

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO PROFISSIONAL

Gessen Souza Teixeira

ESTUDO SOBRE OPORTUNIDADES DE RECUPERAÇÃO DE CALOR EM
UMA INDÚSTRIA FRIGORÍFICA PARA SUBSTITUIÇÃO DE UMA
CALDEIRA GERADORA DE VAPOR POR UM AQUECEDOR DE ÁGUA

Caxias do Sul
2017

Gessen Souza Teixeira

**ESTUDO SOBRE OPORTUNIDADES DE RECUPERAÇÃO DE CALOR EM
UMA INDÚSTRIA FRIGORÍFICA PARA SUBSTITUIÇÃO DE UMA
CALDEIRA GERADORA DE VAPOR POR UM AQUECEDOR DE ÁGUA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini.

**Caxias do Sul
2017**

T266e Teixeira, Gessen Souza

Estudo sobre oportunidades de recuperação de calor em uma indústria frigorífica para substituição de uma caldeira geradora de vapor por um aquecedor de água / Gessen Souza Teixeira. – 2017.
110 f.

Dissertação (Mestrado) - Universidade de Caxias do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.

Orientação: Carlos Roberto Altafini.

1. Abatedouro de aves. 2. Aproveitamento de energia. 3. Eficiência energética. I. Altafini, Carlos Roberto, orient. II. Título.

Elaborado pelo Sistema de Geração Automática da UCS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Estudo sobre oportunidades de recuperação de calor em uma indústria frigorífica para substituição de uma caldeira geradora de vapor por um aquecedor de água

Gessen Souza Teixeira

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, Área de Concentração: Projeto e Fabricação.

Caxias do Sul, 14 de junho de 2017.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini (orientador)
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Ademar Michels
Universidade Federal de Santa Maria

Prof. Dr. Alexandre Fassini Michels
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Joanir Luís Kalnin
Universidade de Caxias do Sul

*A meu pai, Cely Pereira Teixeira, que de onde
estiver, tenho certeza, está orgulhoso de mim.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, por permitir que eu ainda esteja por aqui, lutando por aquilo que acredito, e obtendo grandes realizações.

À minha esposa Francieli, que esteve sempre junto comigo nesta caminhada, e que acompanhou de perto as duras jornadas de deslocamento até Caxias, e soube ser compreensiva nos momentos em que tive de abdicar do tempo em poderíamos estar juntos, em prol deste trabalho.

Aos meus educadores desde sempre, minha família, na figura de minhas irmãs Giane e Janaina, e minha mãe Zulma, que sempre estiveram ao meu lado e mesmo de longe, me apoiando e me incentivando em todos os caminhos que escolhi.

Ao meu colega de trabalho, engenheiro Douglas Grando, pela troca de ideias, sempre que tive alguma dúvida em relação a este projeto;

Ao orientador Carlos Roberto Altafini por não desistir de suas convicções e insistir pela perfeição no trabalho. Suas recomendações foram fundamentais para o êxito desta dissertação.

Ao Professor Joanir Luís Kalnin pelas orientações e palavras de incentivo e por aceitar estar junto na construção deste trabalho.

A Leomar Viecili, e Marcos Antonio Pedot, pela recomendação ao mestrado e pela compreensão pelas vezes que tive que sair mais cedo do trabalho em função das aulas do mestrado.

A empresa BRF S.A., unidade de Serafina Corrêa, RS, por oportunizar e investir neste projeto.

RESUMO

Dentre as constantes alterações climáticas que vem ocorrendo ao longo dos tempos, seguramente a que mais preocupa o homem é alteração da temperatura ambiente, provocada principalmente pelo aumento demasiado do consumo de combustíveis fósseis e o desmatamento de florestas nativas, que no Brasil é bastante evidente. Estas práticas influenciam o regime de chuvas e comprometem diretamente a qualidade de vida na Terra. Apesar da água ser fundamental para a manutenção da vida do ser humano, no Brasil, a falta dela causa uma preocupação ainda maior, que é a diminuição da oferta de energia elétrica, uma vez que 70% da geração deste tipo de energia provêm de hidrelétricas. Daí a preocupação cada vez maior em buscar processos mais eficientes do ponto de vista de consumo de energia elétrica. Dentro deste contexto, o objetivo geral deste trabalho foi evidenciar a possibilidade de ganhos energéticos através da recuperação de energia no ambiente industrial. O trabalho foi realizado em um frigorífico abatedouro de frangos de uma grande empresa de alimentos, que consome em seus processos uma quantidade de energia muito alta e em várias formas. Dos energéticos utilizados neste tipo de indústria, tem-se vapor como um dos insumos mais importantes, sendo gerado em grandes quantidades. Embora, no processo analisado não haja a necessidade de vapor em nenhuma das etapas de beneficiamento do produto final. Neste trabalho é mostrado como o vapor é utilizado no frigorífico estudado, qual a sua finalidade e por que há atualmente, uma dependência tão forte deste recurso. São apresentadas alternativas que foram encontradas para substituição completa deste insumo energético. O trabalho mostrou as alternativas de recuperação de energia e o impulso positivo gerado para obtenção do objetivo principal. Um aquecedor de água utilizando combustível misto (cavaco de madeira misturado a uma porção de 10% em massa de lodo centrifugado de estação de tratamento de efluente da empresa) é proposto, sendo identificado um retorno dos investimentos previstos em 3 anos e 7 meses a uma taxa de financiamento de 14% ao ano. O projeto garantiu o abastecimento de água quente sem a utilização de vapor, a um custo menor, e ainda obteve ganhos ambientais relevantes, que foi a redução de 23,7% no consumo de biomassa, e a utilização no aquecedor de 60 toneladas por mês de material rejeitado do processo industrial.

Palavras-chave: Abatedouro de aves, Aproveitamento de Energia, Eficiência Energética.

ABSTRACT

From among the constants climatic changes that has been occurring throughout the ages, undoubtedly the what worries man is temperature variation, caused mainly by the increase far too consumption of fossil fuels and deforestation of native forests, which in Brazil is quite evident. These practices influence the rainfall and directly affect the quality of life on Earth. Although water is essential for the maintenance of human life, in Brazil, the lack of water brings an even greater concern, which is the reduction of electricity supply, because 70% of the generation this type of energy are derived from hydropower. Hence, the growing concern in seeking more efficient processes from the point of sight of energy consumption. In this context, the objective of this work is to demonstrate the possibility energy saving through energy recovery in the industry. The study was conducted in a poultry slaughterhouse of a large food company that uses in its processes a very high amount of energy and in various forms. The energetic used in this type of industry, it has been steam as a major input, being generated in large quantities. Although, the analyzed process there is no need to steam in any of the manufacture steps of the final product. In this work it is shown as the steam is used in the slaughterhouse studied, for what purpose and why there is currently so strong dependence on this resource. Presented are alternatives that have been found for complete replacement of this energy input. The work showed the alternatives of energy recovery and the positive impulse generated to obtain the main objective. A water heater using mixed fuel (wood chip mixed with a 10% by mass portion of dried sludge from the company's effluent treatment plant) is proposed, with a return on investment of 3 years and 7 months at a financing rate of 14% per year. The project guaranteed the supply of hot water without the use of steam, at a lower cost, and also obtained significant environmental gains, which was the reduction of 23.7% in biomass consumption, and the use in the heater of 60 tons of material rejected from the industrial process.

