba é muito maior que o consumo nesses horários o que provoca o aumento da pressão da rede, para diminuir esse problema de alta pressão a mesma válvula é aberta para deixar a água, que não é consumida da rede, retornar para o tanque reservatório. O grande problema de se fazer isso, é que deixando um grande volume de água retornar acaba se gastando energia desnecessária, pois está se bombeando água em elevada pressão e vazão e não está se utilizando, e esse bombeamento é realizado por bombas de grande potência e que gera um alto custo de energia elétrica.

3 ENCAMINHAMENTO METODOLÓGICO

3.1 VAZÃO REQUERIDA PARA UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO

Segundo Fox e McDonald (2001, p.68) a vazão é definida como sendo “a quantidade volumétrica ou mássica de um fluido que escoar através de uma seção de uma tubulação ou canal por unidade de tempo”.

O autor continua a explicar que já a vazão volumétrica pode ser definida como “a quantidade em volume que escoar através de certa seção em um intervalo de tempo considerado. As unidades volumétricas mais comuns são: m³/s, m³/h, l/h, l/min” e é definida através da equação 1.

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad (1)$$

onde:

Q_v = vazão volumétrica (m³/s)

V = Volume (m³)

t = tempo (s)

Fox e Macnold (2001, p.68) explicam que a vazão mássica é definida como sendo a “quantidade em massa de um fluido que escoar através de certa seção em um intervalo de tempo considerado”. As unidades de vazão mássica mais utilizadas são: kg/s, kg/g, t/h, lb/h” e é definida através da equação 2.

$$Q_m = \frac{V}{t} \quad (2)$$

onde:

Q_m = vazão mássica (kg/s)

V = Volume (kg)

t = tempo (s)

Uma outra maneira de se calcular a vazão é através da equação 3, onde se conhecendo a área da seção transversal do tubo e a velocidade do fluido é possível calcular a vazão.

$$Q_v = A * V \quad (3)$$

onde:

Q_v = vazão volumétrica (m^3/s)
 A = área da seção transversal (m^2)
 V = velocidade do fluido (m/s)

Quando se deseja saber a vazão de um único ponto de consumo, um dos métodos simples é através do enchimento de um reservatório onde se conhece o seu volume, e realizar a cronometragem do tempo necessário para encher esse reservatório, e assim calcular a vazão desse ponto.

Existem também a possibilidade de se medir a vazão volumétrica de determinado ponto através da utilização de medidores de vazão padrão vendidos comercial, como rotâmetros, medidor por turbina, tubo de Pitot, hidrômetros, entre outros, onde na grande maioria desses medidores já é apresentado o valor da vazão no próprio medidor, e em alguns casos já faz a totalização, como os hidrômetros.

Para um sistema de bombeamento, onde se possui vários pontos de consumo de água com as mesmas características, como diâmetro e pressão, a vazão total do sistema pode ser determinada multiplicando o número de pontos pela vazão unitária, expressão através da equação 4.

$$Q_{total} = Q_{unitária} * n \quad (4)$$

onde:

Q_{total} = vazão total do sistema (m^3/s)
 $Q_{unitária}$ = vazão unitária de um ponto do sistema (m^3/s)
 n = número de pontos de consumo em um sistema (adimensional)

3.2 SELEÇÃO DE BOMBAS

Segundo Macintyre (2008) a escolha da bomba ideal para um projeto de bombeamento depende de um estudo completo desse sistema.

Por isso para o dimensionamento do novo sistema de higienização será necessário um estudo bem detalhada das condições operacionais do sistema de higienização do frigorífico e isso será obtido através das informações repassadas pela supervisão de higienização.

Para realizar o dimensionamento da bomba serão necessários realizar uma série de cálculos que vão compor o projeto proposto.

Um dos cálculos necessários para o dimensionamento será o cálculo de altura manométrica da bomba que é uma aplicação do Teorema de Bernoulli.

3.2.1 Teorema de Bernoulli

Macintyre (2008, p.16) diz que “se o líquido, ao escoar, não sofrer trocas de energia com o exterior, o trabalho T será nulo e, portanto, $H = 0$, ou seja,” e introduz a equação 5.

$$\left(h_0 + \frac{\rho_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} \right) - \left(h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = 0 = H \quad (5)$$

onde:

H = perda de carga (m)

h_0 = altura inicial (m)

p_0 = pressão inicial (kg/m²)

γ = peso específico do líquido (kg/m³)

v_0^2 = velocidade inicial (m/s)

g = gravidade (m/s²)

h_1 = altura final (m)

p_1 = pressão final (kg/m²)

v_1^2 = velocidade final (m/s)

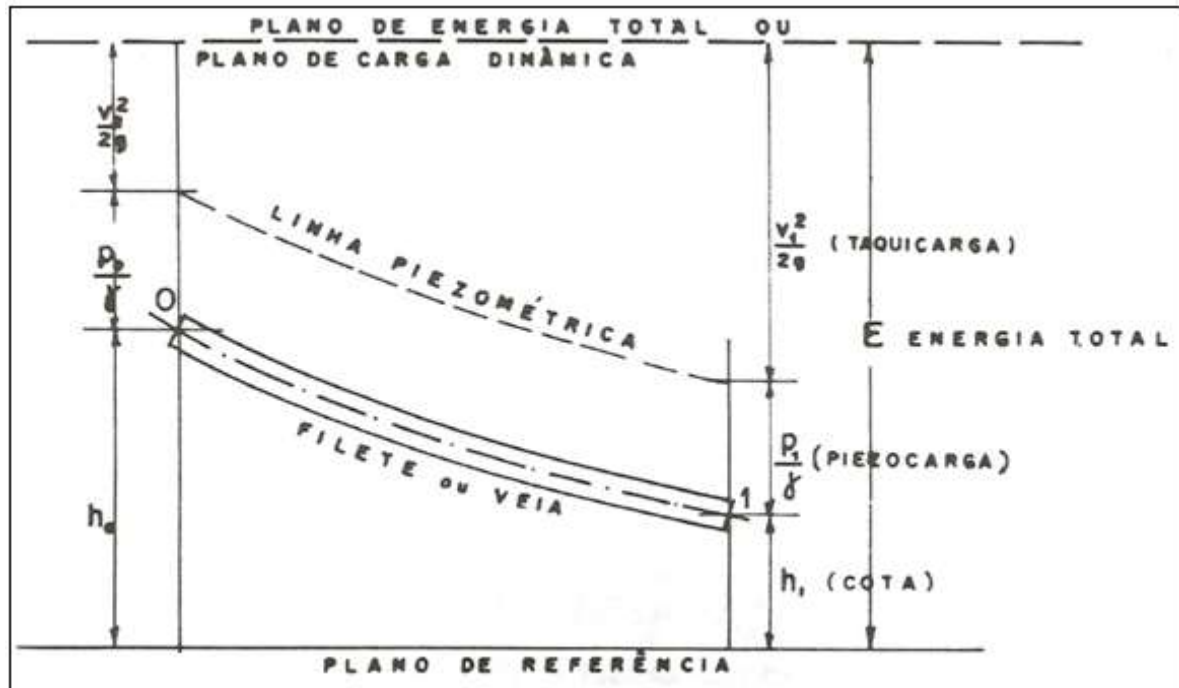
Macintyre (2008) explica que se desconsiderarmos a exigência com relação aos índices ao expressarmos essa equação, obtemos a equação 6,

$$h + \frac{\rho}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = E = \text{constante} \quad (6)$$

que representa a equação de Daniel Bernoulli, que descreve o teorema, que segundo Macintyre (2008, p. 16) diz “Em qualquer ponto que se considere de uma veia de um líquido perfeito em escoamento permanente, sem fornecer ou receber energia ou efetuar trabalho, a soma da cota, com a altura representativa da pressão e com a altura representativa da velocidade, é constante”.

Macintyre (2008, p.16) diz que em outras palavras: “A energia total ou a carga dinâmica se conserva constante ao longo da veia”. Essa explicação pode ser entendida na representação gráfica da figura 9.

Figura 9: Representação do filete, linha piezométrica e plano de carga dinâmico



(Fonte: Macintyre, 2008)

No entanto na prática não se confirma rigorosamente o teorema de Bernoulli, e isto ocorre porque os fluidos reais não se comportam do modelo perfeito proposto por Bernoulli. A viscosidade, que é dificuldade que o líquido opõem ao deslocamento do fluido e o atrito externo são os principais responsáveis pela diferença entre o teorema de Bernoulli e o que ocorre na prática no deslocamento dos fluidos. Em consequência das forças de atrito, no escoamento ocorre uma perda de energia: **a perda de carga**, que se dissipa na forma de calor.

Segundo Gomes (2013, p.9) explica que “o teorema de Bernoulli pode ser adaptado aos líquidos reais, passando assim a considerar as perdas de carga (H_f)”. Com isso é introduzido na equação de Bernoulli um termo corretivo H_f (perda de carga) representado pela equação 7.

$$\left(h_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} \right) = \left(h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) + H_f \quad (7)$$

onde:

H_f = perda de carga (m)
 γ = peso específico do líquido (kg/m^3)
 h_0 = altura inicial (m)
 p_0 = pressão inicial (kg/m^2)
 v_0^2 = velocidade inicial (m/s)
 g = gravidade (m/s^2)
 h_1 = altura final (m)
 p_1 = pressão final (kg/m^2)
 v_1^2 = velocidade final (m/s)

Segundo Gomes (2013, p.9) diz que “nessa equação a perda de carga (H_f) representa a energia perdida por unidade de peso pelo fluido ao se deslocar do ponto 0 ao ponto 1.

3.2.2 Altura manométrica

Segundo Macintyre (2008) as bombas são equipamentos industriais utilizados para o transporte de líquidos através de tubulações. Para realizar esse transporte é necessário fornecer energia a bomba para que o líquido vença as resistências e demandas do sistema. A soma das energias gastas para vencer a resistências e para atender a demanda, traduz-se como a altura manométrica da bomba, cuja equação é originada da equação de Bernoulli já corrigida pelo termo da perda de carga, onde pode ser expressa através da equação 8.

$$H_b = \frac{(v_1 - v_0)^2}{2g} + \frac{(\rho_1 - \rho_0)}{\gamma} + h_1 - h_0 + H_f \quad (8)$$

onde:

H_b = altura manométrica da bomba (m)
 v_1 = velocidade final do fluido (m/s)
 v_0 = velocidade inicial do fluido (m/s)
 g = aceleração da gravidade (m/s^2)
 ρ_1 = pressão inicial (kg/m^2)
 ρ_2 = pressão final (kg/m^2)
 γ = peso específico do fluido (kg/m^3)
 h_1 = altura final (m)
 h_0 = altura inicial (m)
 H_f = perda de carga (m)

Em geral os termos que compõem a equação da altura manométrica, aquele que apresenta a maior dificuldade em ser determinada é a perda de carga, pois necessita de um estudo detalhado da rede de tubulações do projeto e dos fenômenos que ocorrem no deslocamento do fluido, que serão objetos de cálculos na sequência.

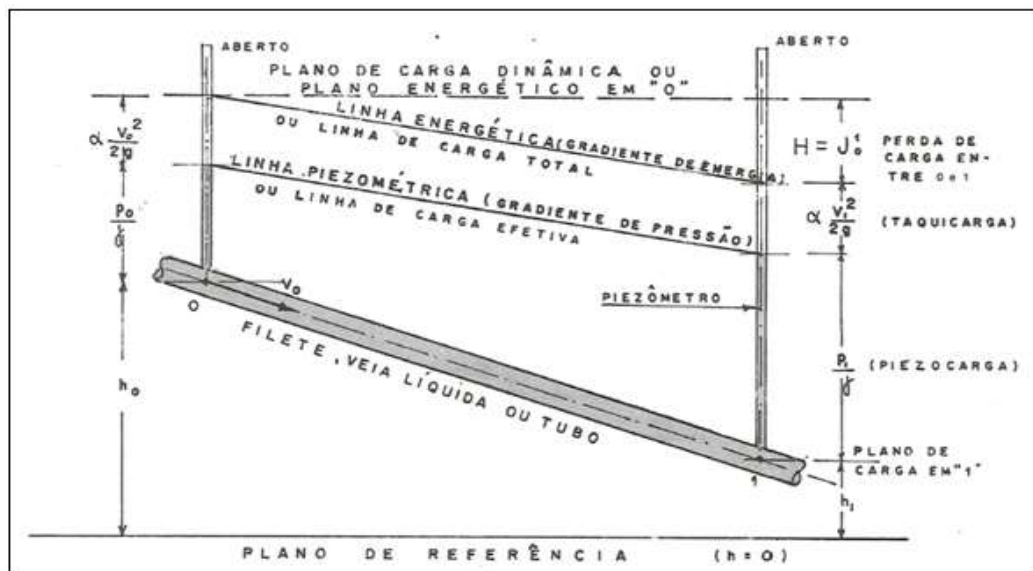
Com a determinação da altura manométrica e da vazão é possível realizar o dimensionamento da bomba para o projeto proposto.

3.2.3 Perda de carga

Segundo Macintyre (2008, p.17) diz que “a grandeza H_f , quando representa energia cedida pelo líquido em escoamento devido ao atrito interno, atrito contra as paredes e tubulações no escoamento, chama-se perda de carga ou energia perdida”.

Na figura 10 é feita a representação do teorema de Bernoulli já considerando a parcela H_f da perda de carga de uma veia líquida em escoamento.

Figura 10: Representação do filete, plano de carga dinâmica e a perda de carga



(Fonte: Macintyre, 2008)

A perda de carga total, H_f , é composto de duas parcelas: a perda de carga localizada, representada por h_l , e a perda de carga distribuída, representada por h_f . Matematicamente, a perda de carga é expressa através da equação 9.

$$H_f = h_f + h_l \quad (9)$$

onde:

H_f = perda de carga total (m)

h_f = perda de carga distribuída (m)

h_l = perda de carga localizada (m)

3.2.3.1 Perda de carga distribuída

Segundo Potter e Wiggert (2004) a perda de carga distribuída refere-se à perda de energia ao longo de trechos retos da tubulação. Ela é verificada pelo atrito das partículas do líquido com a rugosidade da tubulação e também pelos choques dentro do próprio fluido.

Os autores continuam a explicar que um dos métodos que permite o cálculo da perda de carga distribuída baseia-se na equação desenvolvida pelos pesquisadores, que emprestam o nome à fórmula: **Darcy, Weis e Bach**.

A fórmula de Darcy-Weisbach pode ser utilizada para qualquer fluido e ainda para todo diâmetro de tubulação, e é expressa pela equação 10.

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (10)$$

onde:

f = coeficiente de atrito (adimensional)

L = comprimento do tubo (m)

D = diâmetro do tubo (m)

V = velocidade do escoamento (m/s)

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

3.2.3.2 Número de Reynolds

Segundo Potter e Wiggert (2004) o número de Reynolds (Re) representa a relação entre as forças de inércia e as forças de viscosidade do fluido em escoamento, onde essa relação é representada através da equação 11.

$$Re = \frac{\gamma * v * D}{\mu} = \frac{v * D}{\nu} \quad (11)$$

onde:

γ = massa específica do fluido (kgf/m^3)
 v = velocidade média (m/s)
 D = Diâmetro do tubo (m)
 μ = viscosidade dinâmica (kgf.s/m^2)
 ν = viscosidade cinemática (m^2/s)

O autor continua explicando que o valor do coeficiente de atrito f depende do tipo de escoamento, que pode ser laminar ou turbulento.

Para definir um escoamento como laminar, Potter e Wiggert (2004, p.84) diz que “em um escoamento laminar, o fluido escoar sem nenhuma mistura significativa entre as partículas vizinhas do fluido”. Em casos de engenharia quando o número de Reynolds for menor que 2000 em um escoamento, ou seja, $Re < 2000$, se considera esse escoamento laminar e o coeficiente de atrito se calcula através da equação 12.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (12)$$

onde:

f = coeficiente de atrito (adimensional)
 Re = número de Reynolds (adimensional)

Já em um escoamento turbulento, as partículas do fluido movem-se ao acaso em todas as direções sendo impossível traçar o movimento de uma partícula individual. (POTTER e WIGGERT, 2004)

O coeficiente de atrito para um escoamento turbulento pode ser determinado através do diagrama de Moody, onde através do número de Reynolds e da rugosidade relativa é possível determinar esse coeficiente. O cálculo da rugosidade relativa é determinado através da equação 13.

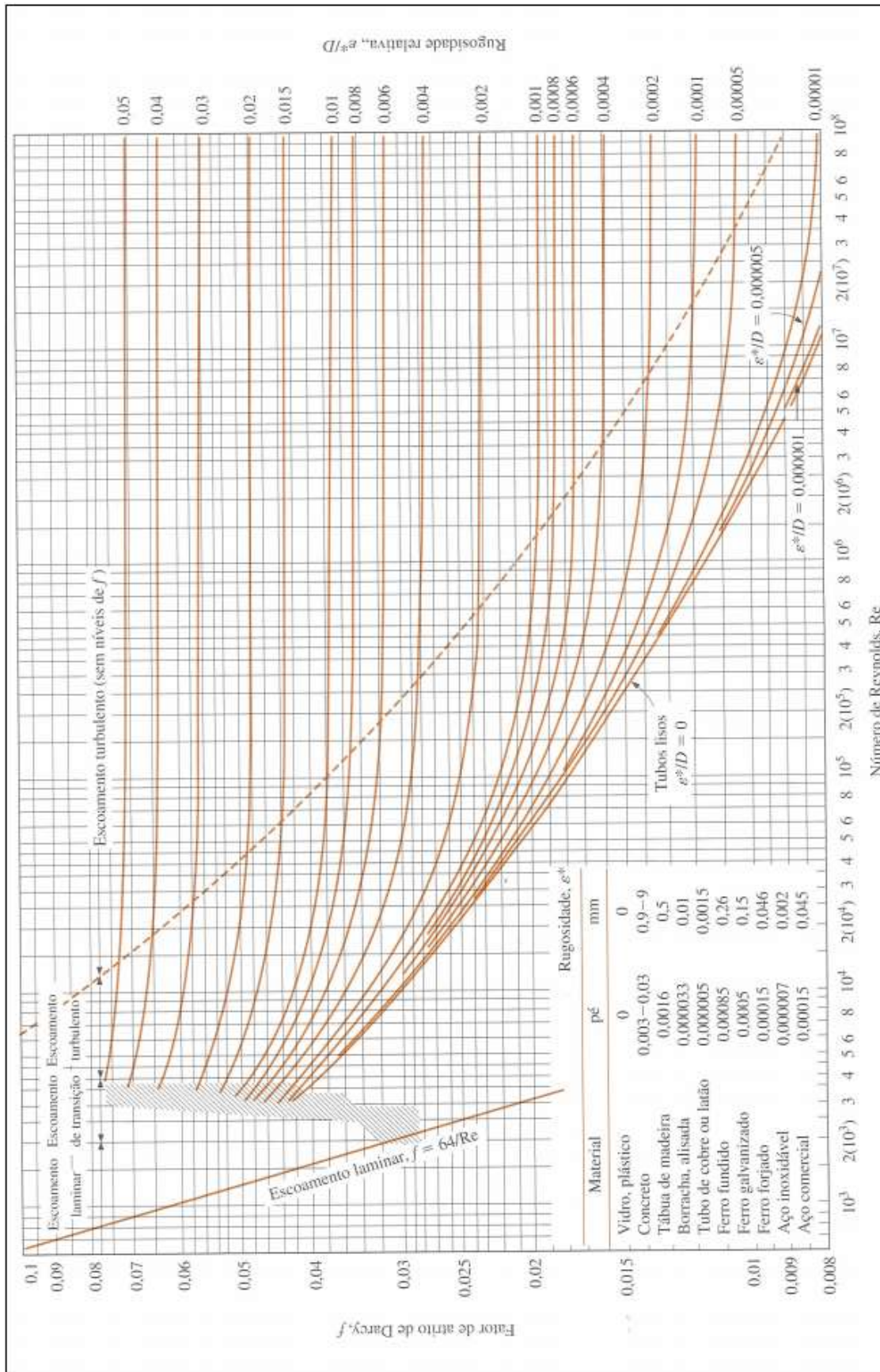
$$\text{Rugosidade relativa} = \frac{e}{D} \quad (13)$$

onde:

e/D = rugosidade relativa (adimensional)
 e = rugosidade superficial da parede do tubo (m)
 D = Diâmetro do tubo (m)

O gráfico de Moody é apresentado no gráfico 1.

Gráfico 1: Gráfico de Moody



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Segundo Potter e Wiggert (2004) foram desenvolvidas várias relações para cálculos do coeficiente de atrito, em função do Número de Reynolds e da rugosidade relativa, e se mostraram relativamente precisas, mas os autores destacam a fórmula de Swamme e Jain (1976) desenvolvida para calcular o fator de atrito em escoamento internos, que é apresentada através da equação 14.

$$f = 1,325 \left\{ \ln \left[0,27 \left(\frac{e}{D} \right) + 5,74 \left(\frac{1}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad (14)$$

onde:

f = coeficiente de atrito (adimensional)
 e/D = rugosidade relativa (adimensional)
 Re = número de Reynolds (adimensional)

Uma outra relação proposta para o cálculo da perda de carga distribuída, foi as apresentadas por Hazen-Williams, usadas para vazão em redes de água, onde depois de análises de dados estáticos, propuseram a equação 15 que pode ser escrita em unidade inglesas.

$$J = k * V^{1,85} * D^{-1,17} \quad (15)$$

onde:

J = perda de carga (ft/ft)
 k = coeficiente de vazão (adimensional)
 V = Vazão volumétrica (ft³/s)
 D = Diâmetro da tubulação (ft)

A fórmula de Hazen-Williams, em unidades métricas é apresenta na equação 16.

$$J_u = 10,643 * Q_v^{1,85} * C^{-1,85} * D^{-4,87} \quad (16)$$

onde:

J_u = perda de carga unitária (m/m)
 Q_v = vazão (m³/s)
 C = coeficiente que depende da natureza das paredes dos tubos (adimensional)
 D = diâmetro do tubo (m)

Para calcula a perda de carga em todo o trecho retilíneo, aplica-se a equação 17.

$$Hf = J_u * L \quad (17)$$

onde:

H_f = perda de carga total no trecho reto (m)

J_u = perda de carga unitária (m/m)

L = comprimento total da perda de carga

Segundo Potter e Wiggert (2004) a fórmula de Hazen-Williams apresenta grande aceitação devido ter resultado de um estudo estatístico cuidadoso, que foram confirmados através de experimentos, onde se permitiu que fossem obtidos valores bem determinados do coeficiente C .

É uma fórmula que pode ser aplicada para qualquer tipo de conduto e de material. Os seus limites de aplicação são bem amplos: variando de 50 a 3500 mm.

O coeficiente C representa o grau de rugosidade da parede da tubulação e que depende ainda do estado dessas paredes. Na tabela 1 é apresentado alguns valores desses coeficientes em função do material e estado das paredes.

Tabela 1: Coeficiente de rugosidade de tubos para alguns materiais

TUBO	C
Aço corrugado (chapa ondulada)	60
Aço com juntas lock-bar, novos	130
Aço galvanizado (novos e em uso)	125
Aço rebitado, novos	110
Aço rebitado, em uso	85
Aço soldado, novos	120
Aço soldado, em uso	90
Aço soldado com revestimento especial, novos e em uso	130
Chumbo	130
Cimento-amianto	140
Cobre	130
Concreto, bom acabamento	130
Concreto, acabamento comum	120
Ferro fundido, novos	130
Ferro fundido em uso	90
Plástico	140

(Fonte: Escola da vida, 2008)

3.2.4 Perda de carga localizada

Potter e Wiggert (2004) explicam que qualquer elemento ou dispositivo que provoque ou eleve a turbulência, mude a direção ou altere a velocidade de um fluido, é responsável por uma perda de energia e em consequência da inércia e de turbilhonamentos, parte da energia mecânica dissipa-se na forma de calor, causando uma perda de energia.

As tubulações de um modo geral não são formadas apenas por tubos retilíneos e de mesmo diâmetros. Na montagem de uma rede de distribuição são instaladas peças e conexões que, pela forma e disposição, elevam a turbulência, provocam atritos e causam choque de partículas, dando origem as perdas.

A instalação de válvulas, registros, medidores, entre outros, também são responsáveis por perdas de carga.

Todas essas perdas denominadas localizadas, são decorrentes especificamente de pontos ou determinadas partes da tubulação, diferente do que acontece com as perdas distribuídas que ocorrem em trechos retos.

3.2.4.1 Perdas de cargas localizadas – Método dos coeficientes

A equação 18 representa de um modo geral todas as perdas localizadas.

$$h_l = k * \frac{V^2}{2g} \quad (18)$$

onde:

h_l = perda de carga localizada (m)

k = coeficiente de perda localizada de uma peça (adimensional)

V = velocidade média do fluido (m/s)

g = aceleração da gravidade (m/s²)

Esse valor de coeficiente de k é obtido através de trabalho experimental, principalmente por fabricantes de conexões e válvulas, e por laboratórios de hidráulica.

Para cada tipo de peça ou componente de uma instalação é apresentado valores de coeficiente k . Na sequência através da tabela 2 é apresentado alguns valores mais comuns usados na prática.

Tabela 2: Coeficiente de perda de carga localizada de alguns componentes

Equipamento	K	Equipamento	K
Cotovelo de 90° raio curto	0,9	Válvula de gaveta aberta	0,2
Cotovelo de 90° raio longo	0,6	Válvula de ângulo aberta	5
Cotovelo de 45°	0,4	Válvula de globo aberta	10
Curva 90° r/D = 1	0,4	Válvula de pé com crivo	10
Curva de 45°	0,2	Válvula de retenção	3
T passagem direta	0	Curva de retorno	2,2
T saída lateral	2	Válvula de bóia	6

(Fonte: Engenharia Naval e Oceânica, 2015)

Se desejarmos saber a perda de carga causada por todas as peças de uma tubulação, devemos somar os valores dos coeficientes, como representado na equação 19.

$$h_{l \text{ total}} = \sum k * \frac{V^2}{2g} \quad (19)$$

onde:

$h_{l \text{ total}}$ = perda de carga localizada total dos componentes (m)

k = coeficiente de perda localizada de uma peça (adimensional)

V = velocidade média do fluido (m/s)

g = aceleração da gravidade (m/s²)

3.2.4.2 Perdas de cargas localizadas – Método dos comprimentos equivalentes

Um outro método utilizado para calcular a perda de carga localizada é o dos comprimentos equivalentes da tubulação.

Esse método consiste em adicionar à extensão da tubulação, para efeito de cálculo, um comprimento que corresponda à mesma perda de carga que causariam os componentes existentes em uma tubulação.

As perdas de carga ao longo da tubulação por ser determinada através da fórmula de Darcy-Weissbach, substituído L pela soma total de todos os comprimentos equivalentes das peças de uma tubulação e mais o comprimento do trecho reto, onde essa substituição é representado na equação 20.

$$L_{total} = L + l_1 + l_2 + l_3 \dots + l_n \quad (20)$$

onde:

L_{total} = comprimento total da tubulação para o cálculo da perda de carga (m)

L = comprimento do trecho reto (m)

l_1, l_2, l_3, l_n = comprimento equivalente de componentes da tubulação (m)

Na tabela 3 é apresentado alguns comprimentos equivalentes de alguns componentes de tubulações.

Tabela 3: Comprimentos equivalente de alguns componentes de tubulação

mm	Curva de 90 Rato Longo	Curva de 45 Rato Longo	Curva de 90 Rato Curto	Curva de 45 Rato Curto	T de 90 Passagem direta	T de 90 Saída Lado	T de 90 Saída Bilateral	Entrada Normal	Entrada de Borda	Saída de Canalização	Válvula de Pé e Crivo	Válvula de Retenção Tipo Leve	Válvula de Retenção Tipo Pesada	Registro Globo Aberto	Registro de Gaveta Aberto	Registro de Ângulo Aberto
15	1.1	0.4	0.4	0.2	0.7	2.3	2.3	3	0.9	0.8	8.1	2.5	3.6	11.1	0.1	5.9
20	1.2	0.5	0.5	0.3	0.8	2.4	2.4	0.4	1	0.9	9.5	2.7	4.1	11.4	0.2	6.1
25	1.5	0.7	0.6	0.4	0.9	3.1	3.1	0.5	1.2	1.3	13.3	3.8	5.8	15	0.3	8.4
32	2	1	0.7	0.5	1.5	4.6	4.6	0.6	1.8	1.4	15.5	4.9	7.4	22	0.4	10.5
40	3.2	1.3	1.2	0.6	2.2	7.3	7.3	1	2.3	3.2	18.3	6.8	9.1	35.8	0.7	17
50	3.4	1.5	1.3	0.7	2.3	7.6	7.6	1.5	2.8	3.3	23.7	7.1	10.8	37.9	0.8	18.5
60	3.7	1.7	1.4	0.8	2.4	7.8	7.8	1.6	3.3	3.5	25	8.2	12.5	38	0.9	19
75	3.9	1.8	1.5	0.8	2.5	8	8	2	3.7	3.7	26.8	9.3	14.2	40	0.9	20
100	4.3	1.9	1.6	1	2.6	8.3	8.3	2.2	4	3.9	28.6	10.4	16	42.3	1	22.1
125	4.9	2.4	1.9	1.1	3.3	10	10	2.5	5	4.9	37.4	12.5	19.2	50.9	1.1	26.2
150	5.4	2.6	2.1	1.2	3.8	11.1	11.1	2.8	5.6	5.5	43.4	13.9	21.4	56.7	1.2	29.9

(Fonte: Site Agronomia UFG)

3.3 POTÊNCIAS, RENDIMENTOS E CUSTOS LIGADOS AO BOMBEAMENTO

Segundo Macintyre (2012) devemos realizar a seguinte análise na utilização de bombas em sistemas de bombeamento.

3.3.1 Potência hidráulica

Representa a potência transmitida pelo motor ao eixo da bomba, essa potência motriz também é chamada de consumo de energia da bomba. (MACINTYRE, 2012)

Essa potência é representada através da equação 21.

$$P_H = \frac{\gamma * Q * H_m}{75} \quad (21)$$

onde:

P_m = potência hidráulica (CV)
 γ = peso específico do líquido (kgf/m³)
 Q = vazão (m³/s)
 H_m = altura manométrica (m)

3.3.2 Potência mecânica

Segundo Macintyre (2012) uma parte da energia fornecida ao rotor de uma bomba não é aproveitada para realização do trabalho, onde essa energia perdida é ocasionada na própria bomba por perdas hidráulicas diversas.

A diferença entre a energia cedida ao rotor e a energia realmente aproveitada para o mesmo realizar trabalho, dá se o nome de rendimento da bomba, que pode ser representada por η_m .

Assim, conhecendo o rendimento de uma bomba podemos calcular a potência mecânica através da equação 22.

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_m} \quad (22)$$

onde:

P_M = Potência mecânica (CV)
 P_H = potência mecânica (CV)
 η_m = rendimento mecânico de uma bomba (adimensional)

3.3.3 Potência elétrica

Mesmo considerando os atuais motores elétricos de alto rendimento, nem toda energia fornecida ao motor é aproveitada para produzir trabalho, uma parte se perde devido a atritos nos mancais e rolamentos e outras formas de perdas.

Considerando o rendimento elétrico de um motor (η_e) e a potência mecânica necessária para um bombeamento, podemos calcular a potência elétrica necessária ao mesmo, representada na equação 23.

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_e} \quad (23)$$

onde:

P_E = potência elétrica (CV)

P_M = potência mecânica (CV)

η_e = rendimento elétrico de um motor (adimensional)

3.3.4 Variação da vazão, potência e pressão em função da rotação de uma bomba

Macintyre (2012) diz que uma bomba é projetada para funcionar em uma determinada rotação e assim vai operar com uma determinada vazão, pressão e potência hidráulica, onde a rotação da bomba dependerá basicamente da rotação do motor elétrico instalado nela.

O autor continua a explicar que para uma bomba que foi projetada para uma rotação (RPM) para atender a uma pressão (P), podemos verificar qual a rotação (RPM_x) que será necessária na bomba se desejarmos trabalhar em uma pressão (P_x), segundo a proporção representada na equação 24.

$$\frac{P_{(x)}}{P} = \frac{RPM_{(x)}^2}{RPM^2} \quad (24)$$

onde:

P = pressão da bomba (mca)

P_(x) = pressão na bomba em uma determinada rotação (mca)

RPM = rotação (rpm)

RPM_(x) = rotação da bomba para uma determinada pressão (rpm)

Já a vazão, segundo Macintyre (2012) varia proporcionalmente a rotação da bomba, é pode ser determinada através da equação 25.

$$\frac{Vazão_{(x)}}{Vazão} = \frac{RPM_{(x)}}{RPM} \quad (25)$$

onde:

Vazão_(x) = vazão da bomba para uma determinada rotação (m³/h)

Vazão = vazão da bomba (m³/h)

RPM_(x) = rotação da bomba para uma determinada vazão (rpm)

RPM = rotação da bomba

Macintyre (2012, p.126) diz que “a potência absorvida do motor que aciona a bomba varia com o cubo do número de rotações” e pode ser calculada através da equação 26.

$$\frac{Potência_{(X)}}{Potência} = \frac{RPM_{(X)}}{RPM} \quad (26)$$

onde:

Potência_(X) = potência da bomba em uma determinada rotação (CV)

Potência = potência da bomba (CV)

RPM_(X) = rotação da bomba para uma determinação potência (rpm)

RPM = rotação da bomba (rpm)

3.3.5 Custo de energia elétrica para o funcionamento de uma bomba

Considerando a potência elétrica de um motor para o acionamento de uma bomba por, através de uma relação direta do valor pago pela energia elétrica e a potência do motor, podemos verificar os custos ligados ao bombeamento de um fluido para determinados períodos de funcionamento de uma bomba, onde esse período pode ser em horas, dias, ou no mês, e assim esses custos podem ser calculados através da equação 27, onde normalmente a potência consumida é representada em KW/h e a potência do motor em CV.

$$Custo_{energia\ elétrica} = Potência * horas\ em\ funcionamento * custo\ do\ KW/h \quad (27)$$

$$Custo_{energia\ elétrica} = \left(\frac{Potencia\ motor * 735,5}{1000} \right) * horas * custo\ do\ KW/h$$

Onde esse custo representa o valor gasto em reais para o funcionamento de uma bomba considerando qualquer período desejado.

3.4 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR

Çengel e Ghajar (2012) explica que engenheiros precisam realizar a escolha de um trocador de calor que possa atender a uma determinada temperatura desejada no escoamento de vazão mássica ou supor quais serão as temperaturas de saídas dos fluidos quente e frio para assim dimensionar um trocador de calor para uma determinada aplicação.

Çengel e Ghajar (2012, p.641) diz que “a taxa de transferência de calor no trocador de calor também pode ser expressa na forma análoga à lei de Newton do resfriamento como”:

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_{lm} \quad (28)$$

onde:

Q = taxa de transferência de calor (W)

U = coeficiente global de transferência de calor (W/m².K)

A_s= área de transferência de calor (m²)

ΔT_{lm}= diferença de temperatura média adequada entre os fluidos (°C)

No entanto Çengel e Ghajar (2012) explica que a área superficial A_s pode ser calculada usando as dimensões do trocador de calor, mas que “o coeficiente global de transferência de calor U e a diferença de temperatura ΔT entre os fluidos quente e frio em geral podem variar ao longo do trocador de calor” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.641).

O autor continua a explicar que através dos coeficientes médios de convecção de um fluido é possível calcular o valor médio do coeficiente global.

Çengel e Ghajar (2012, p.639) ainda diz que “a forma adequada da diferença de temperatura média entre os fluidos é de natureza logarítmica” e em seu livro apresentam dois métodos para análise de trocadores de calor, o método da *diferença de temperatura média logarítmica* (ou LMTD) e o método da *efetividade-NTU*.

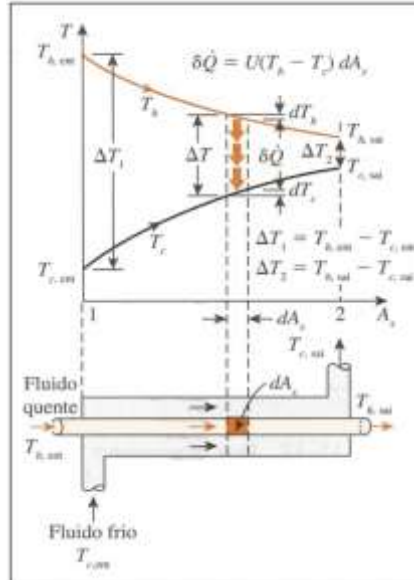
3.4.1 Método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD)

Çengel e Ghajar (2012) faz uma análise através da figura 11, onde ele explica a diferença que ocorre em um trocador de calor de tubo duplo em um escoamento paralelo.

Note que a diferença de temperatura de temperatura ΔT entre os fluidos quente e frio é grande na entrada do trocador de calor, mas diminui exponencialmente em direção à saída. Como esperado, a temperatura do fluido quente diminui, e a temperatura do

fluido frio aumenta ao longo do trocador de calor, mas a temperatura do fluido frio nunca poderá exceder a do fluido quente, não importa o comprimento do trocador de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p.642).

Figura 11: Variação da temperatura de um fluido em um trocador de tubo duplo



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012).

Por esse motivo Çengel e Ghajar (2012, p.643) afirma que “a diferença de temperatura média logarítmica, é a forma adequada da diferença de temperatura média para utilização na análise de trocadores de calor”, e por isso propõe a utilização da equação 23 e 24.

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (29)$$

e,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (30)$$

onde:

- \dot{Q} = taxa de transferência de calor (W)
- U = coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2.K$)
- A_s = área de transferência de calor (m^2)
- ΔT_{lm} = diferença de temperatura média logarítmica ($^{\circ}C$)
- ΔT_1 = diferença de temperatura dos fluidos na entrada ($^{\circ}C$)
- ΔT_2 = diferença de temperatura dos fluidos na saída ($^{\circ}C$)

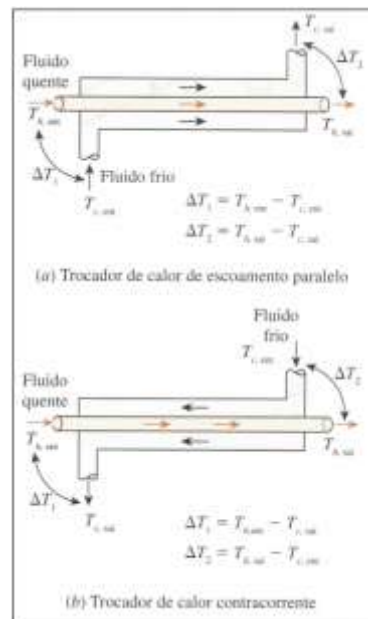
3.4.2 Trocadores de calor contracorrente

Çengel e Ghajar (2012) explica que em trocadores de calor contracorrente a temperatura do fluido frio, em casos limite, poderá se aquecer até a temperatura de entrada do fluido.

Mas Çengel e Ghajar (2012, p.643) afirma que “a temperatura de saída do fluido frio nunca poderá exceder a temperatura de entrada do fluido quente, pois isso seria uma violação da segunda lei de termodinâmica”.

O autor continua a explicar que a diferença de temperatura média logarítmica definidas para o trocador de calor de escoamento paralelo também pode ser aplicado para um trocador de calor do tipo contracorrente, havendo apenas uma mudança na forma de expressar os termos de ΔT_1 e ΔT_2 , conforme é apresentado na figura 12.

Figura 12: Expressões para ΔT_1 e ΔT_2 para trocadores de calor paralelo e contracorrente



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Çengel e Ghajar (2012) afirma que a diferença de temperatura média logarítmica em um trocador de calor contracorrente é maior que para um trocador de escoamento paralelo, isso considerando que os trocadores de calor tenham a mesma área superficial.

Por esse motivo Çengel e Ghajar (2012) explica que um trocador de calor do tipo contracorrente precisa de uma menor área superficial para atingir uma mesma taxa de transferência de calor de um trocador de calor de escoamento paralelo, e que por isso o trocador

de calor do tipo contracorrente poderá ser menor, o que torna esse tipo de trocador de calor mais utilizado.

3.4.3 Trocador de calor de multipasses e escoamento cruzado: uso do fator de correção

Çengel e Ghajar (2012, p.644) diz que “a relação da diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{lm} desenvolvida anteriormente limita-se apenas aos trocadores de calor de escoamento paralelo e contracorrente”.

O autor continua explicando que é possível desenvolver relações para trocadores de calor de casco e tubos com multipasses e escoamento cruzado, mas que as análises das equações finais desses tipos de trocadores são mais complexas devido as condições de escoamento.

Para esses casos, Çengel e Ghajar (2012, p.644) explica que “é conveniente relacionar a diferença de temperatura equivalente com a diferença de temperatura média logarítmica para o caso contracorrente como”, e apresenta a equação

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (31)$$

onde:

ΔT_{lm} = temperatura média logarítmica para trocador multipasses ou cruzado (°C)

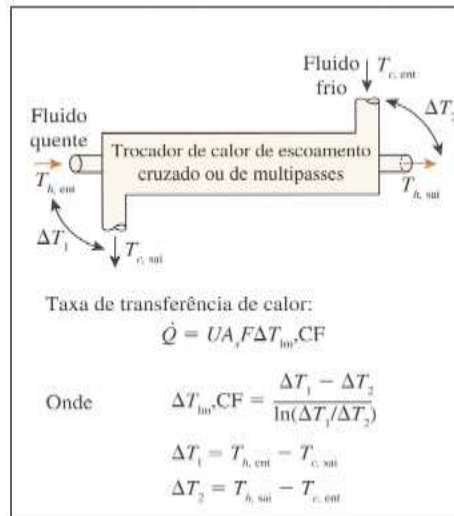
F = fator de correção (adimensional)

$\Delta T_{lm,CF}$ = temperatura média logarítmica para um trocador contracorrente (°C)

O F representa um fator de correção, e seu valor depende da geometria de construção do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Já com relação ao $\Delta T_{lm,CF}$, Çengel e Ghajar (2012) explica que é a diferença de temperatura média logarítmica calcula para um trocador de calor do tipo contracorrente e usando as mesmas temperaturas de entrada e saída, onde o cálculo é igual a equação 25, e os arranjos dos valores de ΔT_1 e ΔT_2 é conforme a figura 13.

Figura 13: Taxa de transferência de calor para trocador tipo multipasses



(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Çengel e Ghajar (2012) explica o fator de correção (F) para trocadores de calor do tipo cruzado e casco e tubo é menor que 1, ou seja, $F \leq 1$, e assume o valor limite de $F = 1$ para trocadores de calor contracorrente.

3.4.4 Método da efetividade – NTU

Çengel e Ghajar (2012) explica que o método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) é simples de ser usado no dimensionamento de um trocador, quando todas as temperaturas, tanto as de entrada como as de saída, dos fluidos quente e frio são conhecidas ou podem ser calculadas.

Segundo Çengel e Ghajar (2012) o método LMDT é utilizado para determinar o tamanho de um trocador de calor para se conseguir atingir as temperaturas de saídas determinadas no processo, quando vazão mássica e todas as temperaturas são conhecidas.

Agora uma outra análise em trocadores de calor, é quando não se conhece as temperaturas de saída dos fluidos, mas se sabe o tipo e tamanho do trocador de calor, as vazões mássicas e a temperaturas de entrada, onde nesse caso é possível através utilizar o método de LMTD para se conhecer a taxa de transferência de calor, mais seria muito trabalhoso. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

3.4.4 Análise de consumo e custo com vapor em trocadores de calor

Na grande maioria dos trocadores de calor, um dos fluidos muito utilizado para aquecimento em um trocador de calor é o vapor da água, principalmente para aquecimento da água.

Boa parte dos trocadores de calor fornecidos pelos fabricantes já possuem equipamentos específicos para cada situação, onde conhecendo o fluido que se deseja aquecer e o fluido a ser utilizado para o aquecimento e as temperaturas de entrada e saída desejada no fluido a aquecer, esses fabricantes irão fornecer o tipo e o tamanho necessário para essa aplicação, onde com a utilização de simuladores de dimensionamento de trocadores de calor é possível verificar uma estimativa bem precisa do consumo do fluido a ser utilizado como fonte quente no trocador.

Assim conhecendo o consumo de fluido quente que geralmente é expresso por kg/h ou tonelada/h nesse trocador é possível determinar o consumo diário ou mensal para se conseguir manter determinado processo de aquecimento, pode ser representado através

$$\text{Consumo}_{total} = \text{Consumo por hora do trocador} * \text{hora trabalhadas} \quad (32)$$

Com o consumo total definido em função de um período qualquer, é possível conhecendo os custos envolvidos para produção do fluido quente, como por exemplo o custo de produção de vapor que geralmente é expresso em R\$/tonelada de vapor produzida é possível determinar o gasto em reais para manter em funcionamento esse processo de aquecimento em um trocador de calor, através da equação 33.

$$\text{Gasto}_{total} = \text{Consumo total} * \text{custo por tonelada de vapor} \quad (33)$$

4 DIMENSIONAMENTO DO NOVO SISTEMA E SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

4.1 TESTE DE MEDIÇÃO DE VAZÃO POR MANGUEIRA

Conforme imagem 3, foi colocado um tambor de aproximadamente 200 litros sobre uma balança e na ponta da mangueira foi instalado um hidrômetro para registrar a vazão.

Imagem 3: Teste de medição de vazão com a balança e hidrômetro



(Fonte: O autor)

Conforme a imagem 4 em um outro ponto também foi medido a pressão que estava naquele momento do teste, onde foi registrado a pressão de 10 kgf/cm² na rede de distribuição.

Imagem 4: Medição da pressão da água de higienização



(Fonte: O autor)

Na sequência foi aberto o registro da mangueira e direcionado o jato para dentro do tambor e cronômetro o tempo de 1 minuto. Depois foram anotados os valores que são apresentados na tabela 4.

Tabela 4: Resumo do teste de medição de vazão de água por mangueira

Teste de consumo por mangueira						
Local	Dia	Pressão (kg/cm²)	Leitura inicial no hidrômetro	Leitura final do hidrômetro	Consumo (m³/minuto)	Peso na balança (kg)
Pendura	08/ago	12,6	0,31	0,44	0,13	126,4

(Fonte: O autor)

Com o peso que foi registrado na balança e a densidade encontrada em tabela termodinâmica de 985,4 kg/m³ para a água a uma temperatura de 55 °C, é possível calcular o volume de água dentro do tambor utilizando a equação 34.

$$Densidade = \frac{massa}{Volume} \quad (34)$$

$$Volume = \frac{126,4}{985,4}$$

$$Volume = 0,1282 \text{ m}^3$$

Com o volume teórico de 0,1282 m³, calculado em razão do peso verificado na balança, se mostrou muito próximo ao registrado no hidrômetro que foi de 0,13 m³, onde a diferença dos valores foi de aproximadamente 2%, verificando assim que a medição com o hidrômetro se mostrou método bem preciso para determinar o volume que passa por ele. Na imagem 5 é possível verificar os valores da leitura inicial e final no hidrômetro.

Imagem 5: Valores de vazão registrados no hidrômetro

(Fonte: O autor)

4.2 LEVANTAMENTO DO NÚMERO DE MANGUEIRAS NA HIGIENIZAÇÃO

Para realizar a higienização do frigorífico de aves, é utilizado água pressurizado aquecida, onde através de um sistema de tubulação e diversos pontos de conexão, mangueiras plásticas de 1" são conectadas nesses pontos.

Para determinar o consumo de água na higienização, primeiramente foi levantado junto a supervisão da higienização, os horários e o número de pessoas que fazem essa higienização, para depois com a vazão unitária por mangueira poder se determinar o consumo total de água no sistema.

As informações dos horários e número de mangueiras são apresentadas na tabela 5.

Tabela 5: Horários e número de mangueiras utilizados na higienização do frigorífico

Higienização operacional			
Área	Início Higienização	Fim Higienização	Número de mangueiras
Recebimento	08:30	09:30	3
Sangria	08:30	09:30	2
Evisceração	08:30	09:30	6
Escaldagem	08:30	09:30	4
Chiler	08:30	09:30	3
Esposteamento/IQF	11:00	12:00	35

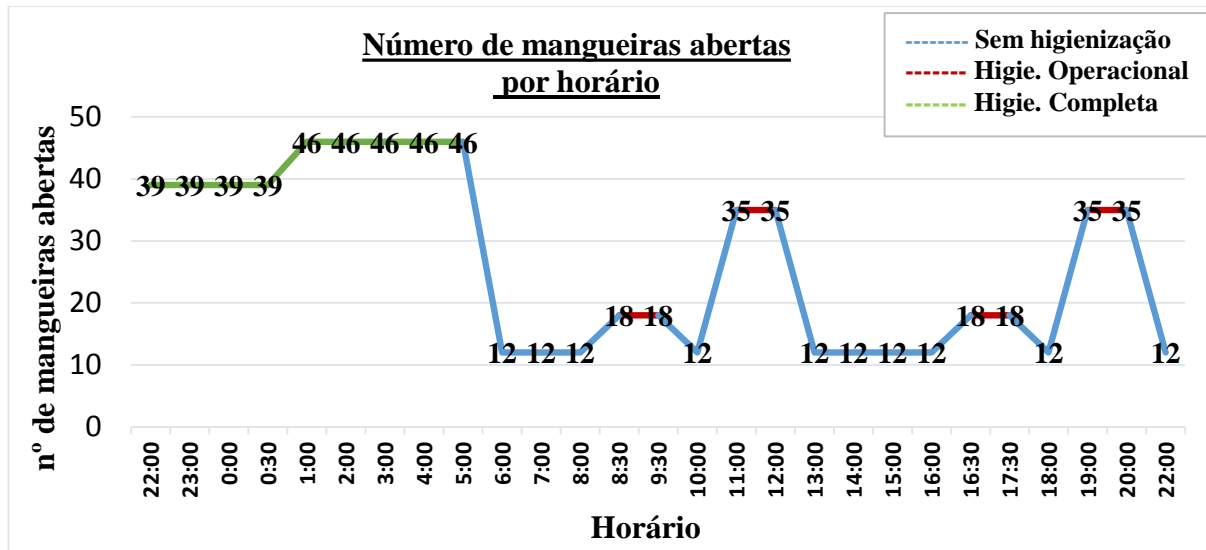
Higienização completa/total			
Área	Início Higienização	Fim Higienização	Número de mangueiras
Recebimento	22:00	00:30	5
Sangria	22:00	00:30	2
Evisceração	22:00	00:30	11
Escalda	22:00	00:30	11
Chiler	22:00	00:30	10
Esposteamento/IQF	01:00	05:00	46

(Fonte: Supervisão higienização do frigorífico de aves)

A supervisão também informou que quando não está ocorrendo a higienização no frigorífico existem 12 funcionários que fazem pequenas limpezas nos setores, para evitar um acúmulo excessivo de material orgânico em determinadas áreas.

Com as informações sobre os horários e principalmente sobre o número de mangueiras que são utilizadas no frigorífico, foi montado o gráfico 2 onde é possível visualizar como ocorre a higienização durante o dia.

Gráfico 2: Pontos de higienização ligados durante o dia no frigorífico de aves



(Fonte: Supervisão higienização do frigorífico de aves)

4.3 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE ÁGUA POR MANGUEIRA

Para determinação a vazão das bombas, será necessário calcular o consumo de água de todo o sistema de higienização do frigorífico.

Como as mangueiras utilizadas no sistema de higienização são padronizadas, onde são utilizadas mangueiras de 1” e o diâmetro dos bicos são de 7 mm.

Para realizar a medição de vazão por mangueira foi montado em pontos de utilização de água do sistema, o hidrômetro para registrar a vazão de água, conforme imagem 6.

Imagem 6: Hidrômetro instalado na mangueira para medição da vazão unitária



(Fonte: O autor)

Nas medições realizadas para determinar a vazão foi cronômetro 1 minuto nos testes e antes de montar o hidrômetro na tubulação da mangueira.

Durante o mês de setembro foram realizados vários testes para medir o consumo de água por mangueira, onde em diferentes horários foi instalado um hidrômetro e feito medições da vazão de água. Nesses testes, eram anotados os valores iniciais registrado no hidrômetro e depois de 1 minuto era anotado o valor final no mesmo. Nos testes também eram anotados os valores da pressão de água da rede de tubulação para verificar as diferenças de vazão que ocorria devido a essa pressão.