Key words: Poultry slaughterhouse, Energy Exploitation, Energy Efficiency.

LISTA DE SIGLAS

UNIDO	<i>United Nations Industrial Development Organization</i>
PIB	Produto Interno Bruto
SIF	Serviço de Inspeção Federal
NR	Norma Regulamentadora
CAQ	Central de Água Quente
TPA	Tonelada de Produto Acabado
TR	Tonelada de Refrigeração
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
TIR	Taxa Interna de Retorno
MTIR	Taxa Interna de Retorno Modificada
VPL	Valor Presente Líquido
RPM	Rotações por Minuto

LISTA DE SIMBOLOS

A_{sup}	Área superficial externa do tanque [m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg·K]
c_{pa}	Calor específico da água [kJ/kg·K]
ΔT	Diferencial de temperatura [°C]
F_{1-2}	fator de forma da superfície irradiante [adimensional]
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² K]
h_l	Entalpia de vaporização [kJ/kg]
h_v	Entalpia de vapor saturado [kJ/kg]
\dot{m}_a	Fluxo de massa de água [kg/s]
\dot{m}_{aq}	Fluxo de massa de água quente [kg/s].
\dot{m}_p	Fluxo de massa de água para fornecimento ao processo produtivo [kg/s]
m_t	Massa total de água [kg]
\dot{m}_v	Consumo médio de vapor [kg/s]
n	Rotação [RPM]
P	Potência [kW]
q	Carga térmica [kW]
q_{conv}	Perdas de calor por convecção [W]
q_{rad}	Perdas de calor por radiação [W]
t	Tempo necessário para o aquecimento inicial [min]
T_f	Temperatura final da água [°C]
T_i	Temperatura inicial da água [°C]
T_{sup}	Temperatura superficial do tanque [K]
T_{viz}	Temperatura das superfícies vizinhas [K]
T_∞	Temperatura do ar adjacente ao tanque [K]
ε	Emissividade da superfície [adimensional]
ρ	Massa específica da água [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [5,67 x 10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴]
\dot{V}	Vazão volumétrica [m ³ /s]

SUMÁRIO

RESUMO	vi
ABSTRACT	vii
LISTA DE SIGLAS	viii
LISTA DE SIMBOLOS	ix
1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Contextualização	15
1.2 Motivação	17
1.3 Objetivo geral	17
1.4 Objetivos específicos	18
1.5 Estrutura do trabalho	18
2. REFERENCIAL TEÓRICO	19
2.1 Abate e processamento de frangos	19
2.1.1 Frigorífico de Aves	19
2.1.1.1 Recepção e abate	19
2.1.1.2 Atordoamento	20
2.1.1.3 Sangria	20
2.1.1.4 Escaldagem e depenagem	20
2.1.1.5 Evisceração	21
2.1.1.6 Resfriamento de Carcaças (<i>Chiller</i>)	21
2.1.1.7 Salas de cortes	21
2.1.1.8 Embalagem e estocagem	22
2.2 Transferência de calor	22
2.3 Geradores de vapor	22
2.4 Consumo de vapor	23
2.5 Central de água quente (CAQ)	24

2.5.1	Água para esterilização de facas e outros instrumentos.....	24
2.5.2	Água para lavar mãos e botas.....	24
2.5.3	Água para higienização (limpeza).....	25
2.5.4	Água para depenagem da ave.....	25
2.5.5	Água para escaldagem dos pés da ave	26
2.6	Métodos de aquecimento de água em frigoríficos de aves	26
2.6.1	Injeção em tanques abertos ou fechados (<i>boilers</i>)	26
2.6.2	Perdas de calor por radiação e convecção natural do tanque	27
2.6.3	Trocadores de calor vapor-água.....	28
2.7	Geração de calor em compressores	29
2.8	Eficiência energética na indústria frigorífica	30
2.9	Análise de investimentos	32
2.9.1	Método do período de retorno descontado.....	33
2.9.2	Taxa interna de retorno	33
2.9.3	Taxa interna de retorno modificada	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS	37
3.1	Abatedouro e aves	37
3.2	Setores de utilidades.....	39
3.2.1	Água.....	39
3.2.2	Energia elétrica.....	39
3.2.3	Geração e distribuição de frio	39
3.2.4	Geração e distribuição de água quente.....	40
3.2.5	Geração de ar comprimido	41
3.2.6	Central de higienização	42
3.3	Medições	43
3.3.1	Medição de vazão.....	44
3.3.2	Incerteza de medidas	47

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	49
4.1 Medições de consumo	49
4.1.1 Consumo de vapor no tanque de escaldagem	49
4.1.3 Consumo de vapor nas depenadeiras	54
4.1.4 Consumo de vapor durante a higienização	56
4.2 Aproveitamento de energia (fase inicial do projeto).....	57
4.2.1 Recuperação de energia em compressores de ar comprimido	58
4.2.2 Recuperação de energia nos compressores de amônia.....	60
4.2.2.1 Análise de energia disponível no óleo	61
4.2.2.2 Análise térmica dos trocadores de calor.....	61
4.2.2.3 Dessuperaquecedor	63
4.2.2.4 Análise do termoacumulador	64
4.2.3 Análise da utilização no processo	67
4.2.3.1 Tanque de escaldagem	67
4.2.3.2 <i>Chiller</i> de pés	68
4.2.3.3 Depenadeiras	68
4.2.3.4 Higienização.....	68
4.3 Economia gerada na primeira fase	69
4.4 Análise financeira da primeira fase.....	70
4.4.1 Orçamento	70
4.4.2 Taxa interna de retorno modificada (MTIR).....	70
4.5 Implantação do aquecedor de água (segunda fase do projeto).....	71
4.5.1 Condicionantes da implantação do aquecedor de água.....	71
4.5.2 Aquecedor de água.....	73
4.5.3 Tanque de armazenamento de água quente.....	74
4.5.4 Válvulas misturadoras	75
4.5.5 Economia gerada devido à utilização de cavaco.....	77

4.5.6 Análise financeira da implantação do aquecedor.....	77
4.5.6.1 Orçamento.....	77
4.5.6.2 Taxa interna de retorno modificada (MTIR).....	78
4.6 Uso de combustível misto.....	78
4.6.1 Lodo frigorífico.....	78
4.6.2 Processamento do lodo frigorífico.....	79
4.7 Queima de lodo no aquecedor.....	79
4.7.1 Economia gerada com a queima do lodo.....	80
4.7.2 Análise financeira com a utilização do lodo.....	80
5 CONCLUSÕES.....	82
REFERÊNCIAS.....	84
APÊNDICES.....	89
Apêndice I – Cálculo da incerteza expandida para a determinação da vazão de água no <i>chiller</i> de pés de depenadeiras.....	89
Apêndice II – Valores de consumo de vapor antes e depois dos sistemas de recuperação de energia.....	90
Apêndice III – Valores de vazão de água quente recuperada na entrada dos termoacumuladores.....	91
Apêndice IV – Determinação do poder calorífico inferior segundo equação de Mendeleev.....	92
ANEXOS.....	93
Anexo I - Certificado de calibração do hidrômetro digital <i>Burkert</i>	93
Anexo II – Especificações do medidor de vazão ultrassônico.....	94
Anexo III – Especificações do medidor de espessura.....	95
Anexo IV – Certificado de calibração do paquímetro digital.....	97
Anexo V – Dimensões de um dos trocadores de calor utilizado no sistema de recuperação de energia do óleo dos compressores de amônia.....	99
Anexo VI – Análise de Biomassa (cavaco).....	100