Esses testes foram realizados em diferentes dias e áreas, onde o frigorífico de aves possui dois pisos técnicos, onde as bombas estão instaladas no primeiro piso, então foi tomado o cuidado de também realizar a medição no segundo piso.

Na tabela 6 são apresentados os resultados obtidos nos testes com a medição de vazão de água por mangueira através do hidrômetro.

Tabela 6: Testes de consumo de água por mangueira

Teste de consumo por mangueira							
Local	Tipo de higienização	Dia	Pressão (kg/cm²)	Leitura inicial hidrômetro	Leitura final hidrômetro	Consumo (m³/minuto)	Vazão (m³/h)
2º piso	Completa	01/set	5,2	0,36	0,42	0,06	3,6
2º piso	Completa	01/set	5,2	0,46	0,52	0,06	3,6
1º piso	Operacional	01/set	10,0	0,14	0,24	0,10	6,0
1º piso	Operacional	01/set	10,0	0,31	0,41	0,10	6,0
2º piso	Sem higienização	02/set	8,1	0,65	0,73	0,08	4,8
2º piso	Sem higienização	02/set	8,1	0,75	0,83	0,08	4,8
1º piso	Sem higienização	05/set	12,2	0,3	0,42	0,12	7,2
1º piso	Sem higienização	05/set	12,2	0,35	0,48	0,13	7,8
2º piso	Operacional	06/set	10,1	0,84	0,95	0,11	6,6
2º piso	Operacional	06/set	10,1	0,2	0,3	0,10	6,0
2º piso	Sem higienização	08/set	10,0	0,5	0,61	0,10	6,0
1º piso	Sem higienização	12/set	15,4	0,2	0,34	0,14	8,4
1º piso	Sem higienização	12/set	15,4	0,45	0,58	0,13	7,8
2º piso	Operacional	12/set	12,1	0,55	0,66	0,11	6,6
2º piso	Operacional	12/set	12,1	0,55	0,66	0,11	6,6
1º piso	Sem higienização	14/set	16,8	0,49	0,64	0,15	9,0
1º piso	Sem higienização	14/set	16,8	0,84	0,98	0,14	8,4
2º piso	Completa	14/set	8,5	0,21	0,3	0,09	5,4
2º piso	Completa	14/set	8,5	0,21	0,3	0,09	5,4
1º piso	Sem higienização	19/set	10,2	0,05	0,16	0,11	6,6
1º piso	Sem higienização	19/set	10,2	0,5	0,6	0,10	6,0
2º piso	Completa	21/set	6,9	0,32	0,39	0,07	4,2
2º piso	Completa	21/set	6,9	0,32	0,39	0,07	4,2
1º piso	Completa	22/set	8,0	0,4	0,48	0,08	4,8
1º piso	Operacional	26/set	10,0	0,4	0,5	0,10	6,0

(Fonte: O autor)

Com observamos nos testes foi possível verificar que a vazão muda muito em função da pressão da água, onde uma pressão maior provoca o aumento na vazão na mangueira.

De acordo com a supervisão responsável pela higienização a pressão ideal do sistema deve ser de 10,0 kgf/cm², onde pode haver uma variação de 2 kgf/cm² para mais ou para menos.

No projeto proposto, devido a variação muito grande no número de mangueira ligadas durante os horários de higienização, será proposto no projeto bombas com inversores de frequência que vão estar controlando a vazão e pressão do sistema, onde será possível parametrizar uma pressão de trabalho nos controladores das bombas de 10,0 kgf/cm² e essa pressão será mantida através desses inversores.

Com base nessa tabela e nos testes podemos determinar que a vazão unitária por mangueira dentro da pressão de trabalho estipulada será de 6,0 m³/h.

$$\mathbf{Vazão\ por\ mangueira = 6,0\ m^3/h}$$

4.4 VAZÃO NECESSÁRIA PARA O NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

Com o consumo de 6,0 m³/h por mangueira determinado anteriormente, podemos calcular a vazão necessária para o projeto do novo sistema de higienização, onde a vazão total será determinada através da multiplicação da vazão unitária pelo maior número de mangueiras possível no horário de higienização.

Através da tabela podemos verificar que o horário em que o maior número de mangueiras são ligadas é no período em que ocorre a higienização completa do frigorífico, onde são ligadas 46 mangueiras, e assim é nesse horário que vai ocorrer o maior consumo de água do sistema de higienização.

A vazão total pode ser determinada através da equação 4.

$$\mathbf{Vazão\ total = vazão\ unitária\ x\ número\ de\ mangueira\ ligadas} \quad (4)$$

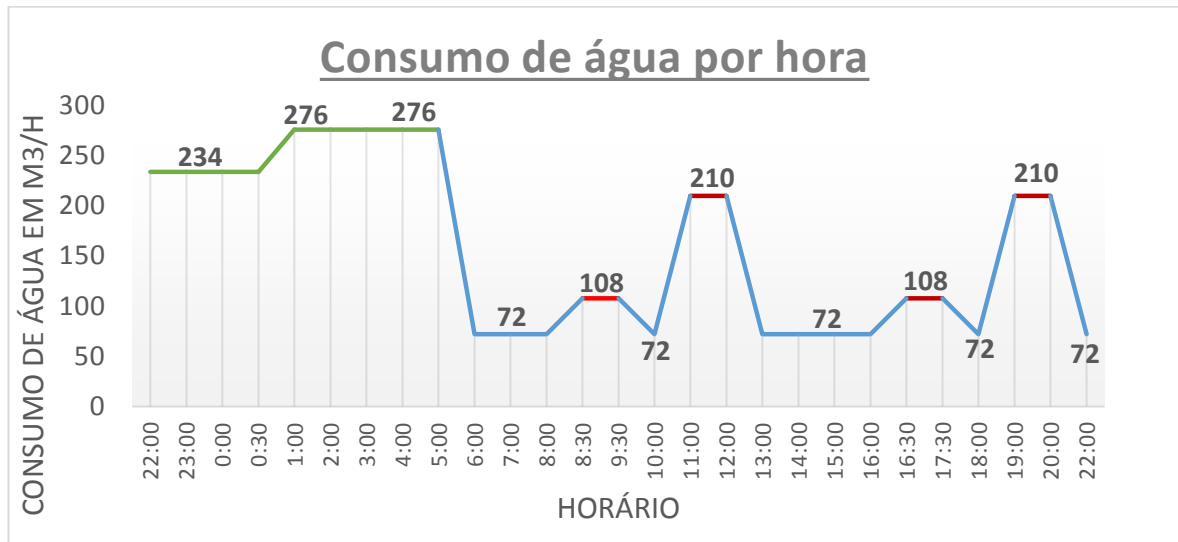
$$\mathbf{Vazão\ total = 6,0 * 46}$$

$$\mathbf{Vazão\ total = 276\ m^3/h}$$

Essa vazão de 276 m³/h vai ocorrer apenas no horário da higienização completa do frigorífico, onde na higienização operacional e nos horários sem higienização a vazão vai mudar.

No gráfico 3 é possível verificar a vazão de água necessária no sistema durante o dia.

Gráfico 3: Vazão de água do sistema de higienização durante o dia



(Fonte: O autor)

4.5 VAZÃO DE PROJETO NECESSÁRIA PARA AS BOMBAS

A vazão máxima do sistema será de 276 m³/h e é essa vazão a qual as bombas devem atender.

Mas prevendo uma possível ampliação e vazamentos devemos adicionar um coeficiente de segurança de 20 % da vazão total calculada, e assim a vazão mínima das bombas pode ser determinada através da equação 36.

$$\text{Vazão das bombas} = \text{Vazão total das mangueiras} * 1,2 \quad (35)$$

$$\text{Vazão das bombas} = 276 * 1,2$$

$$\text{Vazão das bombas} = 332 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essa vazão de 332 m³/h será a vazão que será utilizada para realizar a especificação das bombas junto ao fabricante.

4.6 PRESSÃO DE TRABALHO DAS BOMBAS DE HIGIENIZAÇÃO

4.6.1 Perda de carga no sistema de higienização

Para determinar a pressão necessária nas bombas, será necessário calcular ou conhecer as seguintes informações sobre o sistema de higienização.

- Pressão de água necessária na saída da mangueira.
- Altura de elevação máxima de bombeamento da água (diferença de altura entre as bombas e o ponto máximo onde a água deve ser bombeada).
- Perda de carga da tubulação de distribuição.

A pressão necessária na saída da mangueira e a altura de elevação já são conhecidas, onde a pressão na saída da mangueira deve ser de 10 kgf/cm^2 e a altura máxima de elevação é de 11 metros.

A perda de carga do sistema deve ser determinada em função da vazão e da tubulação do circuito de distribuição, como trechos retos e componentes do mesmo.

Para iniciar os cálculos das perdas de carga, primeiramente devemos determinar os desenhos ou configuração das redes de tubulação que levam a água das bombas até os pontos consumidores dessa água.

4.6.2 Levantamento dos desenhos das redes de distribuição da água de higienização

Como a tubulação da rede de distribuição da água de higienização já existe e não será modificada, basta realizar o levantamento para determinar os componentes dessa rede para determinar a perda de carga.

O levantamento foi feito e basicamente o sistema é constituído de 6 circuitos principais, as derivações para as mangueiras e a rede de tubulações das bombas que passa pelo trocador até começar a derivações para os circuitos, onde no apêndice A é apresentado os desenhos desses 6 circuitos.

Para o cálculo da perda de carga o mais importante é levantar os diâmetros das tubulações, o tamanho dos trechos retos dos circuitos e os componentes hidráulicos, como quantidade de registro, curvas, tê's desses circuitos.

4.6.3 Perda de carga na rede de distribuição do 1º piso

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição do 1º piso, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 7.

Tabela 7: Componentes e trechos reto da rede de distribuição do 1º piso

Componente	Tamanho
Trecho reto	120,2 metros

Componente	Quantidade
Válvula gaveta	1
Curva 90°	13

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6”, sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada bem antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão utilizadas pelas mangueiras nas áreas de recebimento, sangria e escaldagem, onde o número máximo de mangueiras utilizada nessas áreas é de 18 e considerando a vazão de 6 m³/h, podemos considerar a vazão máxima de 108 m³/h.

4.6.3.1 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $v = 0,5135 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Com a vazão de 108 m³/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6” schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada na equação 3 e Reynolds na equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{108/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 1,608 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{1,608 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 48.2493,94 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D vale.

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e Reynolds = 48.2493,94 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,0165$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 8.

Tabela 8: Comprimento equivalentes do circuito do 1º piso

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90º raio médio	13	4,3 metros	L1 = 55,9 metros
Válvula de gaveta	1	1,1	L2 = 1,1 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será determinado por:

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 \quad (20)$$

$$L \text{ equivalente total} = 55,9 + 1,1 = 57,0 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação:

$$L \text{ total} = L \text{ trecho reto} + L \text{ equivalente peças} = 120,2 + 57,0 = 177,2 \text{ metros}$$

A perda total no circuito do 1º piso será representa por:

$$hf = f * \frac{L \text{ total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,0165 * \frac{177,2 * 1,608^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 0,0165 * \frac{177,2 * 1,608^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 2,49 \text{ m}$$

4.6.4 Perda de carga na rede de distribuição do Espostejamento novo

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição do Espostejamento novo, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 9.

Tabela 9: Componentes e trechos reto da rede de distribuição Espostejamento novo

Componente	Tamanho
Trecho reto	238,5 metros

Componente	Quantidade
Registro globo	1
Registro gaveta	2
Tê de saída de lado	1
Filtro	1
Tê passagem direta	3
Curva 90°	11

(Fonte: O próprio autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6", sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada bem antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão utilizadas pelas mangueiras nas áreas do espostejamento novo, onde o número máximo de mangueiras utilizada nessas áreas é de 26 e considerando a vazão de 6 m³/h, podemos considerar a vazão máxima de 156 m³/h.

4.6.4.1 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Com vazão de 156 m³/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6" schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada na equação 3 e Reynolds na equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{156/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 2,324 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{2,324 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 69.7749,12 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e Reynolds = 69.7749,12 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,016$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 10.

Tabela 10: Comprimento equivalentes do circuito do Espostejamento novo

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	11	4,3 metros	L1 = 43,0 metros
Registro globo	1	51,0 metros	L2 = 51,0 metros
Registro gaveta	2	1,1 metros	L3 = 2,2 metros
Filtro	1	12,5 metros	L4 = 12,5 metros
Tê de passagem direta	3	3,4 metros	L5 = 10,2 metros
Tê de saída de lado	1	10,0 metros	L6 = 10,0 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será:

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 \quad (20)$$

$$L \text{ equivalente total} = 43 + 51 + 2,2 + 12,5 + 10,2 + 10 = 128,9 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação corresponderá soma:

$$L \text{ total} = L \text{ trecho reto} + L \text{ equivalentes peças} = 238,5 + 128,9 = 367,4 \text{ metros}$$

A perda total no circuito do Espostejamento novo será determinado por:

$$hf = f * \frac{L \text{ total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,016 * \frac{367,4 * 2,324^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 10,50 \text{ m}$$

4.6.5 Perda de carga na rede de distribuição do Espostejamento antigo

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição do Espostejamento antigo, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 11.

Tabela 11: Componentes e trechos reto da rede de distribuição do espostejamento antigo

Componente	Tamanho
Trecho reto	202,8 metros

Componente	Quantidade
Registro globo	1
Registro gaveta	1
Filtro	1
Tê passagem direta	6
Curva 90°	7

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6", sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada bem antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão utilizadas pelas mangueiras nas áreas do espostejamento velho, onde o número máximo de mangueiras utilizada nessas áreas é de 14 e considerando a vazão de 6 m³/h, podemos considerar a vazão máxima de 84 m³/h.

4.6.5.1 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6}$ m²/s. Com vazão de 84 m³/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6" schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada através da equação 3 e Reynolds na equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{84/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 1,251 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{1,251 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 37.5711,06 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,00044$ e Reynolds = 37.5711,06 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,017$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 12.

Tabela 12: Comprimento equivalentes do circuito do Espostejamento antigo

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	7	4,3 metros	L1 = 30,1 metros
Registro globo	1	51,0 metros	L2 = 51,0 metros
Registro gaveta	1	1,1 metros	L3 = 1,1 metros
Filtro	1	12,5 metros	L4 = 12,5 metros
Tê de passagem direta	6	3,4 metros	L5 = 20,4 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será determinado por.

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 + L3 + L4 + L5 \quad (20)$$

$$L \text{ equivalente total} = 30,1 + 51 + 1,1 + 12,5 + 20,4 = 115,1 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação será determinado por:

$$L \text{ total} = L \text{ trecho reto} + L \text{ equivalentes peças} = 202,8 + 115,1 = 317,9 \text{ metros}$$

A perda total no circuito do Espostejamento antigo será determinado por

$$hf = f * \frac{L \text{ total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,017 * \frac{317,9 * 1,251^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 2,79 \text{ m}$$

4.6.6 Perda de carga na rede de distribuição do Espostejamento IQF

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição do Espostejamento IQF, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 13.

Tabela 13: Componentes e trechos reto da rede de distribuição Espostejamento IQF

Componente	Tamanho
Trecho reto	148,1 metros

Componente	Quantidade
Registro globo	1
Filtro	1
Tê passagem direta	1
Curva 90°	8

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6", sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão utilizadas pelas mangueiras nas áreas de do espostejamento IQF, onde o número máximo de mangueiras utilizada nessas áreas é de 6 e considerando a vazão de 6 m³/h, podemos considerar a vazão máxima de 36 m³/h.

4.6.6.1 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6}$ m²/s. Com vazão de 36 m³/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6" schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada através da equação 3 e Reynolds através da equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{36/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 0,5363 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{0,5363 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 160.924,95 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e Reynolds = 160.924,95, o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,017$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 14.

Tabela 14: Comprimento equivalentes do circuito do Espostejamento IQF

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	8	4,3 metros	L1 = 34,4 metros
Registro globo	1	51,0 metros	L2 = 51,0 metros
Filtro	1	12,5 metros	L3 = 12,5 metros
Tê de passagem direta	1	3,4 metros	L4 = 3,4 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será determinado por:

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 + L3 + L4 \quad (20)$$

$$L \text{ equivalente total} = 34,4 + 51 + 12,5 + 3,4 = 101,3 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação será determinado por:

$$L \text{ total} = L \text{ trecho reto} + L \text{ equivalentes peças} = 148,1 + 101,3 = 249,4 \text{ metros}$$

A perda total no circuito do Espostejamento IQF será determinado por:

$$hf = f * \frac{L \text{ total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,017 * \frac{249,4 * 0,5363^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 0,40 \text{ m}$$

4.6.7 Perda de carga na rede de distribuição do Chiler

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição do Chiler, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 15.

Tabela 15: Componentes e trechos reto da rede de distribuição do Chiler

Componente	Tamanho
Trecho reto	130 metros

Componente	Quantidade
Registro globo	1
Tê saída de lado	1
Curva 45°	1
Filtro	1
Tê passagem direta	2
Curva 90°	5

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6", sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão utilizadas pelas mangueiras nas áreas do Chiler, onde o número máximo de mangueiras utilizada nessas áreas é de 10 e considerando a vazão de 6 m³/h, podemos considerar a vazão máxima de 60 m³/h.

4.6.7.1 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6}$ m²/s. Com vazão de 60 m³/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6" schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada através da equação 3 e Reynolds através da equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{60/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 0,8938 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{0,8938 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 268.208,26 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será.

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e Reynolds = 268.208,26 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,017$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 16.

Tabela 16: Comprimento equivalentes do circuito do Chiler

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	5	4,3 metros	L1 = 21,5 metros
Curva 45°	1	2,3 metros	L2 = 2,3 metros
Tê de saída de lado	1	10,0 metros	L3 = 10,0 metros
Registro globo	1	51,0 metros	L4 = 51,0 metros
Filtro	1	12,5 metros	L5 = 12,5 metros
Tê de passagem direta	2	3,4 metros	L6 = 6,8 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será determinado por:

(20)

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6$$

$$L \text{ equivalente total} = 21,5 + 2,3 + 10 + 51 + 12,5 + 6,8 = 104,1 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação será determinado por:

$$L \text{ total} = L \text{ trecho reto} + L \text{ equivalentes peças} = 130 + 104,1 = 234,1 \text{ metros}$$

A perda total no circuito do Chiler será determinado por:

$$hf = f * \frac{L \text{ total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,017 * \frac{234,1 * 0,8938^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 1,05 \text{ m}$$

4.6.8 Perda de carga na rede de distribuição da Evisceração

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição do Evisceração, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 17.

Tabela 17: Componentes e trechos reto da rede de distribuição do Evisceração

Componente	Tamanho
Trecho reto	155,8 metros

Componente	Quantidade
Registro globo	1
Filtro	1
Tê passagem direta	2
Curva 90°	8

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6", sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão utilizadas pelas mangueiras nas áreas da Evisceração, onde o número máximo de mangueiras utilizada nessas áreas é de 11 e considerando a vazão de 6 m³/h, podemos considerar a vazão máxima de 66 m³/h.

4.6.8.1 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Com vazão de 66 m³/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6" schedule 40) a velocidade pode ser determinada através da equação 3 e Reynolds através da equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{66/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 0,9832 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{0,9832 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 295.029,08 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e Reynolds = 295.029,08 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,017$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 18.

Tabela 18: Comprimento equivalentes do circuito da Evisceração

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	8	4,3 metros	L1 = 34,4 metros
Registro globo	1	51,0 metros	L2 = 51,0 metros
Filtro	1	12,5 metros	L3 = 12,5 metros
Tê de passagem direta	2	3,4 metros	L4 = 6,8 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será determinado por:

$$L_{\text{equivalente total}} = L1 + L2 + L3 + L4 \quad (20)$$

$$L_{\text{equivalente total}} = 34,4 + 51 + 12,5 + 6,8 = 104,7 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação será determinado por:

$$L_{\text{total}} = L_{\text{trecho reto}} + L_{\text{equivalentes peças}} = 155,8 + 104,7 = 260,5 \text{ metros}$$

A perda de carga no circuito da Evisceração será determinada por:

$$hf = f * \frac{L_{\text{total}} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,017 * \frac{206,5 * 0,9832^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 1,42 \text{ m}$$

4.6.9 Perda de carga na rede de distribuição das bombas até o coletor principal

Nesse circuito existe dois conjuntos de bombeamento, onde cada conjunto contém uma bomba de 125 CV e um trocador de calor, onde a água circula em uma rede de 6”.

Depois da água sair dos trocadores de calor, as tubulações se conectam em uma rede de 8” que vai até o coletor/distribuidor principal que faz as derivações para todas as áreas em redes de 6”. Para realizar os cálculos da perda de carga nesse circuito, foi realizado os cálculos separadamente nos trechos de 6” e de 8”, e no final somado as perdas nos trechos de 6” e 8”.

4.6.9.1 Perda de carga no trecho de 6”

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição das bombas até o coletor principal, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 19.

Tabela 19: Componentes e trechos reto da rede de distribuição das bombas até coletor

Componente	Tamanho
Trecho reto de 6”	7,5 metros

Componente	Quantidade
Registro gaveta 6”	2
Filtro 6”	1
Curva 90° de 6”	3

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 6”, sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão de uma bomba, onde serão utilizadas 3 bombas, considerando que a vazão de projeto é de 276 m³/h, então cada bomba deverá bombear aproximadamente 92 m³/h.

4.6.9.2 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Com vazão de 92 m^3/h e diâmetro interno de 154,08 mm ou 0,15408 m (tubo de 6" schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada pela equação 3 e Reynolds através da equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{92/3600}{(\pi * 0,15408^2/4)} = V = 1,37 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{1,37 * 0,15408}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 411.252,66 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será.

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{154,08} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e Reynolds = 411.252,66 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,016$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 20.

Tabela 20: Comprimento equivalentes do circuito das bombas até o coletor

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	3	4,3 metros	L1 = 8,6 metros
Registro gaveta	2	1,1 metros	L2 = 2,2 metros
Filtro	1	12,5 metros	L3 = 12,5 metros
Trocador de calor	1	* 60,0 metros	L4 = 60 metros
* Valor estimado pela fabricante do trocador de calor Spirax Sarco			

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será:

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 + L3 + L4 \quad (20)$$

$$L \text{ equivalente total} = 8,6 + 2,2 + 12,5 + 60 = 83,3 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação:

$$L_{total} = L_{trecho\ reto} + L_{equivalentes\ peças} = 7,4 + 83,3 = 90,7\ metros$$

A perda de carga no trecho de 6" será determinada por.

$$hf = f * \frac{L_{total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,016 * \frac{90,7 * 1,37^2}{0,15408 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 0,9\ m\ para\ cada\ circuito\ das\ bombas$$

Como existem dois circuitos de bombeamento, a perda total no trecho de 6" no circuito das bombas será.

$$hf = total\ trecho\ 6" = 1,8\ m$$

4.6.9.3 Perda de carga no trecho de 8"

Conforme desenho do circuito da rede de distribuição das bombas até o coletor principal, foi feito um resumo dos componentes e dos trechos retos que são demonstrados na tabela 21.

Tabela 21: Componentes e trechos reto da rede de distribuição das bombas até coletor

Componente	Tamanho
Trecho reto de 8"	113,5 metros

Componente	Quantidade
Registro gaveta de 8"	1
Curva 45° de 8"	2
Curva 90° de 8"	11

(Fonte: O autor)

Para realizar o cálculo da perda de carga nesse circuito será necessário conhecer o diâmetro da tubulação, a vazão nesse circuito e o tipo de material da tubulação.

O diâmetro da tubulação foi medido e é de 8", sendo toda a tubulação em aço carbono e a tubulação pode ser considerada antiga.

A vazão desse circuito corresponde a vazão máxima de bombeamento que será de 276 m³/h.

4.6.9.4 Número de Reynolds

Para água a 55 °C a velocidade cinemática é $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6}$ m²/s. Com vazão de 276 m³/h e diâmetro interno de 202,74 mm ou 0,20274 m (tubo de 8" schedule 40) a velocidade do fluido pode ser determinada através da equação 3 e Reynolds através da equação 11.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{276/3600}{(\pi * 0,20274^2/4)} = V = 2,374 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{2,374 * 0,20274}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 937.641,47 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço de 0,046 mm (aço laminado usado), o e/D será.

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{202,74} = 0,0002 \quad (37)$$

Com e/D = 0,0002 e Reynolds = 937.641,47 , o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,015$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 22.

Tabela 22: Comprimento equivalentes do circuito das bombas até o coletor

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	11	5,5 metros	L1 = 55,0 metros
Registro gaveta	2	1,4 metros	L2 = 1,4 metros
Curva 45°	1	3,0 metros	L3 = 3,0 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será:

$$L \text{ equivalente total} = L1 + L2 + L3 \quad (20)$$

$$L \text{ equivalente total} = 55 + 1,4 + 3,0 = 59,4 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação:

$$L_{total} = L_{trecho\ reto} + L_{equivalentes\ peças} = 113,5 + 59,4 = 172,9 \text{ metros}$$

A perda de carga no trecho de 8" será determinada por.

$$hf = f * \frac{L_{total} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,016 * \frac{172,9 * 2,374^2}{0,20274 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 3,92 \text{ metros}$$

4.6.10 Perda de carga nas tubulações de derivação para as mangueiras

Para cada mangueira existe uma tubulação de derivação que coleta água das tubulações de distribuição principais e conduz água até as mangueiras.

Essas tubulações possuem diâmetro de 2" até o registro onde sofre uma redução para 1", onde na redução é rosqueado um registro de 1", e essas tubulações são de aço inox.

O tamanho médio dessas tubulações é de aproximadamente 7 metros, e como são usadas 46 mangueiras, a perda de carga nessas tubulações será a somatório da perda de carga em todas as 46 tubulações dessas mangueiras.

Cada tubulação desse possui basicamente um registro globo e uma curva de 90°.

A vazão em cada mangueira é de 6 m³/h.