Anexo VII – Dados de projeto do aquecedor e periféricos	102
Anexo VIII– Dados de desempenho e eficiência do aquecedor de água	104
Anexo IX – Equipamentos utilizados na automação para alimentação de água quente nos pontos de consumo.....	105
Anexo X – Análise do lodo de tratamento de efluente.	108
Anexo XI – Resumo de relatório referente a queima de lodo em caldeira geradora de vapor.	110

1 INTRODUÇÃO

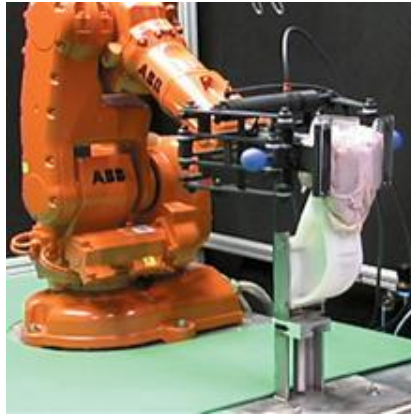
1.1 Contextualização

Apesar da produção industrial estar desacelerada nos últimos anos, de acordo com o relatório trimestral da UNIDO (*United Nations Industrial Development Organization*) de março 2015, o setor alimentício vem ao longo dos anos superando as crises e se reinventando, principalmente o setor frigorífico. O destaque está para a indústria avícola, que no Brasil cresce a uma taxa de 4,22% ao ano, segundo dados do ministério da agricultura, em decorrência dos avanços tecnológicos que levaram, entre outras melhorias, a redução da conversão alimentar (quilogramas de ração necessários para produzir 1 kg de frango), da mortalidade e da idade de abate (CIAS – EMBRAPA, 2010). A avicultura emprega no país mais de 3,6 milhões de pessoas, direta e indiretamente, e responde por quase 1,5% do Produto Interno Bruto (PIB) nacional (UBABEF,2011). A evolução tecnológica que este setor vem experimentando deve-se, no entanto ao aumento do consumo da carne de frango brasileira no mundo, que fez com que o Brasil saltasse de sexto colocado na produção mundial em 1975 (3,3%), para segundo lugar em 2015, respondendo por 14,9%, ficando atrás apenas de Estados Unidos (ABPA,2016).

Além do campo, os avanços tecnológicos também estão presentes dentro das indústrias. A automatização surge para atender a esta alta demanda, e devido a fatores sociais como a gradual escassez de mão de obra disposta a trabalhar em frigoríficos; a busca por empregos que exijam menos esforço físico dos funcionários e os crescentes custos sociais (PIPER, 2015).

Os frigoríficos que antes eram vistos como indústrias unicamente de produção manual, hoje são fábricas sofisticadas com automação avançada inclusive com uso da robótica. O *Georgia Tech Research Institute*, nos Estados Unidos, pesquisa e desenvolve sistemas robóticos para uso nas indústrias de processamento de frangos que tentam simular a precisão humana (figura 1.1). No Brasil os avanços são mais modestos, porém, com grande nível de automação já implantado (importadas de países da Europa e Japão, principalmente), como é o caso das linhas de evisceração, linhas de cortes e desossa automática de coxas (figura 1.2), atividade esta que já foi uma das maiores causadoras de lesões por esforços repetitivos (BARTH, 2008).

Figura 1.1 - Robô para manipulação de carcaças de frango



Fonte: McMurray, 2015

Figura 1.2 - Máquina desossadora de coxa e sobrecoxa de frango



Fonte: Mayekawa, 2016

Evidentemente que a implantação de tecnologia demanda maior gasto com energia bem como todos os outros recursos necessários a uma planta frigorífica.

Uma vez que não se pode barrar o avanço tecnológico, o desafio destas indústrias agora está em continuar se modernizando, porém, reduzindo o consumo de energia, ou pelo menos que o maior gasto não seja na mesma proporção das modernizações implantadas.

Contudo, para viabilizar o processo de abate e processamento de aves, é necessária uma grande quantidade de energia para as mais diversas finalidades dentro de todo o parque industrial. O setor de utilidades, responsável por esta tarefa, deve não só garantir a continuidade do processo, bem como exigências de clientes e do Ministério da Agricultura através do SIF local (Serviço de Inspeção Federal).

É neste contexto que surge um termo cada vez mais forte neste segmento industrial, a eficiência energética.

Os recursos mais utilizados em um abatedouro de aves são: a energia elétrica, como força motriz para os mais diversos equipamentos e sistema de refrigeração; a água, que neste caso possui quantidade mínima normalizada por número de frangos abatidos; e o vapor, utilizado para geração de água quente, que é utilizada em grandes quantidades a diferentes temperaturas, para diversas finalidades como limpeza de pisos e máquinas, higienização das mãos e luvas e esterilização de facas.

Dos três recursos citados, energia elétrica, água e vapor, o primeiro é o que vem experimentando mais avanços dentro dos frigoríficos, com o uso de motores de alto rendimento, inversores de frequência que modulam o funcionamento de equipamentos conforme a demanda, entre outros melhoramentos. Já a água, que está limitada a um valor mínimo definido pelo órgão fiscalizador, não há muito a fazer, a não ser evitar o desperdício. No que se refere ao vapor, este sim há uma grande lacuna a ser trabalhada com projetos que diminuam ou até eliminem o seu uso, uma vez que geralmente se precisa em uma planta frigorífica é do calor por ele gerado, para aquecimento de água ou outras aplicações, e não do vapor propriamente dito, a temperaturas acima de 100 °C.

1.2 Motivação

O gerador de vapor, a caldeira, por mais que tenha sido fabricada de acordo com as normas técnicas específicas, operada e inspecionada regularmente de acordo com a norma regulamentadora NR-13, dispor deste tipo de equipamento é sempre um risco permanente a ser administrado e que nunca pode ser negligenciado em hipótese alguma. O aproveitamento de energia aliado a uso de um aquecedor adicional tem por objetivo produzir água quente nas mesmas quantidades e temperaturas sem o risco da operação com equipamento sob pressão.

1.3 Objetivo geral

O presente trabalho tem por objetivo geral a análise de uma planta frigorífica, do ponto de vista da geração e distribuição de vapor, com ênfase em recuperação de energia, visando a eficiência energética. Sendo assim, a finalidade principal deste trabalho é buscar formas de garantir o abastecimento de água quente, utilizada principalmente para higienização, escalda e depenagem de frangos, sem o uso de vapor, ou seja, eliminando a caldeira.

1.4 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram necessários:

- a) analisar os equipamentos de uma planta frigorífica de abate de frangos onde existam possibilidades de implantar e/ou alterar sistemas de resfriamento com o objetivo de se obter aproveitamento de calor rejeitado para o aquecimento de água;
- b) definir os equipamentos de recuperação de calor e sistemas de armazenamento de água quente (termoacumuladores), bem como identificar algum insumo/resíduo na planta para que se possa utilizar como fonte energética;
- c) desenvolver sistema de aquecimento para o volume de água adicional necessário para que, somados a quantidade de água quente produzida através da recuperação de calor, seja viável a eliminação do uso de caldeira geradora de vapor na planta frigorífica;
- d) analisar economicamente as melhorias propostas neste trabalho.