4.6.10.1 Número de Reynolds

Para água a 55° $\nu = 0,5135 \cdot 10^{-6}$ m²/s, vazão de 6 m³/h e diâmetro interno de 52,48 mm ou 0,05248 m (tubo de 2" schedule 40). A velocidade será.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{6/3600}{(\pi * 0,05248^2 / 4)} = V = 0,77 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{0,77 * 0,05248}{0,5135 \cdot 10^{-6}} = 78745,29 \quad (11)$$

Com rugosidade média do aço inox de 0,015 mm (aço laminado usado), nosso e/D:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,015}{52,48} = 0,0003 \quad (37)$$

Com $e/D = 0,0003$ e $Reynolds = 78745,29$, o coeficiente de atrito pelo gráfico de Moods é $f = 0,022$.

Pela tabela de componentes equivalentes, podemos encontrar o comprimento relativo as peças da tubulação, que são apresentados na tabela 23.

Tabela 23: Comprimento equivalentes das tubulações das mangueiras

Peça	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° raio médio	1	1,4 metros	L1 = 1,4 metros
Registro globo	1	8,0 metros	L2 = 8,0 metros

(Fonte: O autor)

O comprimento equivalente total das peças será determinado por.

$$L_{\text{equivalente total}} = L1 + L2 \quad (20)$$

$$L_{\text{equivalente total}} = 1,4 + 17,4 = 18,8 \text{ metros}$$

O comprimento total da tubulação será determinado por.

$$L_{\text{total}} = L_{\text{trecho reto}} + L_{\text{equivalentes peças}} = 7 + 18,8 = 25,8 \text{ metros}$$

A perda de carga unitária por tubulação de mangueira será.

$$hf = f * \frac{L_{\text{total}} * V^2}{D * 2 * g} \quad (10)$$

$$hf = 0,022 * \frac{25,8 * 0,77^2}{0,05248 * 2 * 9,81}$$

$$hf = 0,32 \text{ em cada tubulação de mangueira}$$

Como o máximo de mangueiras que serão ligadas ao mesmo tempo ocorre na higienização completa no período da madrugada que corresponde a 46 mangueiras, então a perda total nas tubulações ligadas as mangueiras será.

$$hf_{\text{total}} = 46 \text{ tubulações} * 0,32$$

$$hf_{\text{total}} = 15 \text{ metros}$$

4.7 PERDA DE CARGA TOTAL NO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

A perda de carga total nas tubulações será a soma de todas as perdas calculadas individualmente.

$$**Hf total = 39,37 metros**$$

4.8 PRESSÃO NECESSÁRIA NAS BOMBAS DE HIGIENIZAÇÃO

A pressão necessária para as bombas será a soma das perdas de carga, da diferença de altura das bombas e o ponto mais alto de tubulação e a pressão necessária nas mangueiras.

A diferença de altura verificada foi de 11 metros e a pressão da rede deverá ser de 10 kgf/cm² que corresponde a aproximadamente 100 metros mca.

$$*Pressão das bombas = Hf + diferença altura + pressão da rede* \quad (8)$$

$$*Pressão das bombas = 39,37 + 11,0 + 100,0*$$

$$***Pressão das bombas = 150,37 mca ou 15,03 kgf/cm²***$$

A pressão de trabalho das bombas deverá ser de no mínimo 15,03 kgf/cm² ou 150,37 mca.

4.9 SELEÇÃO DAS BOMBAS PARA O NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

Com a vazão de projeto de 331 m³/h e pressão de 150 mca ou 15,0 kgf/cm² necessários para atender a demanda de água do sistema, foi entrado em contato com a empresa representante da fabricante de bombas da Grundfos, para realizar o dimensionamento das bombas.

No dimensionamento foi definido que o melhor seria o uso de 5 bombas em paralelo e o modelo de bomba escolhido foi uma bomba tipo vertical da série CR semelhante a imagem 7.

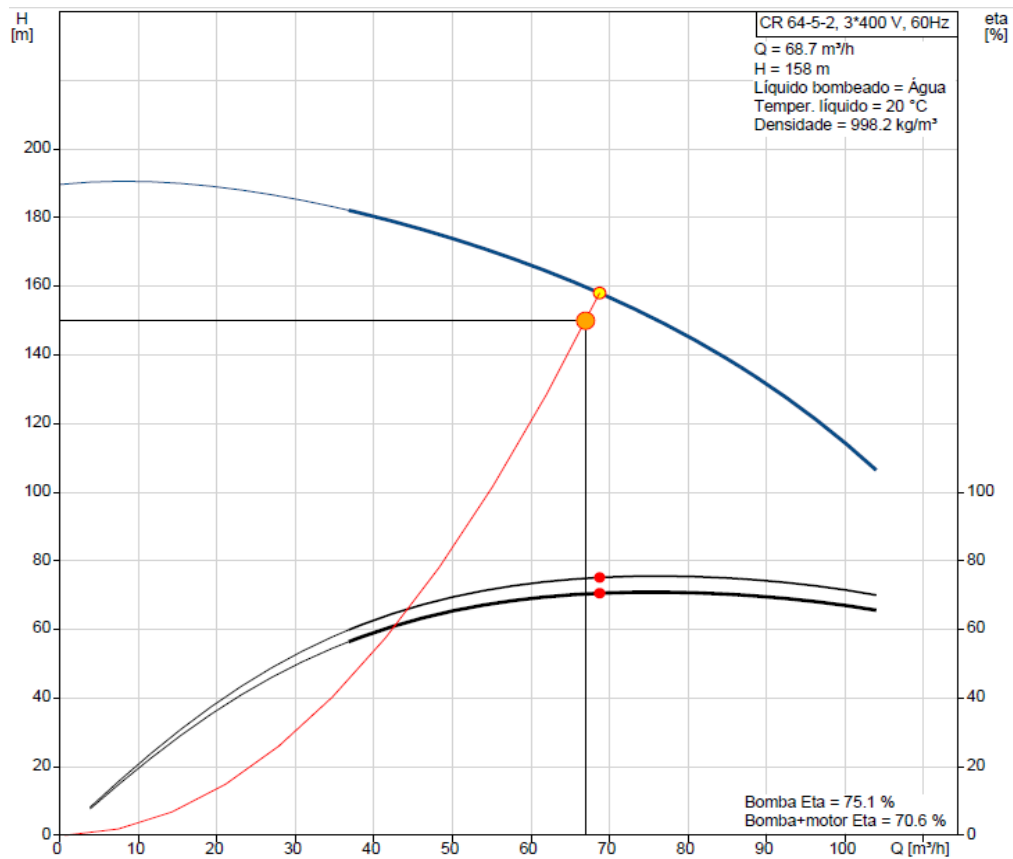
Imagem 7: Modelo de bomba CR tipo vertical da fabricante Grundfos



(Fonte: Site da Grundfos)

No simulador da fabricante Grundfos, foi inserido a vazão de $67 \text{ m}^3/\text{h}$ e pressão de 150 mca e obtido a seguinte curva características, que é representa na imagem 8.

Imagem 8: Curva característica em função da vazão e pressão



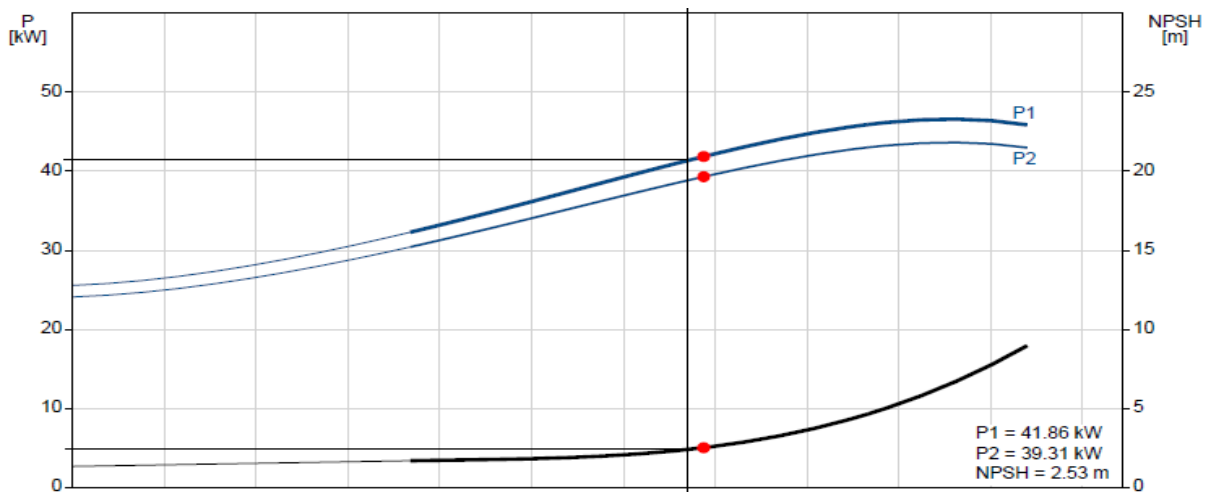
(Fonte: Anexo A - originado no simulador do site da Grundfos)

Na simulação o modelo completo de bomba especificado foi o modelo CR64-5-2, onde essa bomba possui a vazão máxima de 68,7 m³/h e pressão máxima de trabalho de 158 mca e a potência do motor da bomba será de 45 KW ou aproximadamente 60 CV.

Para atender a vazão de projeto serão necessárias 5 bombas do modelo CR64-5-2.

A potência de bombeamento, já considerando o rendimento do motor e da bomba ficou em 41,86 KW e o NPSH (*Net Positive Suction Head*) que representa a altura positiva de sucção necessária na entrada da bomba para evitar problemas de cavitação ficou em 2,83 m e essa especificação é atendida pelo sistema atual, onde esses são possíveis verificar na imagem 9.

Imagem 9: Curva de potência e NPSH da bomba Grundfos CR64-5-2



(Fonte: Anexo B - originado no simulador do site da Grundfos)

O resumo das principais características da bomba selecionada é apresentado na imagem 10.

Imagem 10: Resumo das principais características da bomba Grundfos CR-64-5-2

Result.dimen.	
Tipo	CR 64-5-2
Quantid.	1
Motor	45 kW
Cdl.	68.7 m ³ /h (+3%)
Alt.	158 m (+5%)
Pre. mín. entrada	-0.64 bar (40 °C, contra a atmosfera)
Pot. P1	41.86 kW
Pot. P2	39.3 kW
Bom.Eta	75.1 %
Mot. Eta	93.9 %
Bomba+mot. Eta	70.6 % =Bom. Eta * Mot. Eta
Tot. Eta	70.6 % =Eta relativa ao ponto funcion.

(Fonte: Anexo A - originado no simulador do site da Grundfos)

As informações e características completas da bomba são apresentadas no anexo A.

4.10 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

Com relação aos trocadores, foi escolhido o modelo tipo casco-serpentina da fabricante Spirax Sarco, onde foi selecionado o modelo-série C&S HAD-SXS.

No sistema dimensionamento, a melhor opção verificada através do simulador foi a opção com 4 trocadores de calor C&S HAD-SXS, com capacidade de aquecimento de até 360 m³/h, com a água devendo entrar no trocador na temperatura mínima de 15 °C e saindo no trocador na temperatura máxima de 65 °C, e também as pressões máxima da água e do vapor foi especificada em 16 bar.

Todas as características especificadas acima foram verificadas e são atendidas pelas atuais condições de trabalho do sistema de higienização.

Na imagem 11 é possível verificar o modelo de trocador tipo casco serpentina que foi selecionado no simulador.

Imagem 11: Trocador casco-serpentina da fabricante Spirax Sarco



(Fonte: Site da Spirax Sarco)

No anexo B que mostra o orçamento dos trocadores de calor, é detalhado outras informações sobre o modelo de trocador selecionado no simulador.

5 ANÁLISE DE CONSUMO E GANHOS DO NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

5.1 CONSUMO DE ENERGIA NO SISTEMA ATUAL DE HIGIENIZAÇÃO

Conforme procedimento operacional levantado junto com a supervisão, durante a higienização operacional e completa, as duas bombas de 125 CV eram ligadas para atender a vazão e uma bomba é deixada ligada no horário de produção do frigorífico, onde é possível verificar isso na tabela 24.

Tabela 24: Horário de funcionamento das bombas no sistema atual de higienização

Horário de funcionamento das bombas	
Intervalo	Quantidade de bombas ligadas
22:00 - 05:00	2 bombas
05:00 - 08:30	1 bomba
08:30 - 09:30	2 bombas
09:30 - 11:00	1 bomba
11:00 - 12:00	2 bombas
12:00 - 16:30	1 bomba
16:30 - 17:30	2 bombas
17:30 - 19:00	1 bomba
19:00 - 20:00	2 bombas
20:00 - 22:00	1 bomba

(Fonte: O autor)

Com isso é possível calcular o consumo de energia diário em função das horas da tabela 24, onde durante 11 horas temos duas bombas em funcionamento e durante 13 horas temos 1 bomba ligada, e com isso é possível calcular o consumo diário de energia elétrica, considerando um rendimento do motor de 93,7 %.

$$\frac{KW}{dia} = \frac{(2 \text{ bombas de } 125 \text{ CV} * 11 \text{ horas})}{1000} + \frac{(1 \text{ bomba de } 125 \text{ CV} * 13 \text{ horas})}{1000}$$

$$\frac{KW}{dia} = \frac{(2 * 125 \text{ CV} * 735,5 \text{ W} * 11 \text{ horas})}{1000} + \frac{(1 * 125 \text{ CV} * 735,5 \text{ W} * 13 \text{ horas})}{1000}$$

$$\frac{KW}{dia} = 3.217,812 \text{ KW}/dia$$

Considerando um rendimento de 93,7% informado na placa do motor, o consumo real de energia pode ser calculado através da equação abaixo.

$$\frac{KW}{dia} = \frac{3.217,812 \text{ KW}/dia}{0,937}$$

$$KW/dia = 3.434,164 \text{ KW}/dia$$

Fazendo os cálculos para um mês onde o frigorífico de aves trabalha 23 dias em média por mês e considerando o valor de 0,30 centavos do KW/h, podemos verificar o custo mensal de energia elétrica.

$$Gasto \text{ mensal} = KW/dia \cdot dias \text{ trabalhado por mês} \cdot \text{preço KW} \quad (27)$$

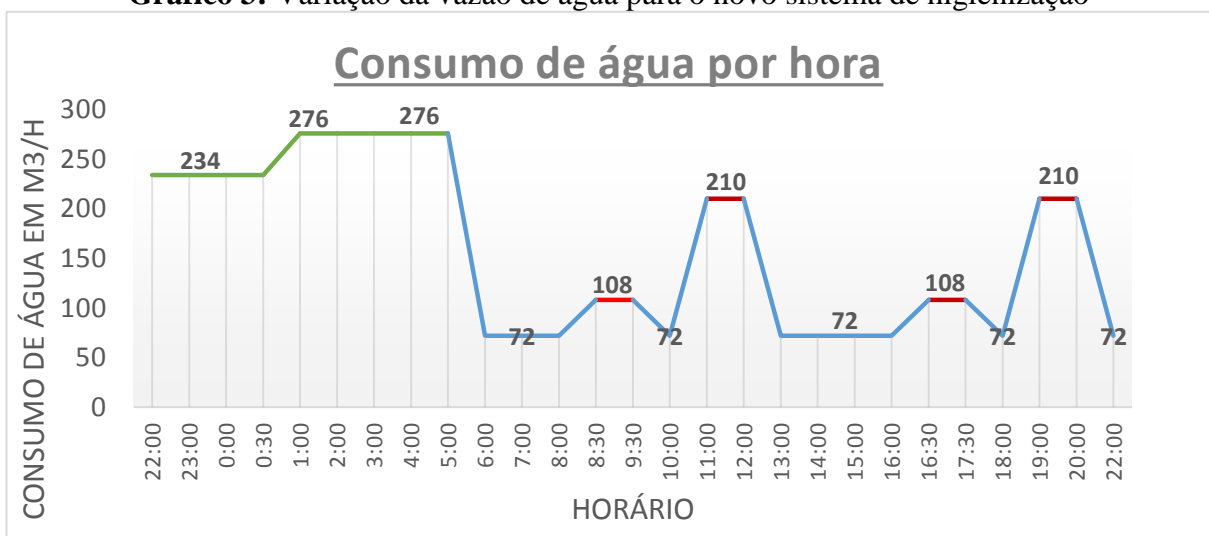
$$Gasto \text{ mensal} = 3.434,164 \cdot 23 \text{ dias} \cdot 0,30$$

$$Gasto \text{ mensal} = 23.695,73 \text{ reais}$$

5.2 CONSUMO DE ENERGIA DO NOVO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO

No sistema proposto no projeto, as bombas serão instaladas com inversores de frequência que irão regular a vazão de água conforme a variação do consumo mostrado no gráfico 3.

Gráfico 3: Variação da vazão de água para o novo sistema de higienização



(Fonte: O autor)

Conforme ocorre a variação da vazão, os inversores de frequência variam a frequência do motor, reduzindo assim a rotação do motor e consequentemente a potência do mesmo, diminuindo assim o consumo de energia elétrico do sistema, por isso a vantagem do uso de inversores de frequência quando não se usa a vazão completa de uma bomba, apenas parte dela.

Conforme o orçamento das bombas, anexo C, foi cotado para atender a vazão e pressão do projeto, 5 bombas de 45KW cada e 3550 rpm, com vazão máxima de 68,7 m³/h com +3% de tolerância e pressão máxima de 158 mca com +5% de tolerância.

No projeto, basicamente foi verificado nos cálculos, que o sistema de higienização irá trabalhar em 5 faixas de vazão que vão se alterar durante o dia.

Na tabela 25 é mostrado um resumo dessas faixas e o tempo de duração da vazão em cada uma dessas faixas.

Tabela 25: Quantidade de horas em funcionamento conforme vazão

Vazões disponíveis do sistema proposto	
Vazão	Quantidade de horas
72 m ³ /h	13 horas
108 m ³ /h	2 horas
210 m ³ /h	2 horas
234 m ³ /h	3 horas
276 m ³ /h	4 horas

(Fonte: O autor)

5.2.1 Gasto de energia na faixa de 72 m³/h

Com a bomba especificada no projeto possui vazão de 68,7 m³/h com uma variação de até 70,8 m³/h e nessa faixa foi considerado uma mangueira a mais do que é usado, apenas uma bomba ligada atenderá a vazão de 72 m³/h, onde como existe um inversor de frequência no motor, poderá ser utilizado a potência no ponto de 150 mca que é de 41,86 KW já considerando o rendimento do motor, pois a pressão da bomba nesse ponto é de 158 MCA, então o gasto mensal de energia, considerando 23 dias e rendimento de 93,9 %, pode ser calculado como.

$$\text{Gasto mensal} = \frac{45\text{KW} * 13 \text{ horas} * 23 \text{ dias} * 0,30 \text{ centavos por KW/h}}{0,939 \text{ (rendimento do motor)}} \quad (27)$$

$$\text{Gasto mensal}_{72\text{m}^3/\text{h}} = 4.298,72 \text{ reais}$$

5.2.2 Gasto de energia na faixa de 108 m³/h

Nessa faixa será necessário o funcionamento de duas bombas onde uma das bombas irá trabalhar com a vazão de 68,7 m³/h e a outra deverá trabalhar com uma vazão de 39,3 m³/h. Devido ao inversor de frequência essa bomba pode trabalhar com uma rotação reduzida e assim diminuir a potência nessa faixa, que pode ser calculada através da equação 25.

$$\frac{Vazão_{(39,3)}}{Vazão_{(68,7)}} = \frac{RPM_{(39,3)}}{RPM_{(68,7)}} \quad (25)$$

$$\frac{39,3}{68,7} = \frac{RPM_{(39,3)}}{3560}$$

$$RPM_{(39,3)} = 2036,5$$

Com a rotação de 2036,5 RPM é possível calcular a potência em função da rotação da bomba através da equação 26.

$$\frac{Potência_{(39,3)}}{Potência_{(68,7)}} = \frac{RPM^3_{(39,3)}}{RPM^3_{(68,7)}} \quad (26)$$

$$\frac{Potência_{(39,3)}}{45 \text{ KW}} = \frac{2036,5^3_{(39,3)}}{3560^3_{(68,7)}}$$

$$Potência_{(39,3)} = 8,424 \text{ KW}$$

Considerando a duração de 2 horas nessa faixa de vazão e as duas bombas ligadas.

$$Gasto \ mensal = \frac{(45 + 8,424) \text{ KW} * 2 \text{ horas} * 23 \text{ dias} * 0,30 \text{ centavos KW/h}}{0,939 \text{ (rendimento motor)}} \quad (27)$$

$$Gasto \ mensal_{108 \text{ m}^3/h} = 785,14 \text{ reais}$$

5.2.3 Gasto de energia na faixa de 210 m³/h

Nessa faixa de vazão será necessário o funcionamento de 3 bombas que irão fornecer uma vazão de 206,1 m³/h, como nesse faixa ocorrer a higienização operacional do espotejamento e foi considerado 2 mangueiras adicionais no cálculo, que representam um consumo adicional de 12 m³/h, então o funcionamento de 3 bombas atende a necessidade nessa faixa e o consumo pode ser calculado.

$$\text{Gasto mensal} = \frac{3 \text{ bombas} * 45\text{KW} * 2 \text{ horas} * 23 \text{ dias} * 0,30 \text{ centavos KW/h}}{0,939 \text{ (rendimento do motor)}} \quad (27)$$

$$\text{Gasto mensal}_{210 \text{ m}^3/\text{h}} = \mathbf{1.984,02 \text{ reais}}$$

5.2.4 Gasto de energia elétrica na faixa de 234 m³/h

Nessa faixa será necessário o funcionamento de 4 bombas, onde três bombas iram trabalhar com a vazão de 68,7 m³/h cada e uma deverá trabalhar com uma vazão de 27,9 m³/h. Devido ao inversor de frequência essa bomba pode trabalhar com uma rotação reduzida e assim diminuir a potência nessa faixa, que pode ser calculada através da equação 25.

$$\frac{\text{Vazão}_{(27,9)}}{\text{Vazão}_{(68,7)}} = \frac{\text{RPM}_{(27,9)}}{\text{RPM}_{(68,7)}} \quad (25)$$

$$\frac{27,9}{68,7} = \frac{\text{RPM}_{(27,9)}}{3560}$$

$$\text{RPM}_{(27,9)} = 1445,76$$

Com a rotação de 2036,5 RPM é possível calcular a potência em função da rotação da bomba através da equação 26.

$$\frac{\text{Potência}_{(27,9)}}{\text{Potência}_{(68,7)}} = \frac{\text{RPM}^3_{(27,9)}}{\text{RPM}^3_{(68,7)}} \quad (26)$$

$$\frac{\text{Potência}_{(27,9)}}{45 \text{ KW}} = \frac{1445,76^3_{(27,9)}}{3560^3_{(68,7)}}$$

$$\text{Potência}_{(27,9)} = 3,014 \text{ KW}$$

Considerando a duração de 2 horas nessa faixa de vazão e as quatro bombas ligadas.

$$\text{Gasto mensal} = \frac{(3 * 45 + 3,014)\text{KW} * 3 \text{ horas} * 23 \text{ dias} * 0,30 \text{ centavos KW/h}}{0,939 \text{ (rendimento do motor)}} \quad (27)$$

$$\text{Gasto mensal}_{234 \text{ m}^3/\text{h}} = \mathbf{3.042,48 \text{ reais}}$$

5.2.5 Gasto de energia na faixa de 276 m³/h

Nessa faixa de vazão será necessário o funcionamento das 4 bombas que irão trabalhar praticamente na potência nominal, e assim o consumo de energia nessa faixa é representado como.

$$Gasto\ mensal = \frac{4\ bombas * 45KW * 4\ horas * 23\ dias * 0,30\ centavos\ KW/h (27)}{0,939\ (rendimento\ do\ motor)}$$

$$**Gasto\ mensal}_{276\ m^3/h} = 5.290,73\ reais**$$

5.2.6 Gasto de energia total no novo sistema de higienização

O gasto mensal de energia do sistema é a somatório do consumo de todas as faixas de vazão conforme o tipo de higienização e representa.

$$Gasto\ mensal\ total = 4.298,72 + 785,41 + 1.984,02 + 3.042,48 + 5.290,73$$

$$**Gasto\ mensal\ total = 15.401,36\ reais**$$

5.2.7 Diferença de consumo entre o sistema atual e o novo sistema de higienização

A diferença de gasto com energia elétrica entre o atual sistema e o proposto no projeto representa a economia de energia em reais que se deixará de gastar mensalmente.

$$Diferença\ mensal = Gasto\ energia_{sistema\ atual} - Gasto\ energia_{sistema\ proposto}$$

$$Diferença\ mensal = 23.695,73 - 15.401,41$$

$$**Diferença\ mensal = 8.294,37\ reais**$$

Fazendo uma consideração anual, os ganhos anuais com a redução no consumo de energia elétrica podem ser calculado como:

$$Ganhos\ anuais = Diferença\ mensal * 12\ meses$$

$$Ganhos\ anuais = 8.294,37\ mil\ reais * 12\ meses$$

$$**Ganhos\ anuais = 99.532,44\ reais**$$

5.3 CONSUMO E ECONOMIA DE VAPOR NOS TROCADORES DE CALOR

Para realizar a verificação dos consumos de vapor no sistema antigo (constituído de 2 trocadores de calor tipos a placas) e o novo sistema proposto no projeto (constituído de 4 trocadores de calor tipo casco serpentina), foram feitas simulações de consumo, conforme as vazões, em simuladores específicos para cada tipo de trocador disponibilizados pela fabricante Spirax Sarco, onde tanto o a placas e o casco-serpentina são fabricados por ela própria, incluindo os atuais trocadores a placas do sistema de higienização.