1.5 Estrutura do trabalho

No capítulo 2 é apresentado o referencial teórico, contendo todas as etapas de um frigorífico de aves, métodos de transferência de calor e aquecimento de água neste tipo de indústria. Ao final do capítulo serão referenciados alguns trabalhos que trataram do tema eficiência energética na indústria frigorífica.

No capítulo 3 são mostrados os materiais e métodos do trabalho, começando pela caracterização do frigorífico estudado, e por fim apresentando os aparelhos e métodos de medição que foram utilizados para a obtenção dos dados de estudo.

Já no capítulo 4, são mostrados os resultados obtidos, começando com a medição de consumo de água quente nos equipamentos e terminando com a análise da energia recuperada nos trocadores de calor instalados para esta finalidade. Também são apresentadas as economias geradas na primeira e segunda fase do trabalho, bem como as análises financeiras.

Por fim, no capítulo 5, são apresentadas as conclusões obtidas deste trabalho.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são mostradas as etapas do processo produtivo de um frigorífico de aves, desde a recepção e abate até a expedição do produto acabado, incluindo as variáveis condicionantes de cada setor de acordo com a legislação específica. Com o propósito de ilustrar o aporte necessário ao funcionamento deste segmento industrial, são abordados conceitos relacionados ao processo de transferência de calor. Ainda é dada ênfase a dois tipos de equipamentos que são utilizados na indústria para efetivamente possibilitar a troca térmica, objeto de análise neste trabalho, e que são os trocadores de calor e os geradores de vapor. Dentro deste mesmo conceito são mostrados os métodos usuais de aquecimento de água na indústria frigorífica.

Por fim são apresentados tópicos de aproveitamento de energia e eficiência energética na indústria frigorífica, tendo como base trabalhos já publicados sobre o tema.

2.1 Abate e processamento de frangos

Neste tópico são mostradas todas as etapas de um frigorífico de aves com produção totalmente de cortes, ou seja, são produzidas como produto final as partes do frango (coxa, peito, asa, etc.) e não o frango inteiro. É utilizado este tipo de abordagem a fim de que a apresentação deste tipo de indústria fique mais completa, uma vez que nos frigoríficos onde o produto final é somente o frango inteiro, o processo é mais simples, e algumas das partes que aqui são apresentadas não aparecem naquele tipo de indústria.

2.1.1 Frigorífico de Aves

O processo industrial inicia-se pela recepção de aves vivas e segue pelos demais setores num fluxo contínuo e ordenado. Neste tipo de processo são necessárias mais máquinas e mais funcionários no processo, em comparação com unidades que produzem como produto final a ave inteira.

2.1.1.1 Recepção e abate

Pela recepção de aves chega a matéria prima ainda viva, transportada em caminhões adequados, com gaiolas plásticas para melhor movimentação e acondicionamento das aves. Os

caminhões com as aves são mantidos sob galpões ventilados enquanto aguardam o descarregamento. Conforme são retirados das caixas, os frangos são pendurados pelas pernas em um transportador aéreo denominado nórea, dando início ao abate. Logo em seguida as gaiolas são lavadas e recarregadas nos caminhões.

Os frangos seguem então até a área de insensibilização e sangria, e em seguida para o túnel de gotejamento (BERAQUET, 1994).

2.1.1.2 Atordoamento

As aves são presas pelos pés no transportador aéreo para o atordoamento, que consiste na aplicação de choque elétrico (70 V) na região da cabeça, que imobiliza a ave e facilita o relaxamento muscular, permitindo a extração de maior quantidade de sangue (BASSOI, 1994). A insensibilização acontece no momento em que a ave passa por uma calha com água suficiente para cobrir a cabeça do frango, conhecida como “cuba de choque”.

2.1.1.3 Sangria

As aves são sangradas através do seccionamento da veia jugular, e passam por um túnel onde o sangue é captado e conduzido a recipientes coletores. O sangue recuperado é encaminhado a fábrica de farinhas, prática bastante comum nos abatedouros (BASSOI, 1994).

2.1.1.4 Escaldagem e depenagem

Logo após sair do túnel de gotejamento os frangos entram no setor de escaldagem e depenagem.

Neste setor os frangos passam por um tanque de água quente geralmente à temperatura entre 54 e 62 °C, podendo ser maior conforme a velocidade da linha de abate, e ficam submersos por um tempo aproximado de 1 min para que ocorra um afrouxamento das penas antes das depenadeiras, que agem sobre os frangos usando sequências de dedos de borracha, os quais girando à alta rotação removem as penas (SPIRAX SARCO, 2007).

As penas extraídas pelas depenadeiras são conduzidas pela rede de esgoto, juntamente com água, até o depósito de subprodutos.

Os frangos saem das depenadeiras totalmente limpos, então são cortados os pés e rependurados automaticamente em outra nórea para na sequência ser feito o trabalho de evisceração.

2.1.1.5 Evisceração

Após passar pelo setor de escaldagem e depenagem, os frangos seguem por uma série de equipamentos, os quais se destinam a retirar todas as vísceras e os miúdos.

Todos os frangos passam pela Inspeção Federal (órgão fiscalizador do Ministério da Agricultura) e caso apresentem alguma anomalia, são condenados.

Todos os miúdos, coração, moela e fígado são separados manualmente, onde recebem processos de limpeza distintos, e então, são todos bombeados para serem embalados e congelados.

As vísceras seguem através das tubulações de esgoto e vão até o depósito de subprodutos, onde posteriormente serão encaminhados para a fábrica de farinhas e gorduras onde receberão o cozimento para então serem processados em farinha para utilização em ração animal.

O frango limpo tem seu pescoço e cabeça cortados e recebem um jato de água para lavagem final (BERAQUET, 1994).

2.1.1.6 Resfriamento de Carcaças (*Chiller*)

O *chiller* nada mais é do que um grande tanque aberto com água gelada, onde em seu interior possui um eixo em forma de helicóide que faz com que as carcaças de frango sejam conduzidas do início ao fim do tanque por um tempo predeterminado. O frango fica submerso em água gelada por um tempo de uma hora e vinte minutos aproximadamente.

O objetivo deste processo, além do resfriamento das carcaças, é eliminar micróbios ou bactérias que ocasionalmente tenham permanecido no frango durante os processos anteriores.

O frango sai do *chiller* e é rependurado em outro transportador aéreo, e segue para a sala de cortes onde serão feitos os cortes das partes (KLASSEN, 2008).

2.1.1.7 Salas de cortes

Os frangos que chegam do *chiller* recebem o processo de corte e desossa de forma automática ou totalmente manual. Os cortes de peito, coxas, asas, filezinho, e demais cortes,

são separados, pesados, colocados em bacias e transferidos para outros setores por meio de esteiras e dali diretamente para o setor de embalagem (BALDANI, 1994).

2.1.1.8 Embalagem e estocagem

Os produtos oriundos das salas de corte seguem para a embalagem, onde são carimbados e encaixados em palets facilitando a estocagem nas câmaras frias.

Logo após serem paletizados, os palets são transportados para as câmaras frias onde são congelados e permanecem estocados até a data estabelecida para o carregamento e expedição.

2.2 Transferência de calor

Incropera, et al. (2008) afirmam que sempre que existir uma diferença de temperatura em um meio ou entre meios diferentes, ocorre transferência de calor (é a energia térmica em trânsito).

Dossat (1980) diz que o calor é uma forma de energia. Isto resulta pelo fato de que o calor pode ser convertido em qualquer outra das formas de energia e que outras formas de energia podem ser convertidas em calor. Termodinamicamente, o calor é definido como energia em trânsito de um corpo para outro como resultado de uma diferença de temperatura entre dois corpos. Toda outra transmissão de energia ocorre como trabalho.

Para os engenheiros, os Princípios da Termodinâmica e de outras Ciências da Engenharia, como Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor e Massa, são essenciais para analisar e projetar artefatos objetivando atender as necessidades humanas. Um projeto de engenharia é uma tomada de decisão em que princípios extraídos da Engenharia e de outros campos, como Economia e Matemática, são aplicados, usualmente de uma forma interativa, de modo a planejar um sistema, um componente de um sistema ou um processo (MORAN & SHAPIRO, 2002).

2.3 Geradores de vapor

Atualmente, devido a todos os aperfeiçoamentos e intensificação da produção industrial, os geradores de vapor fornecem o insumo indispensável a muitas atividades, não só para movimentar máquinas, mas também para limpeza, esterilização, aquecimento e participação direta no processo produtivo. Além da indústria, outras empresas utilizam cada vez mais vapor gerado pelas caldeiras, como restaurantes, hotéis, hospitais e frigoríficos.

O mais importante gerador de vapor é a caldeira, que segundo define a Norma Regulamentadora nº13 - NR13, são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia, projetados conforme códigos pertinentes, excetuando-se refervedores e similares. A caldeira é constituída por diversos equipamentos integrados para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível e maior segurança. Esta definição abrange todos os tipos de caldeiras, sejam as que vaporizam água, mercúrio ou outros fluidos e que utilizam qualquer tipo de energia: térmica (seja convencional, como combustíveis, seja não convencional, como energia nuclear ou solar) ou, mesmo, elétrica (ELETROBRAS, 2005).

2.4 Consumo de vapor

De acordo com Spirax Sarco, 2010, pode-se estimar o consumo de vapor para aquecimento da água em tanque, utilizando injeção direta de vapor, considera-se o volume total de água fria no tanque (enchimento inicial), o tempo necessário para o aquecimento [min] e massa total de fluido no tanque [kg], conforme equação 2.1.

$$\dot{m}_v = \frac{m_t \cdot c_p \cdot (T_f - T_i)}{h_v \cdot t} \quad (2.1)$$

sendo \dot{m}_v o consumo médio de vapor [kg/s], m_t a massa total de água no tanque [kg], c_p o calor específico da água [kJ/kg°C], T_f a temperatura final da água [°C], T_i a temperatura inicial da água [°C], h_v a entalpia de vapor saturado [kJ/kg], e t o tempo necessário para o aquecimento inicial [min].

Para o consumo de vapor com injeção direta, considerando a renovação constante de água, o consumo de vapor pode ser calculado pela equação 2.2,

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{ren} \cdot c_p \cdot (T_f - T_i)}{h_v} \quad (2.2)$$

sendo \dot{m}_{ren} o consumo médio de vapor [kg/s].

Ainda conforme Spirax Sarco, 2010, pode-se estimar o consumo de vapor em trocador de calor desde que se tenha a vazão de água quente consumida, utilizando a equação 2.3.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{aq} \cdot c_p \cdot (T_f - T_i)}{h_{lv}} \quad (2.3)$$

sendo h_{lv} a entalpia de evaporação [kJ/kg], e \dot{m}_{aq} é o consumo de água quente [kg/s].

2.5 Central de água quente (CAQ)

Em todo o frigorífico há uma necessidade de grande quantidade de água quente a diferentes temperaturas, para diversas finalidades como limpeza de pisos e máquinas, higienização de mãos e luvas e esterilização de facas, como já foi mencionado anteriormente. Não existe um método padrão para aquecimento desta água, podendo ser através de *boiler* com injeção direta ou indireta, trocador de calor com recirculação ou não de água, entre outros.

2.5.1 Água para esterilização de facas e outros instrumentos

De acordo com a portaria 210/98 do MAPA (Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento), a temperatura para esterilização de facas mínima é de 82 °C. Como são vários pontos de esterilização em um frigorífico, esta água é gerada na CAQ a uma temperatura superior a 82 °C, visto que existe sempre a perda de temperatura na própria linha. Na prática, a geração na CAQ deve ser feita com temperaturas de aproximadamente 86 a 95 °C. O consumo é constante em todo o processo de abate. A vazão necessária de água depende da quantidade de pontos de esterilização. Um esterilizador de facas consome em média de 3 a 6 litros por minuto, ou seja, de 0,18 a 0,36 m³/hora (SPIRAX SARCO, 2007).

2.5.2 Água para lavar mãos e botas

Utilizada para higienização das mãos e botas tem como objetivo evitar a contaminação do produto por bactérias devido à manipulação.

De acordo com Guyton e Hall (2002), a temperatura suportada pela pele humana é de no máximo 42 °C, desta forma, todo o projeto de linha de água para o frigorífico é feito com temperaturas de 38 a 42 °C (SPIRAX SARCO, 2007).

A vazão total de água necessária deve ser estimada dependendo da quantidade de pias e lava-botas e é um consumo totalmente irregular.

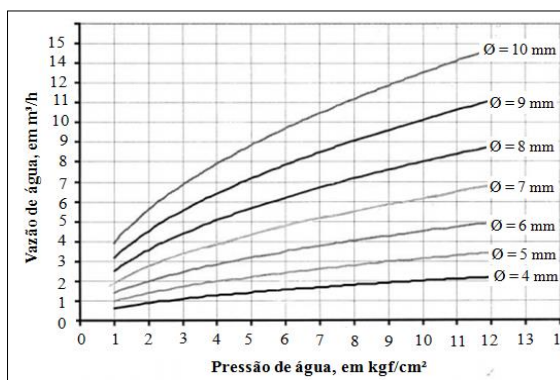
2.5.3 Água para higienização (limpeza)

A higienização é feita com água quente para que seja possível remover a gordura de pisos e equipamentos. Esta água é misturada com produtos químicos, como detergentes, que permitem uma melhor limpeza do frigorífico (CARDOSO, 1994).

A temperatura média necessária exigida pelo Serviço de Inspeção Federal (SIF) é normalmente em torno de 50 °C, dependendo do tipo de limpeza e dos produtos químicos utilizados, podendo ser maior ou menor conforme o grau de sujidade. Desta forma, a temperatura gerada na CAQ é aproximadamente de 45 a 60 °C. A temperatura de água acima de 60 °C não é interessante para a higienização porque cozinha as gorduras que estiverem sobre os equipamentos ou no piso (SPIRAX SARCO, 2007).

A determinação da vazão deve ser feita através da contagem de locais de higienização. Quando se utiliza mangueiras, o diâmetro do bico e a pressão de água determinam a vazão de água em cada mangueira. A figura 2.1 mostra um gráfico ilustrando estas vazões.