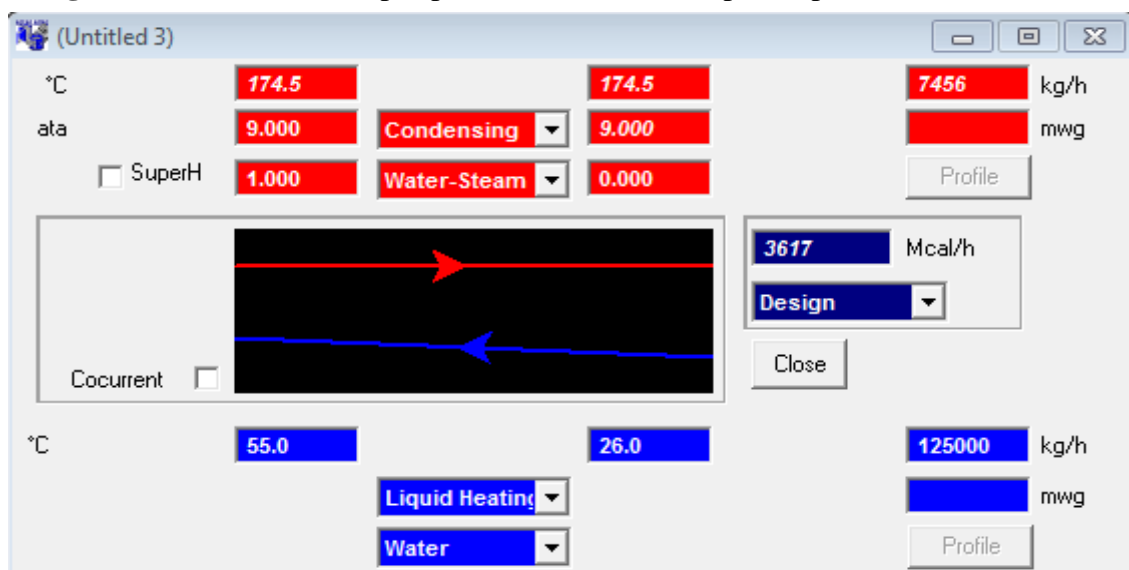
5.3.1 Consumo de vapor no sistema atual de higienização (trocadores de calor a placas)

Para o sistema atual, composto por dois trocadores de calor a placas, basicamente trabalham em duas vazões: 125 m³/h e 250 m³/h, que representam as vazões das duas bombas existentes.

5.3.1.1 Consumo de vapor nos trocadores de calor a placas na vazão de 125 m³/h

Foi feita a simulação para verificar o consumo de vapor por hora para a vazão de 125 m³/h, que corresponde a aproximadamente 125000 kg, e obtido os seguintes valores que são mostrados na imagem 12.

Imagem 12: Consumo de vapor por hora no trocador a placas para a vazão de 125 m³/h



(Fonte: Simulador CAS – Calculation & Configuration Alfa Laval, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 7456 kg vapor/h ou 7,456 toneladas vapor/h e que esse trocador trabalha 13 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo de vapor nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 125 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor/hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

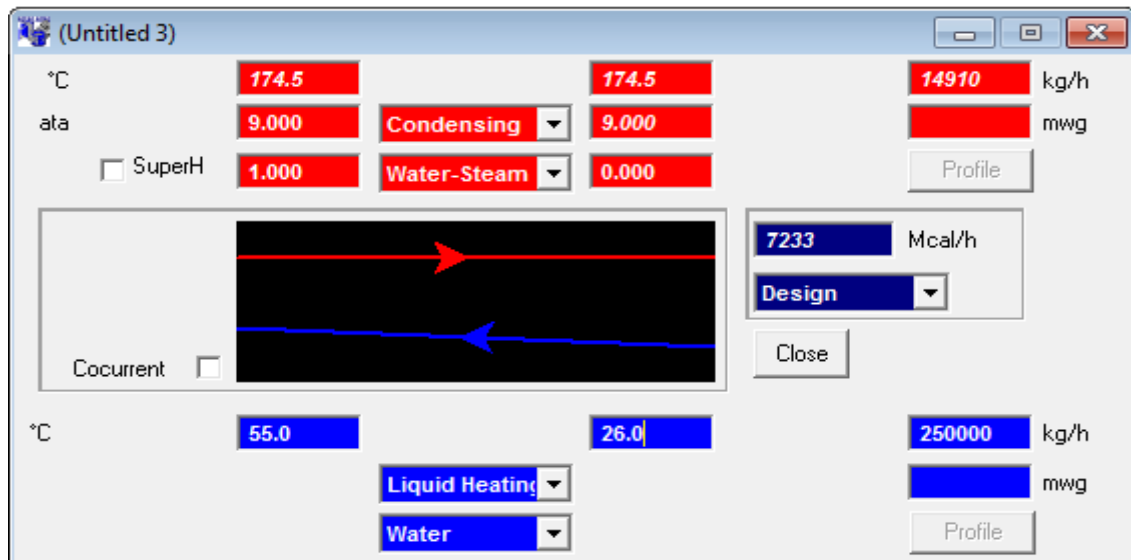
$$\text{Consumo vazão } 125 \text{ m}^3/\text{h} = 7,456 \text{ ton/h} * 13 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 125 \text{ m}^3/\text{h} = 96,93 \text{ tonelada de vapor por dia}$$

5.3.1.2 Consumo de vapor nos trocadores de calor a placas na vazão de 250 m³/h

Para a vazão de 250 m³/h são ligadas as duas bombas de 125 m³/h, onde cada bomba possui um trocador de calor. Fazendo a simulação para 250 m³/h (250000 kg) foi obtido o seguinte consumo mostrado na imagem 13.

Imagem 13: Consumo de vapor por hora no trocador a placas para a vazão de 250 m³/h



(Fonte: Simulador CAS – Calculation & Configuration Alfa Laval, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 14910 kg vapor/h ou 14,91 toneladas vapor/h e que esses trocadores trabalham 11 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo de vapor nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 250 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor/hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

$$\text{Consumo vazão } 250 \text{ m}^3/\text{h} = 14,91 \text{ ton/h} * 11 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 250 \text{ m}^3/\text{h} = 164,01 \text{ toneladas de vapor por dia}$$

5.3.1.3 Consumo total de vapor e gasto diário no sistema com trocador a placas

Considerando o consumo de vapor nas vazões de 125 e 250 m³/h calculados anterior, podemos estimar o consumo total diário através da equação 32.

$$\text{Consumo total diário} = \text{Consumo } 125 \text{ m}^3/\text{h} + \text{Consumo } 250 \text{ m}^3/\text{h} \quad (32)$$

$$\text{Consumo total diário} = 96,93 + 164,01$$

$$\text{Consumo total diário} = \mathbf{260,94 \text{ toneladas de vapor}}$$

Foi verificado junto a supervisão responsável pela área das caldeiras e fornecimento de vapor para a unidade, que atualmente é gasto R\$ 53,00 por tonelada de vapor produzida, onde esse valor considera todos os custos envolvidos para a produção.

Fazendo essa considerando do custo podemos estimar o gasto diário nos trocadores de calor a placas.

$$\text{Gasto diário} = \text{Consumo total diário de vapor} * \text{custo da tonelada de vapor} \quad (33)$$

$$\text{Gasto diário} = 260,94 * 53,00$$

$$\text{Gasto diário} = \mathbf{R\$ 13.829,82 \text{ reais}}$$

Esse valor de R\$ 13.829,82 reais significado o gasto em vapor para aquecer a água utilizada no sistema de higienização atual do frigorífico.

5.3.2 Consumo de vapor no novo sistema de higienização (trocadores casco-serpentina)

No novo sistema de higienização serão utilizadas 4 bombas para atender a vazão máxima de 273m³/h, onde nessas bombas serão instalados inversores de frequência e um CLP para controlar a vazão do sistema conforme a variação da demanda, onde esse sistema vai automaticamente desligar e ligar as bombas.

Para atender a demanda de aquecimento, foram cotados 4 trocadores de calor modelo C&S HAD-SXS que vão aquecer a água conforme a variação do gráfico 3.

5.3.2.1 Consumo de vapor nos trocadores casco-serpentina na vazão de 72 m³/h

Foi feita a simulação para verificar o consumo de vapor por hora para a vazão de 72 m³/h, que corresponde a aproximadamente 72.000 kg, e obtido os seguintes valores que são mostrados na imagem 14.

Imagem 14: Consumo de vapor/hora no trocador casco-serpentina vazão de 72 m³/h

Fluid Side 1	Saturated Steam		▼
Fluid Side 2	Water		▼
Heat Load	2423,9		kW
	Side 1	Side 2	
Inlet Temperature	175,3	26,0	°C
Inlet Pressure	9,0		bar
Mass Flow	4085,34	71856,72	kg/h
Inlet Volume Flow	935,90	72,00	m ³ /h
Outlet Temperature	150	55,0	°C
Outlet Volume Flow	4,46	72,72	m ³ /h
Max. Press. Drop		1,0	bar
Min. Oversizing	0		[%]
Fouling Factor	0,0000		m ² K/kW
No. of Units in Series	1		
No. of Units Parallel	1		
Design Pressure	1,6	1,6	MPa
Design Temperature	175	55	°C

(Fonte: Simulador CAIRO PRO – 1.1 SECESPOL, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 4.085,34 kg vapor/h ou 4,085 toneladas vapor/h e que esse trocador trabalha 13 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 72 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor}/\text{hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

$$\text{Consumo vazão } 72 \text{ m}^3/\text{h} = 4,085 \text{ ton}/\text{h} * 13 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 72 \text{ m}^3/\text{h} = 53,10 \text{ toneladas de vapor por dia}$$

5.3.2.2 Consumo de vapor nos trocadores casco-serpentina na vazão de 108 m³/h

Foi feita a simulação para verificar o consumo de vapor por hora para a vazão de 108 m³/h, que corresponde a aproximadamente 108.000 kg, e obtido os seguintes valores que são mostrados na imagem 15.

Imagem 15: Consumo de vapor/hora no trocador casco-serpentina vazão de 108 m³/h

Fluid Side 1	Saturated Steam		▼
Fluid Side 2	Water		▼
Heat Load	3635,9		kW ▼
	Side 1	Side 2	
Inlet Temperature	175,3	26,0	°C ▼
Inlet Pressure	9,0		bar ▼
Mass Flow	6128,05	107785,08	kg/h ▼
Inlet Volume Flow	1403,86	108	m ³ /h ▼
Outlet Temperature	150,0	55,0	°C ▼
Outlet Volume Flow	6,69	109,08	m ³ /h ▼
Max. Press. Drop		1,0	bar ▼
Min. Oversizing	0		[%] ▼
Fouling Factor	0,0000		m ² K/kW ▼
No. of Units in Series	1		
No. of Units Parallel	1		
Design Pressure	1,6	1,6	MPa ▼
Design Temperature	175	55	°C ▼

(Fonte: Simulador CAIRO PRO – 1.1 SECESPOL, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 6.128,05 kg vapor/h ou 6,128 toneladas vapor/h e que esse trocador trabalha 2 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 108 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor/hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

$$\text{Consumo vazão } 108 \text{ m}^3/\text{h} = 6,128 \text{ ton/h} * 2 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 108 \text{ m}^3/\text{h} = 12,26 \text{ toneladas de vapor por dia}$$

5.3.2.3 Consumo de vapor nos trocadores casco-serpentina na vazão de 210 m³/h

Foi feita a simulação para verificar o consumo de vapor por hora para a vazão de 210 m³/h, que corresponde a aproximadamente 210.000 kg, e obtido os seguintes valores que são mostrados na imagem 16.

Imagem 16: Consumo de vapor/hora no trocador casco-serpentina vazão de 210 m³/h

Fluid Side 1	Saturated Steam		▼
Fluid Side 2	Water		▼
Heat Load	7069,8		kW ▼
	Side 1	Side 2	
Inlet Temperature	175,3	26,0	°C ▼
Inlet Pressure	9,0		bar ▼
Mass Flow	11915,57	209582,10	kg/h ▼
Inlet Volume Flow	2729,70	210,00	m ³ /h ▼
Outlet Temperature	150,0	55,0	°C ▼
Outlet Volume Flow	13,00	212,10	m ³ /h ▼
Max. Press. Drop		1,0	bar ▼
Min. Oversizing	0		[%]
Fouling Factor	0,0000		m ² K/kW ▼
No. of Units in Series	1		
No. of Units Parallel	1		
Design Pressure	1,6	1,6	MPa ▼
Design Temperature	175	55	°C ▼

(Fonte: Simulador CAIRO PRO – 1.1 SECESPOL, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 11.915,57 kg vapor/h ou 11,92 toneladas vapor/h e que esse trocador trabalha 2 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 210 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor/hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

$$\text{Consumo vazão } 210 \text{ m}^3/\text{h} = 11,92 \text{ ton/h} * 2 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 210 \text{ m}^3/\text{h} = 23,83 \text{ toneladas de vapor por dia}$$

5.3.2.4 Consumo de vapor nos trocadores casco-serpentina na vazão de 234 m³/h

Foi feita a simulação para verificar o consumo de vapor por hora para a vazão de 234 m³/h, que corresponde a aproximadamente 234.000 kg, e obtido os seguintes valores que são mostrados na imagem 17.

Imagem 17: Consumo de vapor/hora no trocador casco-serpentina vazão de 234 m³/h

Fluid Side 1	Saturated Steam		▼
Fluid Side 2	Water		▼
Heat Load	7877,7		kW ▼
	Side 1	Side 2	
Inlet Temperature	175,3	26,0	°C ▼
Inlet Pressure	9,0		bar ▼
Mass Flow	13277,34	233534,34	kg/h ▼
Inlet Volume Flow	3041,67	234,00	m ³ /h ▼
Outlet Temperature	150,0	55,0	°C ▼
Outlet Volume Flow	14,49	236,34	m ³ /h ▼
Max. Press. Drop		1,0	bar ▼
Min. Oversizing	0		[%] ▼
Fouling Factor	0,0000		m ² K/kW ▼
No. of Units in Series	1		▼
No. of Units Parallel	1		▼
Design Pressure	1,6	1,6	MPa ▼
Design Temperature	175	55	°C ▼

(Fonte: Simulador CAIRO PRO – 1.1 SECESPOL, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 13.277,34 kg vapor/h ou 13,28 toneladas vapor/h e que esse trocador trabalha 3 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 234 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor}/\text{hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

$$\text{Consumo vazão } 234 \text{ m}^3/\text{h} = 13,28 \text{ ton}/\text{h} * 3 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 234 \text{ m}^3/\text{h} = 39,83 \text{ toneladas de vapor por dia}$$

5.3.2.5 Consumo de vapor nos trocadores casco-serpentina na vazão de 276 m³/h

Foi feita a simulação para verificar o consumo de vapor por hora para a vazão de 276 m³/h, que corresponde a aproximadamente 276.000 kg, e obtido os seguintes valores que são mostrados na imagem 18.

Imagem 18: Consumo de vapor/hora no trocador casco-serpentina vazão de 276 m³/h

Fluid Side 1	Saturated Steam		▼
Fluid Side 2	Water		▼
Heat Load	9291,7		kW ▼
	Side 1	Side 2	
Inlet Temperature	175,3	26,0	°C ▼
Inlet Pressure	9,0		bar ▼
Mass Flow	15660,46	275450,76	kg/h ▼
Inlet Volume Flow	3587,61	276,00	m ³ /h ▼
Outlet Temperature	150,0	55,0	°C ▼
Outlet Volume Flow	17,09	278,76	m ³ /h ▼
Max. Press. Drop		1,0	bar ▼
Min. Oversizing	0		[%]
Fouling Factor	0,0000		m ² K/kW ▼
No. of Units in Series	1		
No. of Units Parallel	1		
Design Pressure	1,6	1,6	MPa ▼
Design Temperature	175	55	°C ▼

(Fonte: Simulador CAIRO PRO – 1.1 SECESPOL, simulação realizada pela Spirax Sarco)

Considerando o consumo de 15.660,46 kg vapor/h ou 15,66 toneladas vapor/h e que esse trocador trabalha 4 horas nessa vazão, podemos estimar o consumo nesse trocador através da equação 32.

$$\text{Consumo vazão } 276 \text{ m}^3/\text{h} = \text{ton} - \text{vapor/hora} * \text{horas trabalhadas} \quad (32)$$

$$\text{Consumo vazão } 276 \text{ m}^3/\text{h} = 15,66 \text{ ton/h} * 4 \text{ horas}$$

$$\text{Consumo vazão } 276 \text{ m}^3/\text{h} = \mathbf{62,64 \text{ toneladas de vapor por dia}}$$

5.3.2.6 Consumo total de vapor e gasto diário de vapor nos trocadores casco-serpentina

Considerando o consumo de vapor nas vazões de 72, 108, 210, 234 e 276 m³/h calculados anteriormente, podemos estimar o consumo total diário através da equação x.

$$\text{Consumo total diário} = \text{Consumo vazões } (72 + 108 + 210 + 234 + 276) \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Consumo total diário} = 53,10 + 12,26 + 23,83 + 39,83 + 62,64$$

$$\text{Consumo total diário} = \mathbf{191,66 \text{ toneladas de vapor}}$$

Considerando o custo de R\$ 53,00 por tonelada de vapor produzida, podemos estimar o gasto diário nos trocadores de calor casco-serpentina.

$$\text{Gasto diário} = \text{Consumo total diário de vapor} * \text{custo da tonelada de vapor} \quad (33)$$

$$\text{Gasto diário} = 191,66 * 53,00$$

$$\text{Gasto diário} = \mathbf{R\$ 10.157,98 \text{ reais}}$$

Esse valor de R\$ 10.157,98 reais significa o gasto em vapor que será necessário para aquecer a água utilizada no novo sistema de higienização proposto.

5.3.3 Diferença de gastos com vapor e ganhos entre o sistema atual e o proposto

A diferença de consumo com vapor entre o atual sistema e o proposto no projeto representa a economia de vapor em reais que se deixará de gastar mensalmente e pode ser calculada através da relação abaixo.

$$\text{Diferença diária} = \text{Gasto vapor}_{\text{sistema atual}} - \text{Gasto vapor}_{\text{sistema proposto}}$$

$$\text{Diferença diária} = 13.829,82 - 10.157,98$$

$$\text{Diferença diária} = \mathbf{3.671,84 \text{ reais}}$$

Considerando um total de 23 dias trabalhados por mês podemos verificar a economia mensal.

$$\text{Economia mensal} = \text{Diferença diária} * \text{dias trabalhado por mês}$$

$$\text{Economia mensal} = 3.671,84 * 23$$

$$\text{Economia mensal} = \mathbf{84.452,32 \text{ reais}}$$

Levando em conta um ano, é possível calcular os ganhos anuais com a redução no consumo de vapor.

$$\text{Ganhos anuais} = \text{Economia mensal} * 12 \text{ meses}$$

$$\text{Ganhos anuais} = 84.452,32 * 12 \text{ meses}$$

$$\text{Ganhos anuais} = \mathbf{1.013.427,84 \text{ reais}}$$

Essa economia anual originada é devido ao controle das bombas que vão modular a vazão conforme a demanda de água no sistema de higienização, e assim só será aquecida a água nos trocadores de calor que realmente vai ser consumida, onde no sistema atual toda a vazão das duas bombas era aquecida e retornava para o reservatório por uma tubulação de retorno, gerando assim gastos desnecessários para aquecer e bombear essa água.

Uma parte desses ganhos é devido também a melhor eficiência energética do trocador casco-serpentina, que possui uma economia de 5% a 7% no consumo de vapor quando comparado ao trocador tipos a placas.

5.4 ANÁLISE DO RETORNO DE INVESTIMENTO DO PROJETO

Conforme orçamentos do sistema de bombeamento e dos trocadores de calor, conforme anexos B e C, os custos totais na aquisição dos equipamentos e sistemas de controle para o novo sistema de higienização são.

$$\text{Custo aquisição do sistema de bombeamento} = 593.670,00 \text{ reais}$$

$$\text{Custo aquisição dos trocadores de calor} = 498.932,00 \text{ reais}$$

O custo do projeto é representado pela soma do sistema de bombeamento e dos trocadores de calor.

$$\text{Custo do projeto} = 1.092.602,00 \text{ reais}$$

Já o ganho total anual com a redução no consumo de vapor e energia elétrica pode ser determinado através da soma dos ganhos anuais em energia elétrica e vapor.

$$\text{Ganho total anual} = \text{Ganhos energia elétrica} + \text{Ganhos consumo de vapor}$$

$$\text{Ganho total anual} = 99.532,44 + 1.013.427,84$$

$$\text{Ganho total anual} = 1.112.960,28 \text{ reais}$$

Com o levantamento do custo do projeto e dos ganhos anuais com as reduções no consumo de energia elétrica e vapor, é possível calcular o payback ano do projeto.

$$\text{Payback ano} = \frac{\text{Custo do projeto}}{\text{Ganho total anual}}$$

$$\text{Payback ano} = 1.092.602,00 / 1.112.960,28$$

$$\text{Payback ano} = 0,98 \text{ ou } 11 \text{ meses e } 23 \text{ dias}$$

O payback ano do projeto ficou em 11 meses e 23 dias, ou seja, os ganhos com as reduções de consumo de energia elétrica e vapor pagam os custos de aquisição do projeto em menos de 1 ano.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho proposto de um novo sistema de higienização para um frigorífico de aves apresentado neste TCC surgiu de uma indicação de melhoria proposta por um responsável em eficiência energética nesse frigorífico, que comentou que o sistema atual estaria mal dimensionado e teria boas oportunidades para ganhos com a redução no consumo de energia elétrica e vapor.

Conforme o desenvolvimento desse trabalho, se verificou que o sistema atual de higienização não estava dimensionado corretamente para atender as condições de operação, onde os principais problemas encontrados foram na utilização de somente duas bombas de grande porte, onde com o funcionamento das mesmas não era possível regular a vazão ideal conforme a demanda da higienização, fazendo com que fosse necessário utilizar uma tubulação de retorno com registro para aliviar a vazão que não era consumida pelo sistema de higienização, ou seja, com isso se gerava um grande desperdício de bombear e aquecer essa água e depois retornar novamente para o reservatório, onde até mesmo essa técnica de utilizar um retorno não era muito eficaz, pois é muito complicado se regular a pressão através dessa técnica, o que danificava muito as bombas e principalmente os trocadores de calor, que constantemente apresentavam vazamentos nas gaxetas entre as placas do mesmo.

Como resultado da proposta desse trabalho, foi o dimensionamento de um novo sistema de higienização, composto por uma maior quantidade de bombas de menor potência com uso de *soft start* e inversor de frequência, onde conforme ocorrer o aumento da demanda por água no sistema, a automação desse sistema vai realizar o acionamento automático das bombas e ainda regular de forma mais precisa, fazendo com que seja bombeada somente a vazão que esteja sendo consumida na higienização.

Outro ponto muito importante desse novo sistema do ponto de vista da eficiência energética, foi a excelente redução de 69,28 toneladas de vapor no consumo diário do sistema de aquecimento e anualmente esse redução representará uma economia de mais de R\$ 1.000.00,00 reais, onde isso é possível devido a utilização de quatro bombas principais para atender a vazão e a escolha de se utilizar 4 trocadores de calor casco-serpentina, um para cada bomba, permitindo que somente a água que vai ser consumida pelo sistema seja aquecida, fato que não acontece no sistema atual.

Considerando ainda os trocadores de calor, o fato de se optar por um novo tipo de trocador de calor, no caso o modelo casco-serpentina ao invés do trocador a placas, mostrou uma boa redução no consumo de vapor, devido a melhor eficiência do trocador casco-serpentina

quando comparado ao trocador a placas, pois o casco-serpentina aproveita melhor o calor sensível do vapor, e isso se mostrou uma excelente forma de redução de custos operacionais, pois os custos de geração de vapor são bem altos.

Conforme análise feita dos investimentos na aquisição do novo sistema e os ganhos em redução de consumo de vapor e energia elétrica, foi verificado que em menos de um ano se paga todo o investimento inicial, pois os ganhos na redução de energia elétrica e vapor são significativos, devido ao grande volume de água que precisa ser bombeado e aquecido.

Ainda foi verificado que devido aos constantes vazamentos, onde foi estimado um vazamento nas bombas e trocadores de calor de aproximadamente 0,7 litros/s, que também representaria uma economia em água e vapor de aproximadamente de R\$ 53.000,00 reais anuais.

Um outro ponto que foi verificado junto a supervisão de manutenção é com relação aos gastos com manutenção com o atual sistema de higienização, onde nos últimos 12 meses foi de aproximadamente R\$ 78.000,00 reais, conforme relatórios de ordens de um sistema informatizado de manutenção, e nesse novo sistema o fabricante informou que a garantia é de 1 ano e que se obedecida as condições de operação os gastos com manutenção são baixos.

Esse trabalho foi desenvolvido com o intuito de que com uma nova proposta de um sistema de higienização de melhor eficiência energética, fosse depois de finalizado apresentado a gerência do frigorífico de aves e que pudesse utilizar esse estudo para solicitar um projeto de investimento, onde a justificativa fosse redução no consumo de vapor e energia elétrica e ainda adequação do sistema, mas já no mês de junho o mesmo foi apresentado a um engenheiro da área de engenharia de projetos que ficou sabendo desse estudo e com uma análise preliminar das informações, solicitou uma ordem de investimento, e no mês de outubro essa ordem foi aprovada, principalmente devido a necessidade de adequação da pressão da água de higienização que não era constatada e precisa ser, para garantir uma melhor higienização do frigorífico.

Conforme os anexos B e C, foram solicitados todos os orçamentos para aquisição dos equipamentos, e atualmente o processo de aquisição se encontra na fase de negociação e fechamento dos pedidos de compras dos mesmos.

TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros, uma boa oportunidade para se reduzir ainda mais o consumo de vapor seria desenvolver um estudo para aquecer a água do reservatório, através do aproveitamento energético de outras fontes quentes, como retorno de condensado de fábricas e calor gerado em compressores de refrigeração.

A proposta do trabalho seria de fazer com que a água que abastece o reservatório do sistema de higienização, que atualmente é despejada diretamente nesse reservatório, passasse em trocadores de calor como o fluido a aquecer e utilizar o retorno de condensador ou óleo quente de compressores como o fluido quente, e assim elevar a temperatura da água antes de passar pelo trocador e diminuindo a variação de temperatura que o trocador de calor precisaria aquecer.

Como por exemplo de uma economia, seria elevar a temperatura da água de 26 °C para 30 °C, onde essa simples elevação de 4 °C nesse sistema de higienização, poderia provocar uma redução de até 13% no consumo de vapor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BOHORQUEZ W. O. I. Universidade Federal de Juiz de Fora. Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica. **Aula 23 – Trocadores de Calor.** Disponível em <http://www.ufjf.br/washington_irrazabal/files/2014/05/Aula-23_Trocadores-de-Calor.pdf/> Acesso em: 11 mai.2016.

BRASIL. Ministério da Agricultura e abastecimento. **Portaria nº 210**, de novembro de 1998(*). Aprovar o Regulamento Técnico da Inspeção Tecnológica e Higiênico-Sanitária de Carnes. Artigo 83º da Portaria Ministerial nº319, de 06 de maio de 1996. Relator: Secretário de Defesa Agropecuária Enio Antonio Marques Pereira. Brasília: Diário Oficial da União de 26 de novembro de 1998. Disponível em <https://www.agencia.cnptia.embrapa.br/Repositorio/Portaria-210_000h19kjan02wx7ha0e2uuw60rmjy11.pdf> Acesso em:01 abr.2016.