Figura 2.1 - Vazão de água em função do diâmetro do bico e da pressão da água



Fonte: Adaptado de SPIRAX SARCO, 2007.

O consumo de higienização deve ser feito somando-se todos os consumos dos bicos, visto que o frigorífico para durante um período de 3 a 4 horas por dia para esta atividade. Normalmente o consumo de vapor da higienização representa o maior consumo de todo o frigorífico de aves.

2.5.4 Água para depenagem da ave

As depenadeiras utilizam água quente para a limpeza das penas que vão saindo dos frangos, que pode chegar até no máximo em torno de 62 °C. Uma temperatura maior que esta pode causar entre outros problemas o “peito queimado” (aparência de quase cozido) o que não

é desejado. O consumo é constante durante o processo, e normalmente gira em torno de 8 a 12 m³/h em cada equipamento, geralmente em número de três por linha de abate (BERAQUET, 1994).

Na prática pode ser utilizado o mesmo gerador de água quente da higienização, pois as temperaturas são as mesmas.

2.5.5 Água para escaldagem dos pés da ave

Muitas vezes, a escaldagem dos pés da ave é feita separadamente em tanques apropriados, pois necessitam de maiores temperaturas de escalda. A temperatura pode chegar até 70 °C e vazão de 3 a 5 m³/h, variando conforme o volume do tanque, e quantidade de pés (SPIRAX SARCO, 2007).

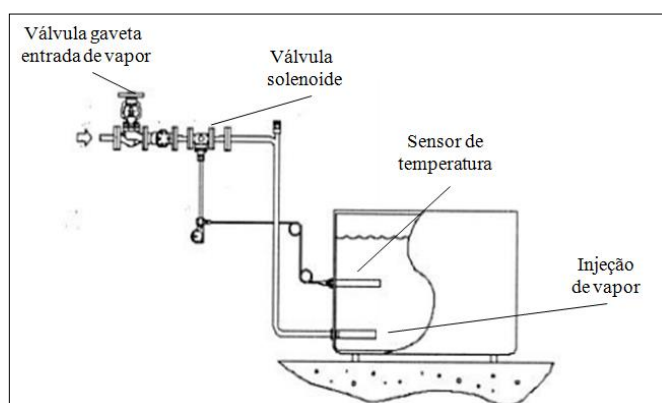
2.6 Métodos de aquecimento de água em frigoríficos de aves

Várias maneiras são utilizadas para aquecimento de água utilizando vapor nos frigoríficos de aves. Dentre elas podem-se destacar dois tipos mais usuais, sendo elas: injeção em tanques abertos ou fechados (*boilers*); e trocadores de calor vapor-água.

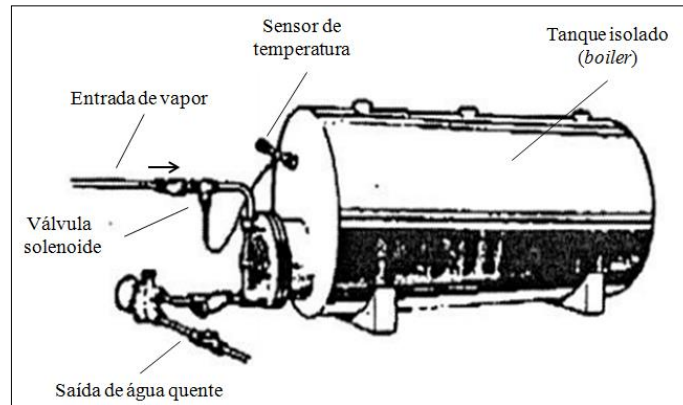
2.6.1 Injeção em tanques abertos ou fechados (*boilers*)

É a solução mais simples e barata. Pode ser feita utilizando válvulas “*on-off*”, ou modulante. O vapor pode ser injetado diretamente ou indiretamente através de serpentinas. As figuras 2.2 e 2.3 ilustram este tipo de sistema.

Figura 2.2 - Tanque aberto



Fonte: Adaptado de SPIRAX SARCO, 2007

Figura 2.3 - Tanque fechado (*boiler*)

Fonte: Adaptado de SPIRAX SARCO, 2007

Os problemas com este tipo de equipamento podem ser resumidos em:

- desperdício de vapor quando devido a má mistura de vapor-água;
- perdas por radiação (boilers sujeitos a intempéries);
- manutenções frequentes devido a vibrações/ruído;
- água contaminada com tanques em aço carbono (oxidação) e contaminação do próprio vapor;
- dificuldade de manutenção devido ao formato do tanque.

2.6.2 Perdas de calor por radiação e convecção natural do tanque

Segundo Spirax Sarco (2007), as perdas de calor em tanques e *boilers* horizontais se dão por convecção e radiação para a vizinhança. As perdas de calor por convecção (q_{conv}) podem ser calculadas pela equação (2.4) e aquelas por radiação (q_{rad}) pela equação (2.5).

$$q_{conv} = \bar{h} \cdot A_{sup} \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (2.4)$$

onde \bar{h} é o coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m^2K], A_{sup} é a área superficial externa do tanque [m^2], T_{sup} é a temperatura superficial do tanque [K] e T_{∞} é a temperatura do ar adjacente ao tanque [K].

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot F_{I-2} \cdot A_{sup} \cdot (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \quad (2.5)$$

onde ε é a emissividade da superfície [adimensional], σ é a constante de Stefan-Boltzmann [$5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$], F_{1-2} é o fator de forma da superfície irradiante em relação às superfícies envolventes [adimensional] e T_{viz} é a temperatura das superfícies vizinhas [K].

2.6.3 Trocadores de calor vapor-água

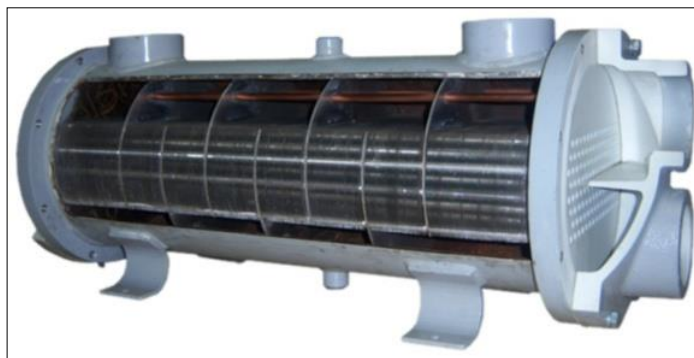
A grande vantagem deste sistema é o pequeno espaço físico que ocupa e a garantia de um fornecimento de água instantaneamente na temperatura desejada.

O projeto completo de um trocador de calor pode ser dividido em três partes principais:

- análise térmica, na qual há preocupação, principalmente, com a determinação da área necessária à transferência de calor para dadas condições de temperaturas dos fluídos em escoamento pelo aparelho;
- projeto mecânico preliminar, que envolve considerações sobre as temperaturas e pressões de operação, sobre as características de corrosão de um ou de ambos os fluídos, sobre as expansões térmicas relativas e tensões térmicas e, a relação de troca de calor;
- projeto de fabricação que requer a translação das características físicas e dimensões em uma unidade, que pode ser fabricada a baixo custo (seleção dos materiais, selos, invólucros e arranjo mecânico ótimo), e os procedimentos de fabricação que devem ser especificados (GHIZZE, 1989).

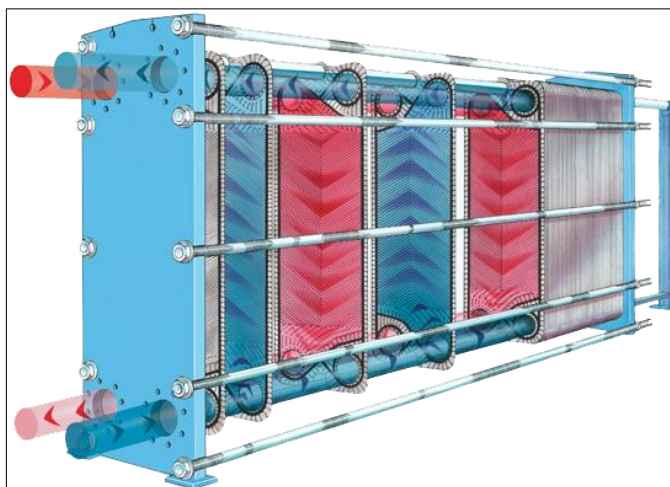
Para frigoríficos, normalmente são utilizados trocadores do tipo casco e tubo (figura 2.4), ou então tipo placas (figura 2.5).

Figura 2.4 - Trocador de calor casco e tubos (em corte)



Fonte: EVACON, 2016.

Figura 2.5 - Trocador de calor a placas



Fonte: TRANTER, 2016.

Comparando o trocador tipo casco - tubo com o trocador a placas, este último apresenta as seguintes vantagens:

- espaço utilizado é mais compacto;
- possibilidade de expansão de vazão de água somente aumentando o número de placas;
- facilidade de manutenção e limpeza.

2.7 Geração de calor em compressores

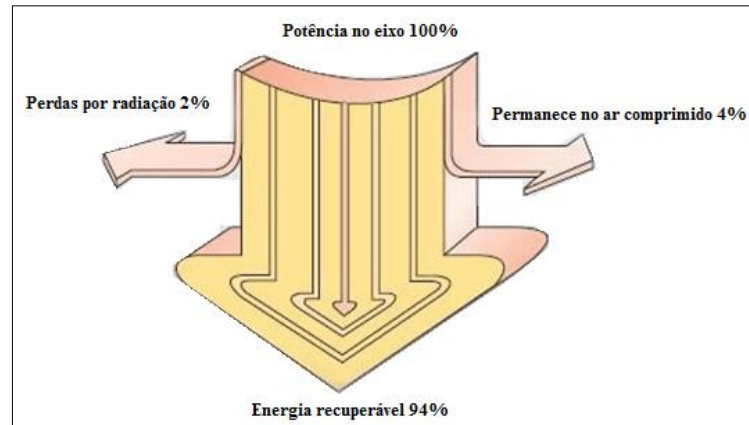
Todos os processos de compressão geram calor, e o aumento da temperatura depende da pressão de saída do compressor. Quanto mais alta a pressão de saída, mais alta será a temperatura de compressão. Para a prevenção de acidentes, há normas que limitam a um valor limite, normalmente entre 160 °C e 200 °C. Por esta razão, a maior parte desta temperatura tem que ser dissipada (BOSCH, 2008).

As temperaturas mencionadas já revelam o grande potencial de recuperação de calor nestes equipamentos.

Barros et al. (2015), salienta que grande parte da energia utilizada na geração de ar comprimido é transformada em calor, entorno de 80% no final na compressão. Normalmente esse calor é retirado do ar comprimido através de um trocador de calor (*cooler*) empregando água ou ar.

De toda essa energia que se transforma em calor dentro do compressor, mais de 90% dela pode ser reaproveitada (ATLAS COPCO, 2016). Na figura 2.6, são mostradas as parcelas de calor perdido, agregado ao fluido, e o que pode ser reaproveitado.

Figura 2.6 - Distribuição do calor na produção de ar comprimido



Fonte: Adaptado de ATLAS COPCO, 2016

Os investimentos em recuperação de energia costumam trazer retorno no curto prazo, entre um e três anos. Esse tempo vai variar de acordo com a eficiência do equipamento no qual o investimento será feito (ATLAS COPCO, 2016).

A maior parte do calor da compressão é transferida para o óleo lubrificante do compressor, devendo ser removida por um sistema de arrefecimento desse óleo. O sistema de resfriamento em compressores de parafuso tem bastante influência no consumo de energia de uma planta frigorífica (MAYEKAWA, 2016).

Os três sistemas mais comuns são o resfriamento por água, por termosifão e por injeção de líquido refrigerante.

2.8 Eficiência energética na indústria frigorífica

A eficiência energética vem sendo objeto de estudo em vários trabalhos nos últimos anos. Segundo Hübner (2001) preservar o meio ambiente não é mais um modismo de minorias, mas uma necessidade universal para a preservação da nossa espécie humana, que não teria sentido sem as mínimas condições de bem-estar.

Entretanto, alterar o modo convencional predominante, principalmente no meio industrial, com ênfase na gestão econômica a qualquer custo, sem medir os impactos no ambiente, para uma visão sustentável certamente não é uma tarefa simples (SETTHASAKKO, 2007).

Setthasakko (2007) ainda destaca que a literatura disponível mostra que o foco tem sido a demonstração dos aspectos positivos da responsabilidade ambiental, como melhoria de imagem junto a clientes, imagem positiva da corporação e redução de custos. Isso pouco tem

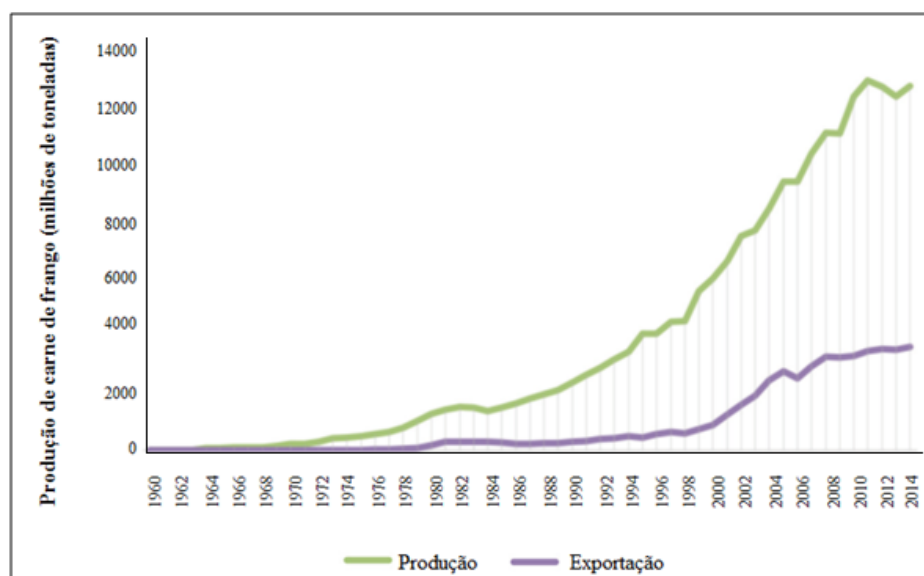
agregado na identificação das reais barreiras para o desenvolvimento da sustentabilidade corporativa.