CAVALCANTI L. F. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Engenharia Naval e Oceânica. **Projeto de Sistemas Oceânicos II.** Disponível em <http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2011/LucasF/relat2/Relatorio_2.htm/>. Acesso em: 25 mai.2016.

ÇENGEL Y. A.; GHAJAR A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.** 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

Escola da vida, 2008. **Curso Básico de Mecânica dos Fluidos.** Disponível em <http://www.escoladavida.eng.br/mecflubasica/aula5_unidade6.htm/> Acesso em 29 mai.2016.

FORNI R. **Projeto Mecânico de um Sistema de Higienização CIP (Cleaning in Place).** 2007. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. Disponível em <http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2007/Trabalhos%20finais/TCC_005_2007.pdf/> Acesso em:01 abr.2016.

GARCIA A. G. P. **Impacto da lei de eficiência energética para motores elétricos no potencial de conservação de energia na indústria.** 2003. Tese (Mestrado em Planejamento Energético) – COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. Disponível em<<http://ppe.ufrj.br/ppe/production/tesis/agpgarcia.pdf/>> Acesso em:01 mai.2016.

GELLER, H. S. **Energy Revolution: Policies for a sustainable future.** Washinton: Island Press, 2003.

GOMES A. P. M.G. **Seleção de bomba centrífuga vertical para operação em um sistema de transferência de enxofre líquido**. 2013. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. Disponível em <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10008425.pdf/>> Acesso em:01 mai.2016.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2.ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

POTTER M. C.; WIGGERT D. C. **Mecânica dos fluidos**. 3.ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learnig, 2004.

Site Equacione Jr. **Engenharia e Soluções em trocadores de calor**. Disponível em:<<http://www.equacione.com/2015/06/trocadores-de-calor-do-tipo-placas.html/>> Acesso em: 28 mai.2016.

Site Grundfos. **Simulador para bombas da Grundfos**. Disponível em < <http://product-selection.grundfos.com/front-page.html?time=1478251487260&qcid=53634238/>>Acesso em: 24 out.2016.

Site Imbil. **Dados e curva característica da bomba modelo INI**. Disponível em <<http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/detProduto.php?codproduto=100/>>Acesso em: 01 mai.2016.

Site Spirax Sarco. **Trocadores de calor**. Disponível em < <http://www.spiraxsarco.com/global/br/Products/Pages/heat-exchangers.aspx> >Acesso em: 14 out.2016.

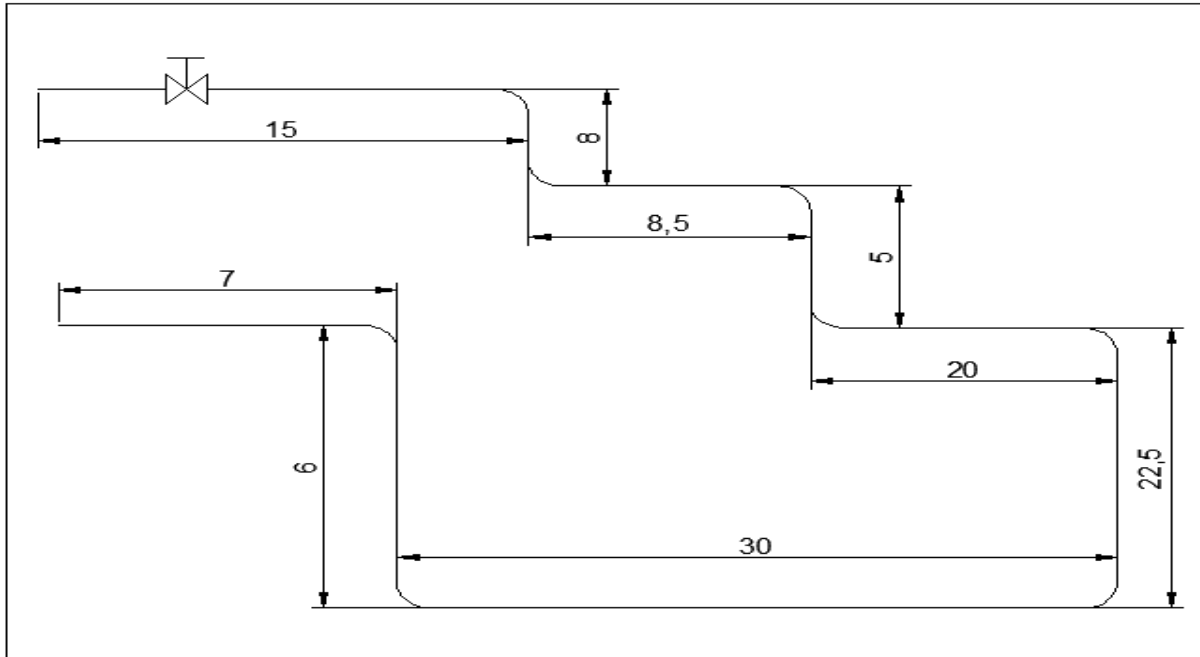
SOUZA M. S. **Análise térmica de um trocador de calor do tipo casco e tubos para resfriamento do resíduo de uma unidade de destilação atmosférica**. 2013.Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. Disponível em <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10007837.pdf/>> Acesso em:01 abr.2016.

APÉNDICE A

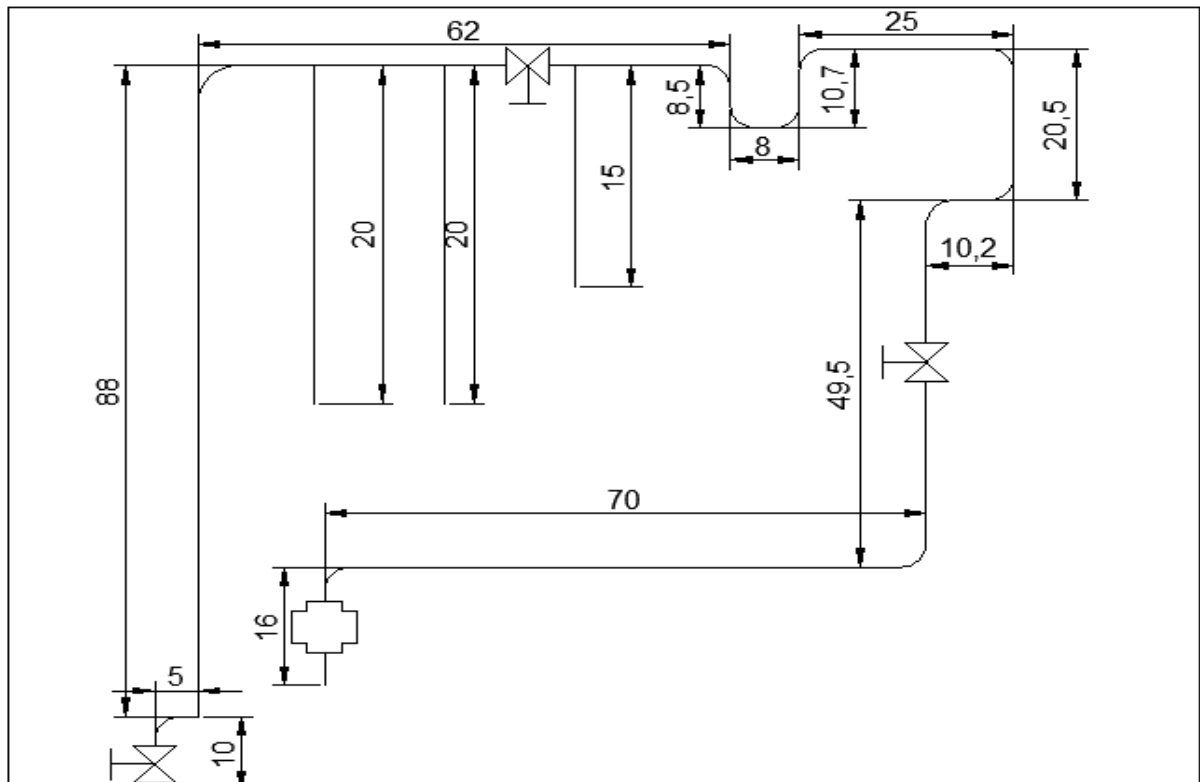
APÊNDICE A

OBS: As medidas estão representadas em metros e as curvas de 90° são de raio médio.

Circuito de distribuição do 1º Piso.



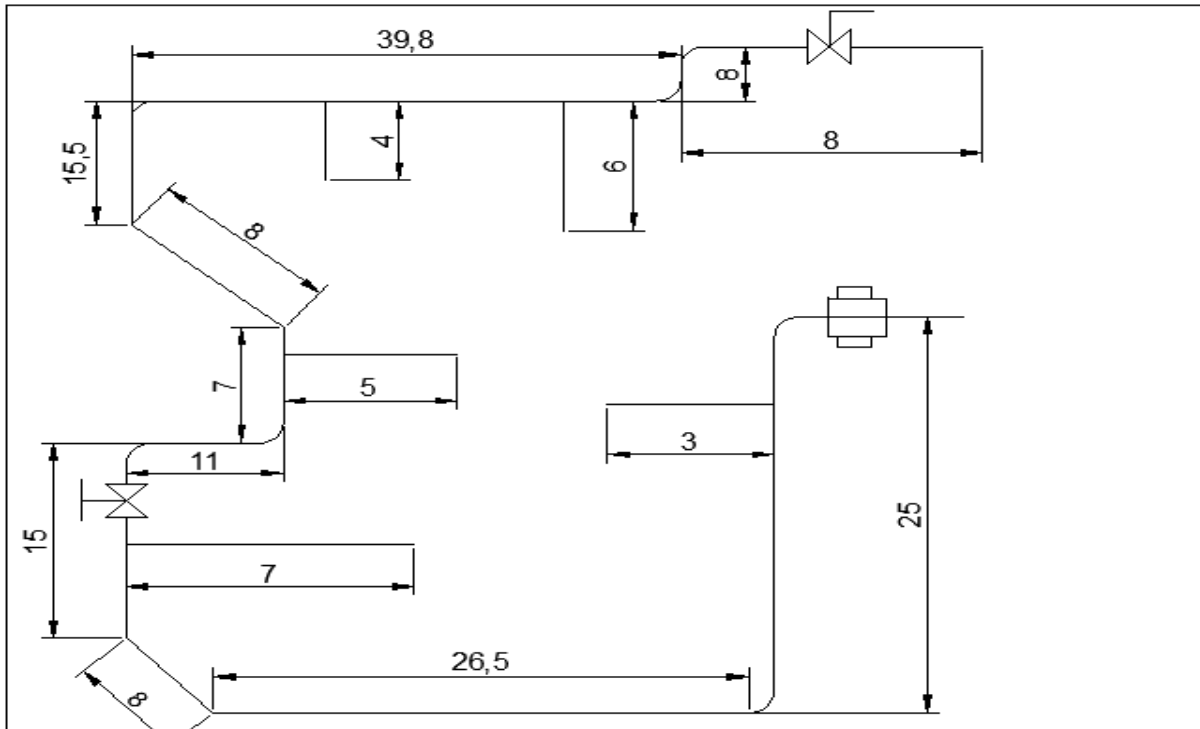
Circuito de distribuição do Espostejamento novo.



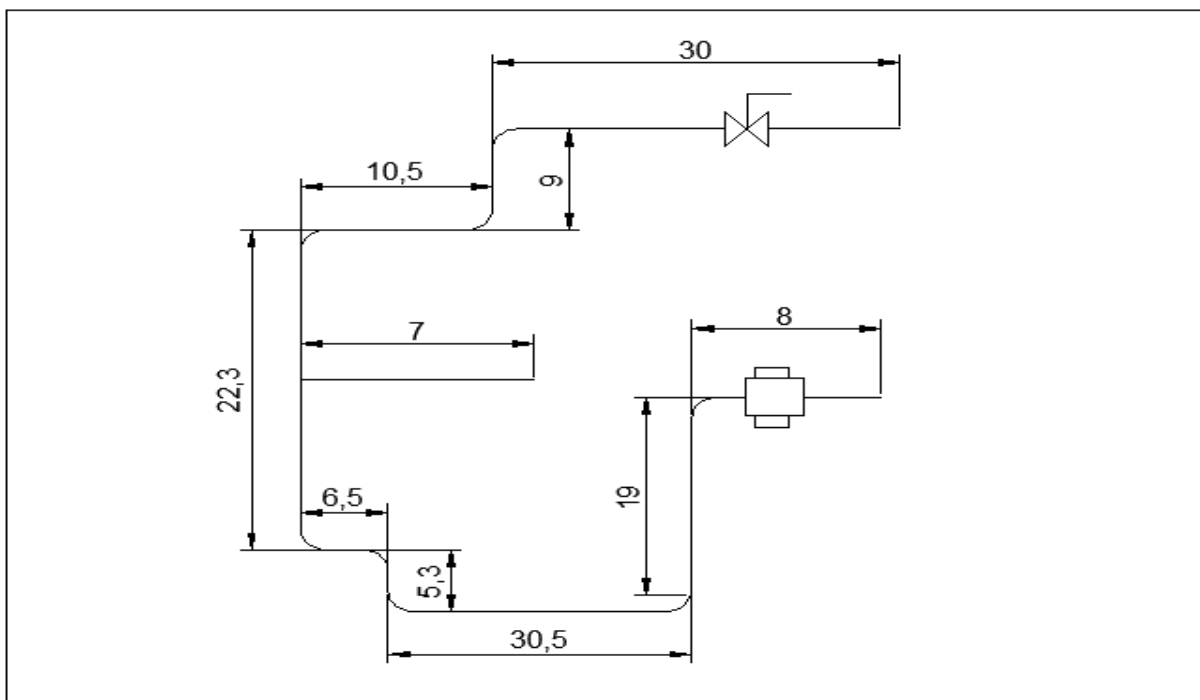
APÊNDICE A

OBS: As medidas estão representadas em metros e as curvas de 90° são de raio médio.

Circuito de distribuição do Espostejamento antigo.



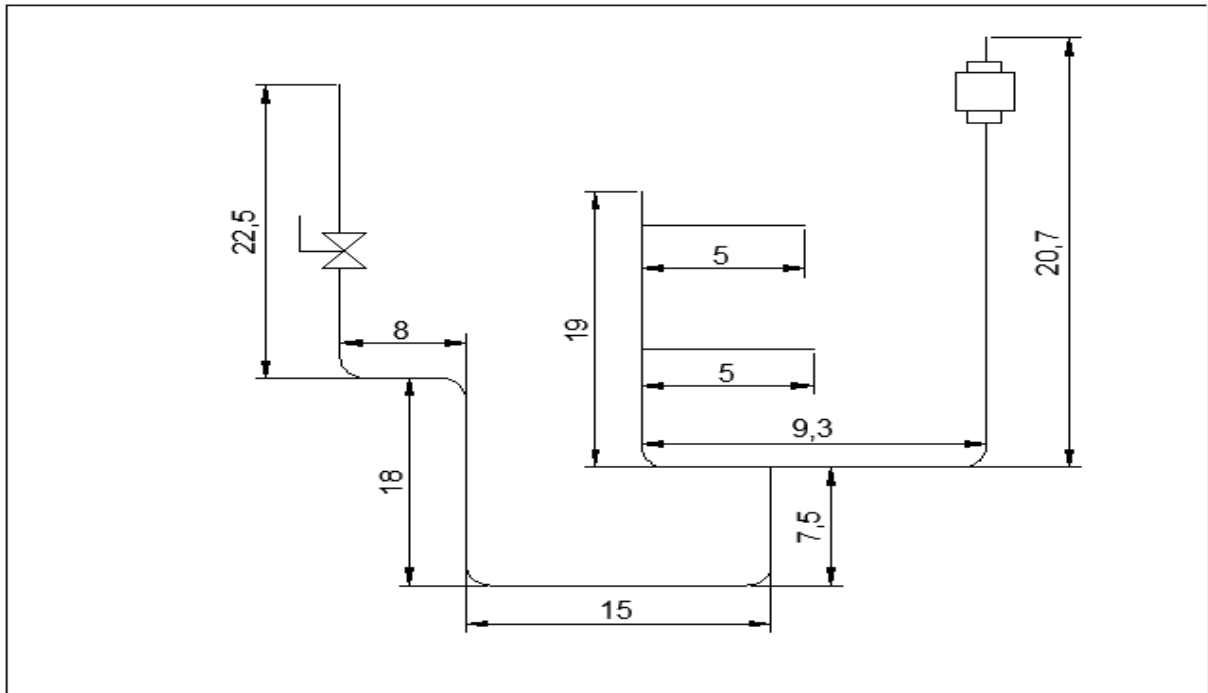
Circuito de distribuição do Espostejamento IQF.



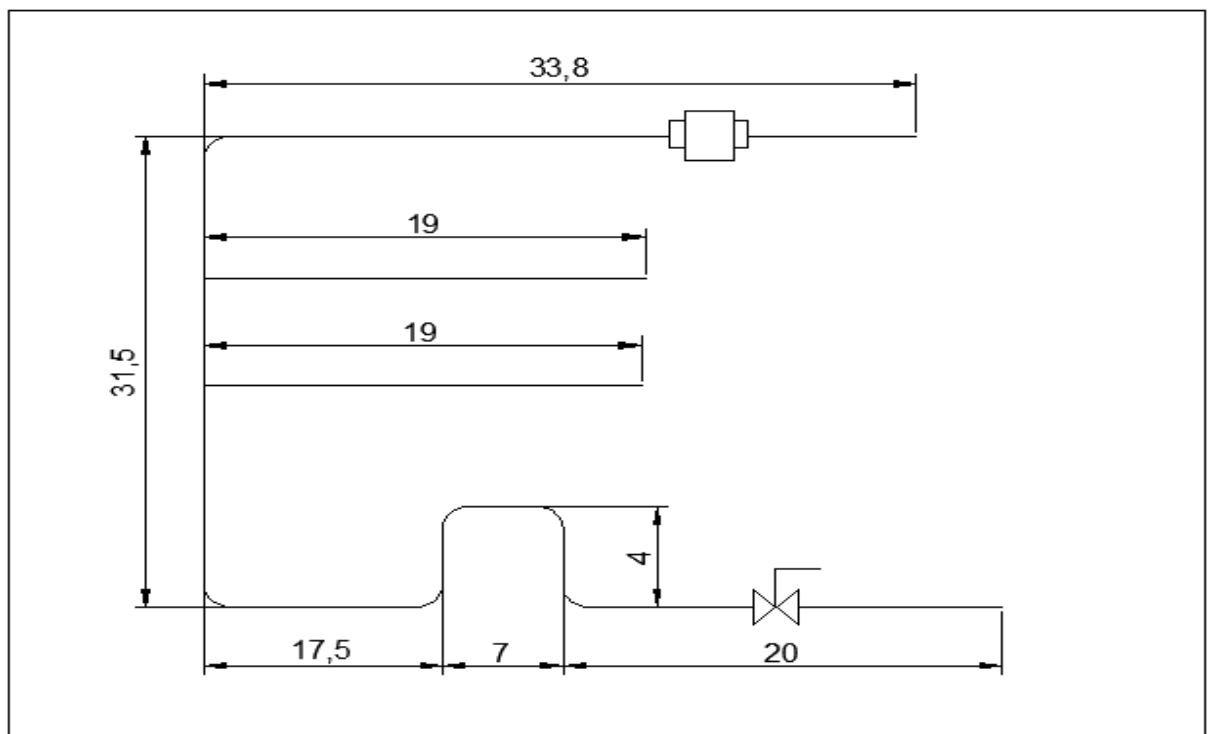
APÊNDICE A

OBS: As medidas estão representadas em metros e as curvas de 90° são de raio médio.

Circuito de distribuição do Chiler



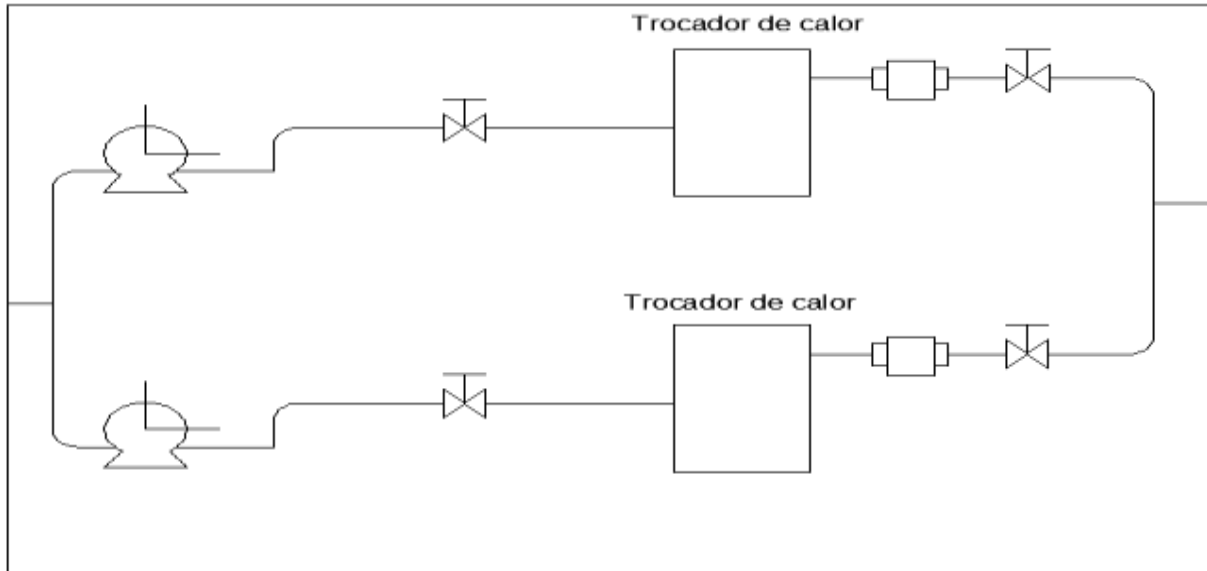
Circuito de distribuição da Evisceração.



APÊNDICE A

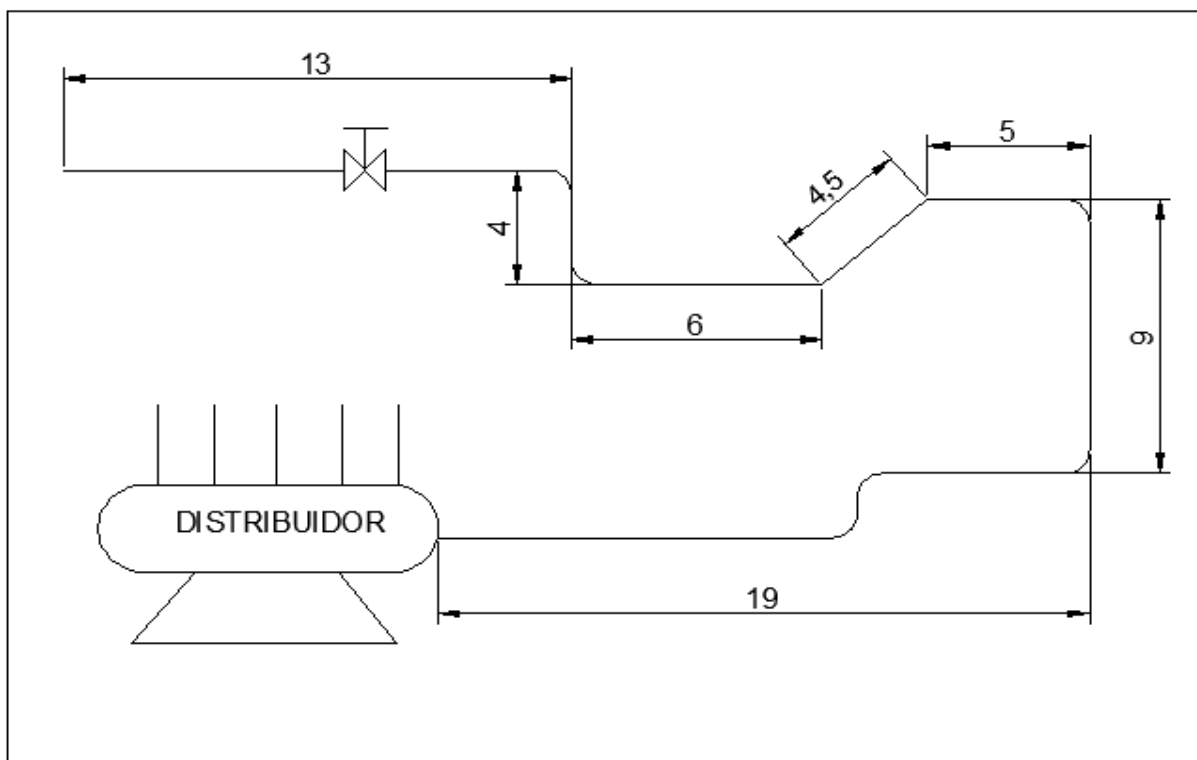
OBS: As medidas estão representadas em metros e as curvas de 90° são de raio médio.

Circuito de distribuição das bombas até coletor – Trecho de 6”



Circuito de distribuição das bombas até coletor – Trecho de 8”

OBS: O retorno da água que não é utilizada acontece por uma tubulação paralela a rede de descarga das bombas até o coletor, onde ocorre o retorno em um outro distribuidor.



ANEXO A

Texto da proposta

Código: [99135350](#)**CR 64-5-2 A-F-A-E-HQQE**

Líquido:

Líquido bombeado: Água
Gama de temperatura do líquido: -30 .. 120 °C
Temperatura do líquido: 20 °C
Densidade: 998.2 kg/m³
Viscosidade cinemática: 1 mm²/seg

Técnicos:

Velocidade para características da bomba: 3565 rpm
Caudal efectivo calculado: 68.7 m³/h
Altura manométrica resultante da bomba: 158 m
Código empanque.1:Tipo 2:Superfície rotativa vedante 3:Apoio fixo 4:Vedante secundário: HQQE
Homologações na chapa de características: CE,TR
Tolerância da curva: ISO9906:2012 3B

Materiais:

Corpo da bomba: Ferro fundido
EN-JS1050
ASTM 80-55-06
Impulsor: Aço inoxidável
DIN W.-Nr. 1.4301
AISI 304
Material do casquilho: Graflon

Instalação:

Temperatura ambiente máxima: 55 °C
Pressão máx. à temp. indicada: 30 bar / 120 °C
30 bar / -30 °C
Flange padrão: DIN
Ligação à tubagem: DN 100
Estágio da pressão: PN 25 / PN 40
Tamanho da flange para o motor: FF400

Car. eléctricas:

Tipo de motor: SIEMENS
Classe de eficiência IE: NEMA Premium / IE3 60Hz
Potência nominal - P2: 45 kW
Potência (P2) requerida pela bomba: 45 kW
Frequência da rede: 60 Hz
Tensão nominal: 3 x 380-480D/660-725Y V [3 x 440-480D V]
Corrente nominal: 81,0-81,0/47,0-47,0 A [72,0-72,0 A]
Corrente de arranque: 560-560 % [680-680 %]
Cos phi - factor de potência: 0,90
Velocidade nominal: 3550 rpm [3570 rpm]



Nome empresa:

Criado por:

Telefone:


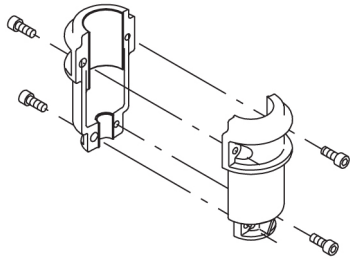
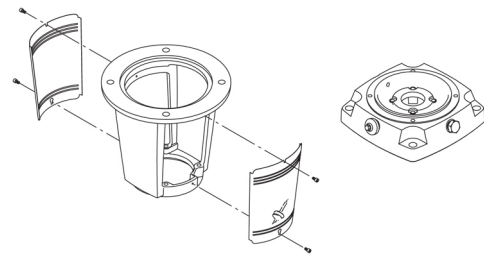
Data:

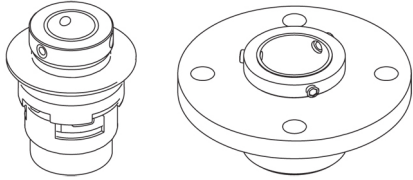
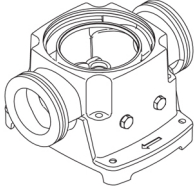
28-10-2016

Eficiência: IE3 93,6%
Eficiência do motor com carga total: 93.6-93.6 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga: 94.2-94.2 % [93.9-93.9 %]
Eficiência do motor a 1/2 carga: 94.3-94.3 % [93.6-93.6 %]
Número de pólos: 2
Classe de protecção (IEC 34-5): 55 Dust/Jetting
Classe de isolamento (IEC 85): F

Outros:

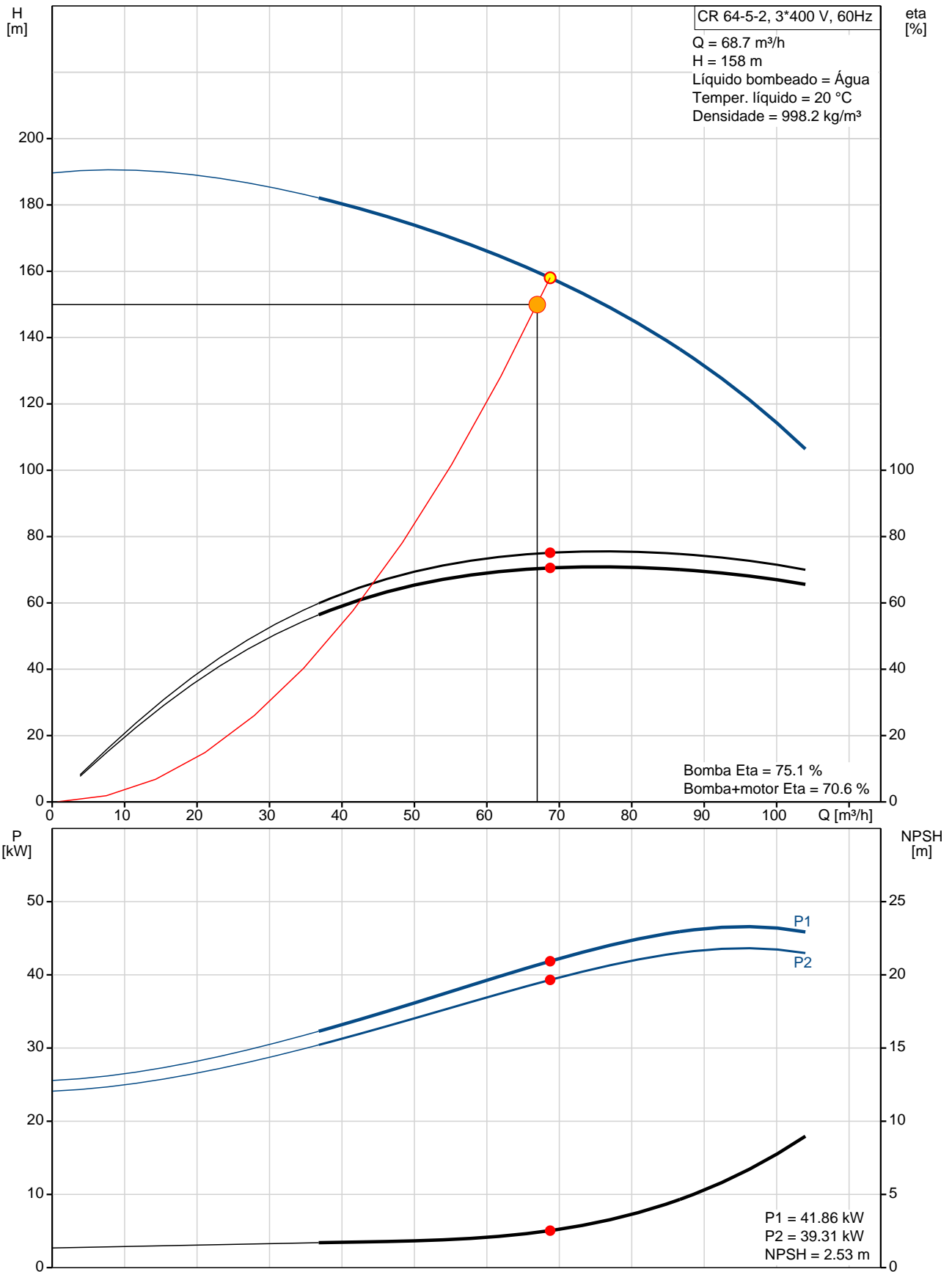
Índ. efic. mín. MEI : 0.7
Peso líquido: 414 kg
Peso bruto: 465 kg

Posição	Quantid.	Descrição
	1	<p>CR 64-5-2 A-F-A-E-HQQE</p>  <p>Código: 99135350</p> <p>Bomba centrífuga multicelular vertical com orifícios de aspiração e descarga ao mesmo nível (in-line), permitindo a instalação num sistema monotubo horizontal. A cabeça da bomba e a base são em ferro fundido - todas as outras peças imersas no líquido são em aço inoxidável. Um empanque do tipo cartucho garante uma fiabilidade elevada, um manuseamento seguro e facilidade de manutenção e acesso. A transmissão de potência realiza-se através de um acoplamento bipartido. A ligação da tubagem é realizada através de flanges DIN.</p> <p>A bomba está equipada com um motor assíncrono auto-ventilado de 3 fase(s), montado numa base.</p> <p>Informações de produto adicionais</p> <p>Os componentes em aço, ferro fundido e alumínio possuem um revestimento de resina epóxi aplicado num processo de electrodeposição catódica (CED). O CED constitui um processo de pintura por imersão de elevada qualidade, no qual campo eléctrico em redor dos produtos garante a deposição das partículas de tinta como uma camada fina e bem controlada na superfície. Um pré-tratamento é uma parte integrante do processo. O processo completo é constituído pelos seguintes elementos:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Limpeza de base alcalina. 2) Fosfatização de zinco. 3) Electrodeposição catódica. 4) Endurecimento até atingir a espessura de película seca de 18-22 my m. <p>O código da cor do produto terminado é NCS 9000/RAL 9005.</p> <p>Bomba</p> <p>Um acoplamento bipartido longo liga a bomba e o eixo do motor. Encontra-se instalado no acoplamento do motor através de duas protecções. O acoplamento longo permite a substituição do empanque sem remover o motor da bomba.</p>  <p>O acoplamento do motor liga a cabeça da bomba e o motor. A cabeça da bomba possui um bujão de ferragem e um parafuso de purga de 1/2" combinados.</p> 

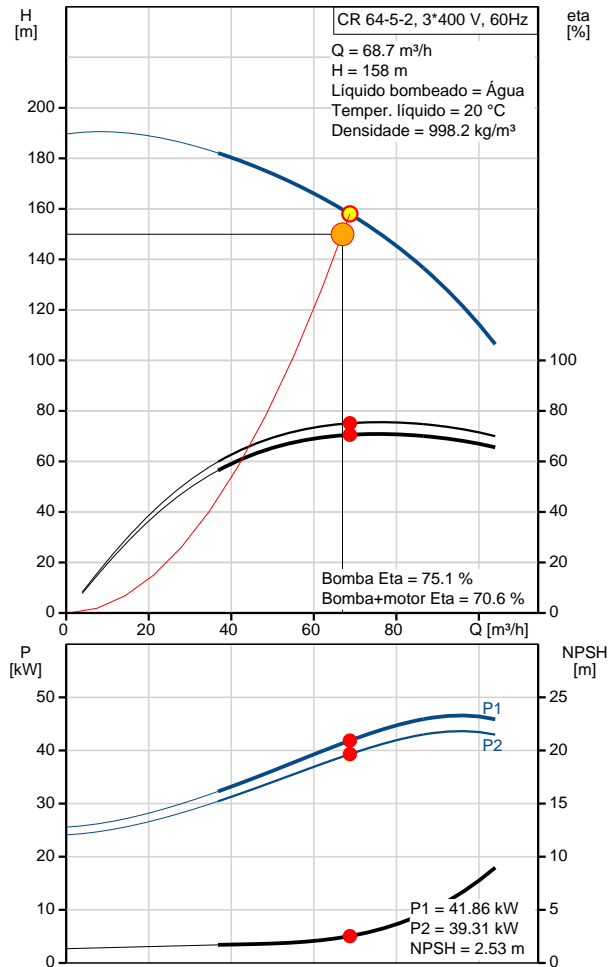
Posição	Quantid.	Descrição
		<p>A bomba está equipada com um vedante O-ring equilibrado com sistema de transmissão de binário rígido. Este tipo de vedante é montado numa unidade de cartucho que torna a substituição segura e fácil. Devido ao equilíbrio, este tipo de vedante é adequado para aplicações de alta pressão. A construção do cartucho também protege o veio da bomba de possível desgaste de um O-ring dinâmico entre o veio da bomba e o empanque.</p> <p>Vedante principal:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Material do anel vedante rotativo: Carboneto de silício (SiC) - Material do apoio fixo: Carboneto de silício (SiC) <p>Esta combinação de materiais é utilizada quando é necessária uma resistência mais elevada à corrosão. O elevado grau de dureza desta combinação de materiais proporciona uma boa resistência às partículas abrasivas.</p> <p>Material do vedante secundário: EPDM (borracha de etileno-propileno) A EPDM possui uma excelente resistência à água quente. A EPDM não é adequada para óleos minerais.</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>O empanque é retido na cabeça da bomba por uma cobertura e parafusos. Pode ser substituído sem que seja necessário remover o motor.</p> <p>As câmaras e os impulsores são em folha de aço inoxidável. As câmaras são fornecidas com um anel de desgaste em PTFE que garante uma melhor vedação e eficiência elevada. Os impulsores possuem superfícies suaves e a forma das pás garante uma eficiência elevada.</p> <p>A base é feita de ferro fundido. Tanto o lado da aspiração como o lado da descarga da base têm dois pontos de derivação para manómetro. A bomba é fixada ao maciço através de quatro parafusos que atravessam a base de assentamento. As flanges são fixadas à base através de anéis de fixação.</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>Motor</p> <p>O motor é um motor totalmente blindado e auto-ventilado com as dimensões principais de acordo com as normas IEC e DIN. O motor é montado em flange com uma flange de orifício livre (FF). A designação de montagem do motor está em conformidade com IEC 60034-7: IM B 5 (Código I) / IM 3001 (Código II).</p> <p>As tolerâncias eléctricas estão em conformidade com IEC 60034.</p> <p>A classificação de eficiência do motor é de eficiência premium, em conformidade com EISA2007.</p> <p>O motor possui termístores (sensores PTC) nos enrolamentos, de acordo com a norma DIN 44081/DIN 44082. A protecção reage a temperaturas de aumento lento e também de aumento rápido, por exemplo, sobrecarga constante e condições de estagnação.</p> <p>Os interruptores térmicos devem estar ligados a um circuito de controlo externo de forma a garantir que a reposição automática não causa acidentes. Os motores devem ser ligados a um sistema de protecção do motor, de acordo com as regulamentações locais.</p> <p>Uma transmissão de velocidade variável possibilita o ajuste do rendimento da bomba a qualquer ponto de funcionamento. Caso o motor deva ser ligado a uma transmissão de velocidade variável, a bomba deverá ser encomendada com um rolamento do motor com isolamento eléctrico. O Grundfos CUE oferece uma gama variada de transmissões de velocidade variável. Poderá encontrar mais informações em Win-/WebCAPS.</p>

Posição	Quantid.	Descrição
		<p>Características técnicas</p> <p>Líquido: Líquido bombeado: Água Gama de temperatura do líquido: -30 .. 120 °C Temperatura do líquido: 20 °C Densidade: 998.2 kg/m³ Viscosidade cinemática: 1 mm²/seg</p> <p>Técnicos: Velocidade para características da bomba: 3565 rpm Caudal efectivo calculado: 68.7 m³/h Altura manométrica resultante da bomba: 158 m Código empanque.1:Tipo 2:Superfície rotativa vedante 3:Apoio fixo 4:Vedante secundário: HQQE Homologações na chapa de características: CE,TR Tolerância da curva: ISO9906:2012 3B</p> <p>Materiais: Corpo da bomba: Ferro fundido EN-JS1050 ASTM 80-55-06 Impulsor: Aço inoxidável DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304 Material do casquilho: Graflon</p> <p>Instalação: Temperatura ambiente máxima: 55 °C Pressão máx. à temp. indicada: 30 bar / 120 °C 30 bar / -30 °C Flange padrão: DIN Ligação à tubagem: DN 100 Estágio da pressão: PN 25 / PN 40 Tamanho da flange para o motor: FF400</p> <p>Car. eléctricas: Tipo de motor: SIEMENS Classe de eficiência IE: NEMA Premium / IE3 60Hz Potência nominal - P2: 45 kW Potência (P2) requerida pela bomba: 45 kW Frequência da rede: 60 Hz Tensão nominal: 3 x 380-480D/660-725Y V [3 x 440-480D V] Corrente nominal: 81,0-81,0/47,0-47,0 A [72,0-72,0 A] Corrente de arranque: 560-560 % [680-680 %] Cos phi - factor de potência: 0,90 Velocidade nominal: 3550 rpm [3570 rpm] Eficiência: IE3 93,6% Eficiência do motor com carga total: 93.6-93.6 % Eficiência do motor a 3/4 de carga: 94.2-94.2 % [93.9-93.9 %] Eficiência do motor a 1/2 carga: 94.3-94.3 % [93.6-93.6 %] Número de pólos: 2 Classe de protecção (IEC 34-5): 55 Dust/Jetting Classe de isolamento (IEC 85): F</p> <p>Outros: Índ. efic. mín. MEI : 0.7 Peso líquido: 414 kg Peso bruto: 465 kg</p>

99135350 CR 64-5-2 60 Hz



Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	CR 64-5-2 A-F-A-E-HQQE
Código::	99135350
Número EAN::	5712607401054
Técnicos:	
Velocidade para características da bomba:	3565 rpm
Caudal efectivo calculado:	68.7 m ³ /h
Altura manométrica resultante da bomba:	158 m
Altura manométrica máxima:	178.4 m
Impulsores:	5
Impulsor reduzido:	2
Código empanque.1:Tipo 2:Superfície rotativa vedante 3:Apoio fixo 4:Vedante secundário:	HQQE
Homologações na chapa de características:	CE,TR
Tolerância da curva:	ISO9906:2012 3B
Modelo:	CR 64
Estágios:	5
Versão da bomba:	A
Modelo:	B
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido EN-JS1050 ASTM 80-55-06
Impulsor:	Aço inoxidável DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304
Código do material:	A
Código para a borracha:	E
Material do casquilho:	Graflon
Instalação:	
Temperatura ambiente máxima:	55 °C
Pressão máx. à temp. indicada:	30 bar / 120 °C 30 bar / -30 °C
Flange padrão:	DIN
Código da ligação:	F
Ligação à tubagem:	DN 100
Estágio da pressão:	PN 25 / PN 40
Tamanho da flange para o motor:	FF400
Líquido:	
Líquido bombeado:	Água
Gama de temperatura do líquido:	-30 .. 120 °C
Temperatura do líquido:	20 °C
Densidade:	998.2 kg/m ³
Viscosidade cinemática:	1 mm ² /seg
Car. eléctricas:	
Tipo de motor:	SIEMENS
Classe de eficiência IE:	NEMA Premium / IE3 60Hz
Potência nominal - P2:	45 kW
Potência (P2) requerida pela bomba:	45 kW
Frequência da rede:	60 Hz





Nome empresa:

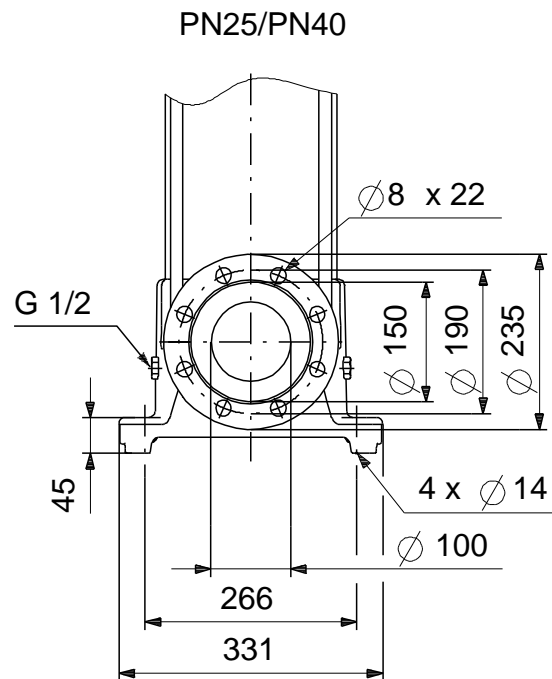
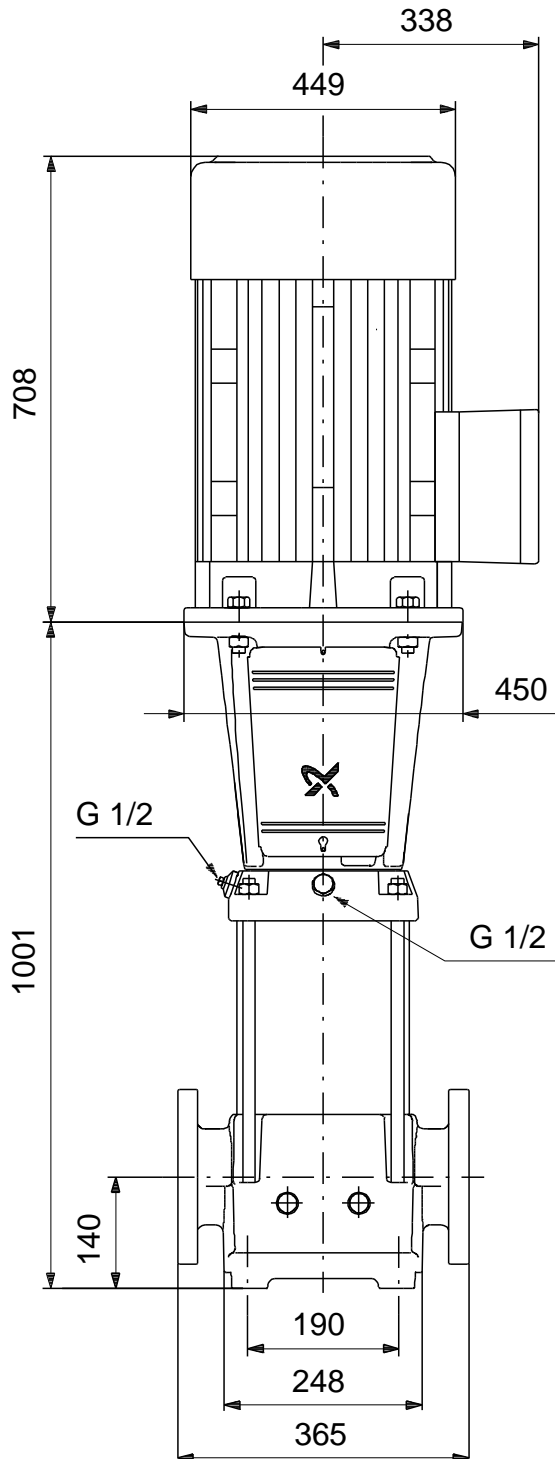
Criado por:

Telefone:

Data: 28-10-2016

Descrição	Valor
Tensão nominal:	3 x 380-480D/660-725Y V [3 x 440-480D V]
Corrente nominal:	81,0-81,0/47,0-47,0 A [72,0-72,0 A]
Corrente de arranque:	560-560 % [680-680 %]
Cos phi - factor de potência:	0,90
Velocidade nominal:	3550 rpm [3570 rpm]
Eficiência:	IE3 93,6%
Eficiência do motor com carga total:	93.6-93.6 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga:	94.2-94.2 % [93.9-93.9 %]
Eficiência do motor a 1/2 carga:	94.3-94.3 % [93.6-93.6 %]
Número de pólos:	2
Classe de protecção (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Protecção do motor:	PTC
Motor n.º:	98965796
Outros:	
Índ. efic. mín. MEI :	0.7
Peso líquido:	414 kg
Peso bruto:	465 kg
Região de vendas:	Korea

99135350 CR 64-5-2 60 Hz



Nota! Todas as unidades estão em [mm], salvo indicação contrária.

Exclusão de responsabilidade: este desenho dimensional simplificado não apresenta todos os detalhes.

99135350 CR 64-5-2 60 Hz

Entrada

Geral

Aplicação	Aplicações industriais
Selecione o tipo de instalação	Bombeam. águas
Selecione subaplicação	Filtração
Caudal de dimensionamento	67 m ³ /h
Altura manométrica total	150 m
Prefer fast delivery	Não

Os seus requisitos

Líquido bombeado	Água
Tipo de instalação	Pressão de entrada

Subdimensionamento permitido	5 %
N.º de pont func.	1

Modo de controlo

Velocidade variável

Classe de protecção	IP20
Frequência máxima	105 %

Editar perfil de carga

Perfil de carga	Carga total
Período	Dia
Horas de operação por dia	3.05 h/dia

Configuração

Selecione tipo de hidráulica	Paralelo
Número total de bombas	1

Caract. eléctricas

Frequência	60 Hz
Fase	1 ou 3
Limite de potência mín. para arranque SD	5.5 kW
Tensão	1 x 230 ou 3 x 400 V

Configurações da lista de resultados

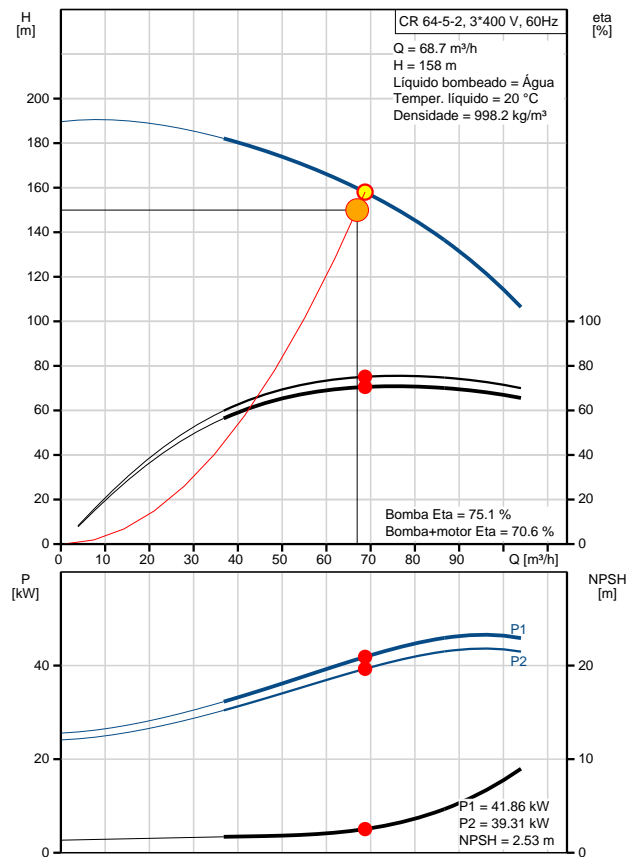
Preço da energia	0.15 €/kWh
Aumento do preço da energia	6 %
Período de cálculo	5 anos

Carregar perfil

Cdl.	100	%
Alt.	105	%
P1	41.86	kW
Tot. Eta	70.6	%
Tmpo	1113	h/a
Consumo de energia	46597	kWh/Ano
Quantid.	1	

Result.dimen.

Tipo	CR 64-5-2
Quantid.	1
Motor	45 kW
Cdl.	68.7 m ³ /h (+3%)
Alt.	158 m (+5%)
Pre. mín. entrada	-0.64 bar (40 °C, contra a atmosfera)
Pot. P1	41.86 kW
Pot. P2	39.3 kW
Bom.Eta	75.1 %
Mot. Eta	93.9 %
Bomba+mot. Eta	70.6 % =Bom. Eta * Mot. Eta
Tot. Eta	70.6 % =Eta relativa ao ponto funcion.
Consumo de energia	46597 kWh/Ano
Emissões CO2	26600 kg/Ano
Preço	A pedido
Preço+cust. energét.	A pedido /5Anos
Custo Cic. Vida	62962 €/5Anos



ANEXO B

À: **XXXXX**
Av. XXXXXX

A/C Sr.(a): Anderson Frazão
E-mail: XXXXXXXXXX
Fone: 045 XXXX-XXXX

Ref.SxS.: **COTAÇÃO XXX SXS-142746-REV01**

REF.: **PROJETO SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO**

Revisão: **00 -**

Cia do grupo Spirax-Sarco Engineering PLC

Rua Marechal Deodoro, 945 5º andar Centro
80060-010 Curitiba PR - Brasil
Fone: 41 3323 4444 Fax: 41 3232 9884.
e-mail: fijial.cwb@br.spiraxsarco.com


CNPJ.: 61.193.074/0001-86
I.E.: 278.012.807-115

RESUMO DO PROJETO

APLICAÇÃO:		SISTEMA DE HIGIENIZAÇÃO - 360m³/h - T1: 15°C / T2: 65°C					
Item	TAG	Descrição	NCM	Qt.	Preço unitário	Preço Total	Prazo
01	hold	ECONOHEAT ESP. HAD-D/FT-SPIRA-TROL/L-FTD-VSTEAMTRAP/BSA-360m³/h-15-65. Marca SPIRAX SARCO	84195010	1	R\$ 498.932,32	R\$ 498.932,32	75/90 dias

DESCRIPTIVO TÉCNICO

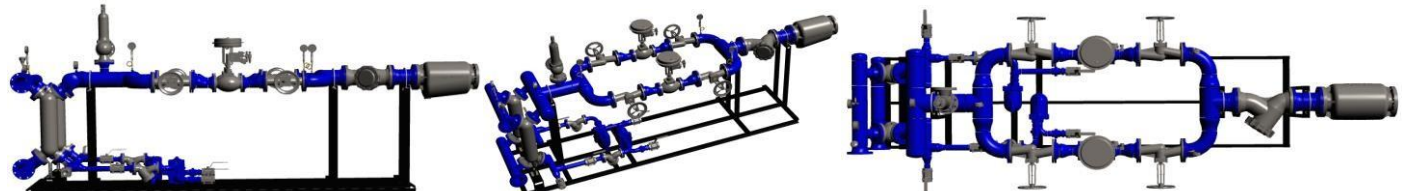
Item	TAG	Descrição Técnica
01	Hold	ECONOHEAT ESP. HAD-D/FT-SPIRA-TROL/L-FTD-VSTEAMTRAP/BSA-360m³/h-15-65. Marca SPIRAX SARCO

 Sistema Compacto de Aquecimento de Água, MARCA SPIRAX SARCO; Modelo ECONOHEA® Projeto customizado, específico para o Processo de aquecimento e Controle de temperatura de água, com 04 Trocadores de Calor Tipo Casco-Serpentina S&C de alta eficiência (Água x Vapor), fabricado em aço inox com característica de vazão inversa, vapor (serpentina) x água (caso) modelo Spirax Sarco S&C HAD, sem gaxetas, projetado e dimensionado para utilizar parte do calor sensível do condensado gerado, o que proporciona economia térmica se comparado a trocadores de calor casco&tubo e placas convencionais. A serpentina interna corrugada é conformada especialmente para cada perfil de processo e sua respectiva carga térmica; pressão máxima de operação deste modelo é 16bar(g), lado água e lado vapor. Corpo e Serpentina Total Inox, Conexões flangeadas 300#RF; Com Malha de controle de temperatura com Válvulas de Controle - Modulante para cada trocador de calor, com valvula selada por fole, bloqueio montante/jusante, com Instrumentos completos como PT100, Termômetro na linha de água (saida); Válvulas de bloqueio, Filtro Y, Válvulas de retenção;Quebra-vácuo; Com drenagem de condensado via purgador modulante de bóia modelo FTD duplo com eliminador de ar e visor integrado, de alta vazão. O sistema será fornecido com separador de umidade/qualificador de vapor e válvula de selagem de vapor/Shut Off na entrada do equipamento, ambos integrados ao skid. **Produto fabricado pela Spirax Sarco, marca Spirax Sarco, montado em skid com os quatro sistemas integrados.**

Projetado e fabricada pela Spirax Sarco conforme SC-GCM-100-108 CM Issue 5 © Copyright 2006 Spirax Sarco Limited

- Tubos utilizados em ASTM A 106 Gr B sem costura, SCH40/80
- Conexões flangeadas em aço carbono ASTM A 105 forjado.
- Soldas executadas por soldador qualificado padrão ASME IX.
- Fornecimento de data book completo, certificados e com desenho impresso em 3D.
- Sistema projetado em software 3D de mecânica dos fluidos
- Pintura em toda estação, padrão Spirax Sarco
- Incluso start up em campo com treinamento operacional da equipe de operação e manutenção.

Quantidade de equipamentos orçados: 01 (UM)



Desenho meramente ilustrativo de um sistema com capacidade para 200m³/h.

Nota: Os itens iniciados com NCM 8481 sofrerão a incidência de ST-Substituição Tributária, quando destinados à consumo e/ou revenda. Itens destinados a industrialização não sofrerão a incidência da diferença de alíquota.

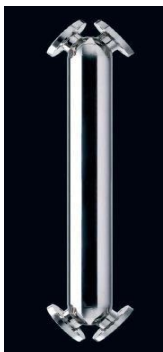
Valor do item com ICMS:	R\$ 498.932,32
Valor do IPI:	-
Valor da ST- Substituição Tributária:	-
Valor Total do Item com todos os Impostos:	R\$ 498.932,32

Trocador de Calor especial para Vapor/Água – de alto turndown -

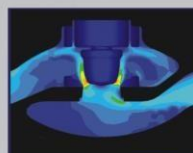
O trocador de calor S&C HAD-SXS é utilizado para uma transferência eficiente de calor em um projeto de dimensões muito compactas. A grande relação superfície/volume de tubos serpentinas permite a transferência rápida de calor, proporcionando uma resposta rápida no controle de temperatura e consequentemente homogeneidade no processo. Todas as partes em contato com os fluidos água/vapor são construídas em aço inoxidável. Como é possível notar no gráfico anterior, o Econoheat® consegue manter a temperatura do fluido de processo por um longo tempo otimizando o uso do vapor como meio de aquecimento, mesmo com oscilações de carga no processo, a temperatura se mantém estável proporcionando maior economia de energia térmica e e água.

Além disso, este trocador permite utilizar ao máximo a entalpia do vapor, por ser capaz de utilizar a entalpia do condensado, tornando-se mais econômico do que os trocadores convencionais.





Válvula de controle PID proporcional **SPIRA-TROL** 4-20 mA. Válvula de controle de temperatura que vem integrada ao EasiHeat Spirax Sarco.



Excelente performance de controle

- Projetada com software para análise dinâmica de fluidos e modernas técnicas de geração de protótipos para otimização do perfil de escoamento, característica de vazão e rangeabilidade.



Internos de longa durabilidade e manutenção rápida e fácil

- Maior área de passagem reduz a velocidade do fluxo, o que significa reduzir erosão do corpo.
- Requer apenas o ferramental padrão e dispensa chaves especiais.
- Montagem dos internos pela parte superior do corpo (Top-entry)
- Sede encaixada e fixada com retentor.

NOTA: Todos os itens iniciados com NCM 8481 terão incidência de substituição tributária quando destinados a consumo (ST/CONSUMO). Se os itens forem destinados a industrialização, não haverá incidência de substituição tributária

TOTAL DA COTAÇÃO:	R\$	498.932,32
ICMS INCLUSO:		12%
TOTAL DA ST:	R\$	-
TOTAL DO IPI:	R\$	-
TOTAL DA COTAÇÃO C/ TODOS IMP.:	R\$	498.932,32

DEVOLUÇÕES:

Devolução de produtos somente com PRÉVIA NEGOCIAÇÃO E AUTORIZAÇÃO DA SPIRAX SARCO que fornecerá ao cliente o NÚMERO DE AUTORIZAÇÃO que deverá constar em sua nota fiscal de devolução.

MULTA POR CANCELAMENTO DE PEDIDO:

Em caso de cancelamento do pedido, independente do motivo, o cliente arcará com multa de 30% a ser aplicável sobre o valor total dos produtos/equipamentos ou serviços cancelados, a qual será cobrada imediatamente pela Spirax Sarco mediante emissão de NOTA DE DÉBITO.

Os produtos posicionados nas classificações fiscais (NCM) 8481 (válvulas); 7314.14.00 (tela de filtro); 7314.19.00 (flange); 7318.15.00 (parafuso); 7318.16.00 (porca); 7318.21.00 (arruela), estão sujeitos à Substituição Tributária do ICMS (ICMS-ST) nas operações de revenda e consumo final quando vendidos para os Estados de Minas Gerais, Bahia; Pernambuco, Rio Grande do Sul, Maranhão, Sergipe, Goiás, Paraná, Santa Catarina, Espírito Santo, conforme Protocolo Acordo entre os Estados signatários. Desta forma, embora o os valores do ICMS-ST não estejam incluídos no valor desta cotação, estes serão incluídos no valor total da nota fiscal/duplicata.

Favor informar em até 3 (três) dias úteis, a contar do recebimento desta, sobre a existência de algum requisito regulamentar aplicável especificamente no seu ramo de atividade que a Spirax Sarco deva observar. Uma vez informado, a Spirax Sarco analisará se possui condições de cumprir todas as exigências requeridas, caso não, informará o cliente sobre a impossibilidade e os motivos impeditivos.

No prazo de entrega informado, não estão incluídos os processos especiais como, por exemplo: Pintura especial, teste de Líquido Penetrante (LP), Teste de Partícula Magnética (PM), Solda, ultra som, radiografia etc.

LIMITAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Caso os produtos e/ou serviços da SPIRAX não estejam em conformidade com o que foi acordado entre as partes, o cliente deverá notificar a SPIRAX para que esta prontamente possa reparar a desconformidade identificada sem custos adicionais, ou, a critério da SPIRAX, reembolsar a parcela eventualmente já paga pelo cliente.

Se nenhuma das alternativas indicadas acima for uma solução adequada para ressarcir os danos e as perdas sofridas, a responsabilidade total da SPIRAX e de seus empregados, diretores, administradores, agentes e subcontratados (doravante denominada partes relacionadas), perante o cliente, independentemente de os danos diretos sofridos terem como razão determinante descumprimento contratual, negligência, ou de a SPIRAX ser responsável em virtude das regras aplicáveis à responsabilidade civil, não excederá a 100% (cem por cento) do valor do pedido de compra emitido em decorrência desta proposta comercial.

Em nenhuma hipótese responderá a SPIRAX ou as partes relacionadas por danos indiretos, lucros cessantes, danos consequentes, tais como, mas não limitados: perda de produção; perda de faturamento etc.

CONDIÇÕES COMERCIAIS:

Pedido sujeito a análise de crédito

A) Prazo de Pagamento:

28 ddl a partir do faturamento.

B) Prazo de Entrega:

Conforme informado no item do produto.

OBS:

1. Caso solicitem desenho para aprovação o prazo de entrega contará a partir do recebimento dos documentos aprovados em nossa fábrica.

2. Para serviços adicionais, como ensaio, testes e inspeções devem ser considerados as informações do item **I (Inspeção e Teste)**, desta proposta.

No caso de equipamentos do tipo Estações Montadas ou Sistemas de Troca Térmica, o prazo de entrega informado no item trata-se do prazo de fabricação o qual esta condicionado a aprovação do projeto por parte do cliente, conforme o seguinte cronograma:

B.1) Quando aplicável ao fornecimento os desenhos e documentos para aprovação serão apresentados, até no máximo, 15 (Quinze) dias úteis após a confirmação formal do pedido de compra;

B.2) O cliente terá 05 (cinco) dias úteis para comentários/aprovação dos desenhos e documentos e a Spirax Sarco terá 05 (cinco) dias úteis para revisão e reenvio dos desenhos/documentos em caráter certificado final;

B.3) O atraso na aprovação dos desenhos e documentos sob a responsabilidade do cliente impactará na alteração do prazo de entrega contratual.

C) Condições de Entrega:

FOB Cotia SP

Aplicar nota (I) abaixo aos prazos de entrega caso tenham inspeção na fábrica

Prazo de entrega dos desenhos em até 30 dias da data de recebimento da ordem de compra.

O início do prazo de entrega ocorre após aceite da ordem de compra pela Spirax Sarco. O aceite ocorre em até 1 dia útil do recebimento da ordem de compra.

Após aceite da ordem de compra iniciam-se as fabricações das válvulas, com base nas folhas de dados enviadas pela Spirax Sarco, onde constam todas informações relevantes ao equipamento.

D) Impostos:

ICMS incluso 12% (as reduções de ICMS na base de cálculo já foram consideradas nos preços unitários).

IPI indicado para cada item.

OBS: Caso sua empresa possua algum benefício fiscal, favor informar a base legal.

Nos casos de alíquota de IPI 0% (zero por cento) reduzidas pelo Decreto 7542 e 7543/11 a validade do benefício será até o dia 31/12/2012, após esta data, a alíquota praticada será a vigente antes deste Decreto.

E) Validade da Proposta:

30 Dias

F) Embalagens:

Os preços incluem embalagens padrão Spirax Sarco, conforme procedimento interno, adequado para transporte rodoviário e/ ou armazenamento.

Os produtos Spirax Sarco são fornecidos em embalagens Padrão, sem custos adicionais, que visam a eficiência do manuseio dos produtos adquiridos. Elas são projetadas para a proteção máxima dos equipamentos desde nossa expedição até o local de uso.

Seleção de Embalagens apropriadas.

O produto a ser expedido é analisado e recebe a embalagem de papelão com resistência e dimensões compatíveis com o volume a ser embalado, para garantir a proteção total do equipamento e evitar danos ou deteriorização. Caso as dimensões e peso do volume ultrapassem as especificações da caixa de papelão, uma embalagem especial em madeira será confeccionada, sem custo adicional.

Embalagens especiais.

Os produtos Spirax Sarco podem ainda ser fornecidos em embalagens Especiais, de acordo com a necessidade de cada cliente, desde que informado no ato da negociação do pedido. Os custos adicionais referentes à embalagem especial serão adicionados em nossa confirmação de pedido, para posterior aceite do cliente quando aplicável.

G) Garantias:

A Spirax Sarco oferece integral garantia contra defeitos de materiais e/ ou de fabricação de seus produtos, desde que sejam instalados corretamente, operados dentro dos limites de suas capacidade e recebam manutenção e ou armazenamento adequados durante o seguinte período

Garantia de 12 meses, a contar da data de emissão da nota fiscal da fábrica ou distribuidor / revendedor.

A responsabilidade da Spirax Sarco se limita ao valor de seu fornecimento, não podendo ser responsabilizada por danos indiretos ou cessantes.

H) Certificados

Poderão ser fornecidos certificado de teste e / ou de materiais, caso sejam solicitados em seu pedido, conforme disponibilidade de cada produto.

1 - Certificado de CONFORMIDADE (EN 10204 2.1) ou QUALIDADE (EN 10204 2.2);

2 - Certificado de QUALIDADE COMPLETO ou de MATERIAIS (EN 10204 3.1)

I) Inspeção e Teste

Não está sendo considerado nenhum tipo de Inspeção nesta proposta, caso seja necessário deverá ser considerado:

1 - Valor a ser cobrado posteriormente de **R\$ 100,00** por hora de inspeção;

2 - Será acrescentado a quantidade de dias de inspeção ao prazo final de entrega.

Plano de Inspeção e Testes - Padrão Spirax Sarco

O plano de inspeção e teste (PIT) padrão da Spirax Sarco é composto das seguintes etapas: 1-INSPEÇÃO VISUAL, 2-INSPEÇÃO DIMENSIONAL, 3-TESTE HIDROSTÁTICO (*), 4-TESTE FUNCIONAL (*), 5-MARCAÇÃO E IDENTIFICAÇÃO, 6-CERTIFICADO (**), 7-PINTURA e 8-EMBALAGEM.

Nota: (*) Quando Aplicável, (**) Quando Solicitado.

Todas as inspeções e testes realizados serão conforme procedimento e normas aplicáveis, descrito em nosso PIT Padrão. Caso seja necessário solicite o plano de inspeção padrão Spirax Sarco

Conforme informado no ato da solicitação de cotação / especificação do produto, caso não tenha sido solicitado pintura especial, os produtos serão fornecidos com pintura PADRÃO da SPIRAX SARCO.

A pintura padrão Spirax Sarco será fornecida em tinta hidrossolúvel cor azul sem característica anticorrosiva e resistência a alta temperatura.

L) Aprovação Proposta

No caso de aprovação da proposta, o cliente deverá fazê-lo via fax ou e-mail, informado o número de nossa proposta,

número do pedido, prazo de pagamento, endereço de cobrança e nome do responsável pela aprovação de nossa proposta .

As folhas de dados devem também ser aprovadas formalmente. Ao confirmar o pedido, solicitamos que as mesmas sejam enviadas com

Assinadas com carimbo e assinatura pelo responsável técnico pela compra.

M) Forma de Reajuste

Preço fixo e irremovível

Tec. Aroldo Kruger

Eng. Aplicação / Vendas

Fone 41 8857 0584

aroldo.kruger@br.spiraxsarco.com

Tecg° Ciro Missau

Gerente de Negócios

Fone 41 3323 4444

ciro.missau@br.spiraxsarco.com

Companhia do Grupo Spirax-Sarco Engineering plc - Cheltenham – Inglaterra

Filiais : São Paulo - Rio de Janeiro - Belo Horizonte - Curitiba - Blumenau - Porto Alegre - Salvador – Recife - Centro Oeste - Belém

Since 188

ANEXO C



At. Sr. Anderson Frazão

XXX-XX

XXXXXX – XX

E-mail: XXX@XX-XX.XXX

Proposta nº **PRO-182363-1**

Blumenau, 24 de outubro 2016

Prezados Senhores:

Submetemos à vossa apreciação nossa proposta comercial para o fornecimento de equipamentos, conforme escopo de fornecimento e condições comerciais em anexo.

Permanecemos ao vosso dispor para quaisquer esclarecimentos que se fizerem necessários.

Atenciosamente,

Eng. Marcos Aurélio Kuchenbecker - Consultor Técnico / Fone: (47) 3144-5000

Fax: (47) 3144-5002 / mak@fiedler.com.br

Charles Romeu Heuer – Consultor Técnico / Celular: (47) 8425-5038

E-mail: crh@fiedler.com.br

ESCOPO DE FORNECIMENTO

**Sistema de Pressurização Hidro Fiedler-Grundfos,
modelo 5xCR64/5-2 A-F-A-E-200/250 T200-16, composto por:**

Item	Qtde	Descrição	Valor Unit.
1.0	01	<p>- (05) Bomba Centrífuga Vertical <i>in-line</i>, com câmara, rotor e camisa em aço inoxidável; selo mecânico: tipo cartucho; conexão: Flange DIN, com Motor Elétrico de potência 60 CV, 68 m³/h – tensão 3 x 380 VCA.</p> <p>- (01) Painel Elétrico de Acionamento e Controle com CLP dedicado que tem o objetivo de manter a Pressão Constante entre <u>130 e 150 mca</u> na tubulação de recalque, independente da variação da vazão, que pode chegar até <u>350m³/h</u> (painel fornecido à parte do <i>Skid</i>, sem cabeamento).</p> <p>- O CLP tem funções específicas de Bombeamento para não causar desequilíbrio na pressão de recalque, mesmo com variações amenas na pressão de sucção.</p> <p>- Acionamento por (01) Inversor de Frequência de potência 60 CV + Acionamento por <i>soft-starter</i> demais bombas.</p> <p>- Terá que realizar as seguintes funções: O Sistema deve se adaptar rapidamente as mudanças exigidas pelo processo, modulando todas as bombas conforme a necessidade de vazão do processo. A comutação das bombas é automática e depende da variação da vazão, tempo e avaria. Controle PI com parâmetros PI ajustáveis(Kp + Ti) Aproveitar a melhor eficiência das bombas de acordo com as variações de demanda do processo Seleção do intervalo mínimo entre arranque/parada, comutação automática e prioridade da Bomba. Função automática de teste da bomba de forma a evitar o bloqueio das bombas inativas. Possibilidade de recurso à bomba reserva Operação Manual Possibilidade de ajuste de set-point externo Funções de monitoramento das Bombas e do Sistema Proteção do Motor Registro de Alarmes com os 24 alarmes anteriores</p>	R\$ 578.000,00

MATRIZ: BLUMENAU - Rua São Paulo, 2655 - Itoupava Seca - 89030-000 - Blumenau - SC / Fone (47) 3144-5000 – Depto. Técnico: William
CGC: 78.255.916/0001-80 - Inscrição Estadual 251.054.063 - Site: www.fiedler.com.br - E-Mail: automacao@fiedler.com.br

FILIAIS: CAÇADOR - Fone (49) 3567-3614 - Fax 3567-3213 / CHAPECÓ - Fone (49) 3323-4006 Fax 3323-4001 / BRUSQUE - Fone (47) 3355-5553 Fax 3355-5559 / LONDRINA - Fone (43) 3321-5004 Fax 3321-5021 / FLORIANÓPOLIS - Fone (48) 3244-5657 Fax 3244-5473 / JOINVILLE - Fone (47) 3423-0222 Fax 3433-5690 / CRICIUMA - Fone (48) 3442-5006 Fax 3442-5009 / SÃO BENTO DO SUL - Fone (47) 3635-1580 - Fax 3635-1300 / SÃO PAULO - Fone (11) 6971-3961 - 6971-3907 / SÃO JOSÉ DOS PINHAIS – Fone (41) 3082-5036 Fax 3082-5037 / PORTO ALEGRE - Fone (51) 3365-0300 - Fax 3365-0301 / CAMPO GRANDE - Fone: (67) 3383-0052 - Fax: 3383-0053 / CUIABÁ – Fone (65) 3634-5011 Fax 3634-5012

		<p>Intertravamento por falta de água na sucção Intertravamento por excesso de temperatura no líquido de sucção Comunicação: padrão Ethernet Função Stop, parando automaticamente as bombas em caso de parada de consumo do processo, voltando a operar ao quando houver novo consumo.</p> <p>Interligação com os trocadores de calor.</p> <p>(01) Medidor de vazão Eletromagnético, indicação local, com carretel em aço carbono DN 10" FLG; (01) Transmissor de Pressão no recalque (1) Transmissor de Pressão para intertravamento por falta de água na sucção (2) Manômetros na sucção e recalque - Skid e Base Metálica em Aço Carbono - <i>Manifold</i> de sucção DN 10" e recalque DN 8" em aço carbono Sch 40 (conexões finais FLG ANSI 300 LBS) - Válvulas de Bloqueio e Retenção; - Tanque de expansão tipo diafragma, volume 200 litros, para 16 Bar (fornecido à parte do <i>skid</i>)</p> <p style="text-align: center;">NCM: 8413 7090 IPI: 0% ICMS: base reduzida</p>	
--	--	---	--

Item	Qtde	Descrição	Valor Unit.
2.0	01	<p><i>Start-up</i> do sistema ofertado.</p> <p>- Este valor contempla o acompanhamento e <i>start-up</i> dos sistemas por um técnico especializado no período de 5 dias (incluindo um sábado e domingo), incluindo deslocamento, alimentação e hospedagem.</p> <p>Obs.: nota fiscal de serviço</p>	R\$ 15.670,00

Valor total equipamento: R\$ 578.000,00
Valor *start-up*: R\$ 15.670,00
Valor total com *start-up*: R\$ 593.670,00

CONDIÇÕES COMERCIAIS

1. **Preços:** Os preços acima indicados estão expressos em R\$ (Reais) supondo posto no local de entrega abaixo informado.
 2. **Prazo de entrega:** Até 15/17 semanas contadas a partir do recebimento do pedido de compra.
 3. **Condições de pagamento:** 28 dias após faturamento.
 - 3.1. Condição de pagamento item 2.0 (*start-up*): 30 dias após execução do serviço.
 4. **Reajuste dos preços:** Em havendo mudanças nas circunstâncias econômicas conjunturais e que alterem o equilíbrio financeiro e econômico do orçamento, este será revisto de modo a restaurar, com isonomia para ambas as partes, as condições iniciais vigentes.
 5. **Validade da Proposta:** Esta proposta é válida por 5 (cinco) dias a partir da presente data.
 6. **Impostos:** inclusos, exceto IPI.
 7. **Local de entrega:** FOB – Blumenau.
 8. **Responsabilidades:** Fica expressamente excluída qualquer responsabilidade do fornecedor por perdas e danos indiretos e/ou lucros cessantes que possam ser causados ao comprador ou a terceiros pelo fornecimento, limitando-se sua responsabilidade única e exclusivamente ao reparo do referido fornecimento. As responsabilidades do fornecedor sobre penalidades eventualmente aplicadas, bem como sobre outras quaisquer reivindicações decorrentes de danos diretos, estão limitadas a 10% (dez por cento) do valor da parcela do fornecimento que der causa.
 9. **Start-Up:** Os serviços de *start-up* serão executados durante o horário comercial, ou seja, das 8:00 às 18:00 horas de segunda a quinta-feira e das 8:00 às 16:00 horas de sexta-feira. Caso o mesmo tenha que ser realizado fora deste horário, ou seja, finais de semana e feriados, o valor de *start-up* deverá ser revisado levando em consideração ao exposto na Legislação Trabalhista.
- OBS.: o agendamento deve ocorrer com, no mínimo, 15 dias de antecedência.**

10. Garantia: A garantia cobre o equipamento, peça, material ou serviços fornecidos pela Fiedler contra defeitos comprovadamente de responsabilidade da Fiedler. A nossa obrigação no que se refere à citada garantia se limitará a reparação ou substituição, a critério da Fiedler, de qualquer peça que, devidamente instalada e com uso, conservação e proteção normais e adequadas, apresentar defeitos de fabricação e/ou de mão de obra, dentro do período de 12 (doze) meses de operação ou 18 (dezoito) meses, contado a partir da emissão da nota fiscal, valendo a condição que primeiro ocorrer.

Caso seja constatada a utilização de peças não originais, inadequadas, desgastadas ou impróprias, no equipamento fornecido, fica automaticamente cancelada a garantia.

A garantia não se aplica a material que, pela sua própria natureza, tenha uma vida útil, em condições normais, inferior aos períodos mencionados.

O equipamento não poderá ser desmontado, sob qualquer pretexto, sem autorização da Fiedler, enquanto estiver no prazo de garantia, visto que tal ação implicará na perda automática desta.