No entanto, Masullo (2004) cita que, além das exigências por parte do governo e consumidores estarem crescendo, maior atenção tem sido dispensado à questão ambiental, pois os acionistas estão preocupados com o desenvolvimento sustentável para a continuidade do negócio. Em outras palavras preocupar-se com a questão ambiental significa menores riscos e perdas à empresa.

Castells (1999) destaca que “a maioria de nossos problemas ambientais mais elementares ainda persistem, uma vez que seu tratamento requer uma transformação nos meios de produção industriais e de consumo, bem como de nossa organização social e de nossas vidas pessoais”.

No início na década de 50, a atividade avícola começou no Brasil e desde então tem se desenvolvido constantemente, e isso pode ser comprovado pelos números do setor, como se pode observar na figura 2.7, na qual o volume de produção e exportação de carne de frango crescem de maneira constante nos últimos anos.

Figura 2.7 - Produção e exportação de carne de frango brasileira, de 1960 a 2014



Fonte: adaptado de CNA Brasil (2015)

Palhares (2004) comenta que nos últimos anos, tem surgido, de diversos segmentos da sociedade, questionamentos quanto aos passivos ambientais dos sistemas de produção de aves. Todavia na avicultura, estes questionamentos ainda são pouco intensos.

Os problemas provenientes do processamento industrial de aves ao meio ambiente podem ser o tratamento inadequado dos resíduos gerados, podendo ocasionar graves problemas ao

ecossistema. Todas as etapas do processamento industrial geram cargas de resíduos potencialmente poluentes ao meio ambiente. Os resíduos mais comuns são: sangue, vísceras, penas, carnes, gorduras, detergentes, entre outros. (BNDES, 1995, apud FERNANDES, 2004).

Marculescu e Stan (2011) também abordam em seu trabalho a questão ambiental no abate de aves, porém no ponto de vista dos criadouros. Apresentam resultados da abordagem experimental dos resíduos de granjas para geração de energia. São propostas a caracterização físico-química de uma série de resíduos como alternativa para geração de energia e solução para a eliminação da incineração.

Outro fator impactante neste segmento industrial diz respeito ao elevado consumo de água em praticamente todas as etapas do processo. A disponibilidade de água é limitada e depende da sua preservação e do seu uso sustentável. Hübner (2001) enfatiza que qualquer indústria que utiliza este recurso deve ter consciência da sua limitação para que possa continuar fazendo seu uso no futuro. Em seu trabalho, referente ao uso da água em abatedouros de aves, Hübner (2001) destaca a possibilidade de reuso, reciclagem e até a redução do consumo.

Frozza (2013) analisa a eficiência energética nos abatedouros do ponto de vista de sua correlação entre o consumo energético e o aumento da produção, destacando a forte dependência da energia elétrica. O mesmo autor ainda ressalta que o consumo de lenha tem pouca relação com o acréscimo de produção na indústria, merecendo então, desta forma menos atenção nas atividades relacionadas a implantação de um sistema de gerenciamento de energia.

Entretanto, Unfried e Yoshy (2012), analisam o consumo de lenha na atividade avícola, sendo necessária para geração de vapor utilizada para aquecimento de água e processamento de resíduos sólidos provenientes do abate. Destacam o uso de reaproveitamento de gases provenientes do processamento de vísceras, penas e sangue para um pré-aquecimento da água e posterior complementação com uso de água ou vapor até se atingir a temperatura desejada para cada aplicação.

2.9 Análise de investimentos

Em trabalhos de eficiência energética, bem como em quaisquer outros projetos, faz-se necessário a análise correta dos desembolsos financeiros, para que seja validado, ou não, a proposta de investimento.

Nos itens seguintes serão mostradas as principais metodologias de análise usualmente empregadas para apreciação de investimentos no setor industrial.

2.9.1 Método do período de retorno descontado

Esta metodologia, que também é conhecida como *payback* descontado, busca contornar a deficiência do método do período de retorno convencional que não considera o valor do dinheiro no tempo (Brigham et al., 2001).

De acordo com Brigham e Ehrhardt (2006) “o período de *payback* descontado é definido como o número de períodos necessários para recuperar o investimento dos fluxos de caixa líquidos descontados”. A principal vantagem, em relação ao período de retorno simples, é o fato do método do período de retorno descontado considerar o valor do dinheiro no tempo.

2.9.2 Taxa interna de retorno

Segundo Ross et al. (2000) a taxa interna de retorno (TIR) é a alternativa mais importante ao VPL, que quando utilizada como taxa de desconto, resulta em um VPL igual a zero.

A TIR é conhecida também como taxa interna de juros, taxa de rentabilidade ou retorno do fluxo de caixa descontado. O termo “interna” indica que a taxa de desconto não utiliza nenhum fator externo, tal como a taxa mínima de atratividade (TMA) utilizada pelo método do VPL, mas somente valores “internos” limitados ao fluxo de caixa do projeto (Remer; Nieto, 1995 e Ross et al., 2000).

Para obter-se a taxa interna de retorno de um projeto de investimento, é necessário calcular a taxa de desconto que faz com que o valor presente das entradas de caixa se iguale ao valor presente dos investimentos, o que significa achar as raízes da equação 2.6.

$$0 = \sum_{j=0}^k \frac{FC_j}{(1 + TIR)^j} \quad (2.6)$$

sendo FC_j o fluxo de caixa líquido no período j , TIR a taxa interna de retorno e j o período considerado (0,1,2,3.... k).

Segundo Faro (1979), a determinação da TIR é muito trabalhosa, uma vez que consiste na resolução de um polinômio de grau "n" (número de períodos no fluxo de caixa), por interpolação linear ou por processos matemáticos iterativos.

Este problema foi contornado, ou pelo menos facilitado, com o advento das calculadoras financeiras, dos microcomputadores e das planilhas eletrônicas.

Embora o método da TIR não incorpore a taxa mínima de atratividade (TMA) no seu cálculo, o critério de decisão depende da TMA. Ross et al. (2002) recomendam aceitar todos os projetos com taxa interna de retorno superior à TMA e rejeitar todos os projetos em que a TIR é inferior. Quando a TIR é igual à taxa mínima de atratividade, a aceitação do projeto torna-se facultativa.

Segundo Ross et al. (2000), as regras de decisão da TIR e do VPL sempre conduzem a decisões idênticas, desde que duas condições muito importantes sejam satisfeitas:

- o fluxo de caixa do projeto precisa ser convencional, isto é, o primeiro fluxo de caixa é negativo e os demais são positivos;
- o projeto precisa ser independente. A decisão de aceitar ou rejeitar o projeto não afeta a decisão com relação a qualquer outro projeto.

O método de cálculo da TIR, segundo Kassai et al. (2000), apresenta algumas falhas que podem induzir a erros de interpretação na decisão de investimento. Essas falhas estão relacionadas a pelo menos duas questões:

- o método de cálculo da TIR leva a funções polinomiais e, portanto, as equações podem apresentar mais de uma (ou nenhuma) solução, inclusive soluções que não têm significado algum na análise empresarial;
- o método da TIR tem como premissa que todos os valores de um fluxo de caixa, quer sejam positivos ou negativos, caminham no tempo à própria taxa interna de retorno. Isso não corresponde à realidade, quando as taxas de financiamento e de reinvestimento são diferentes. O cálculo da taxa interna de retorno tradicional pode estar superestimado ou subestimado.

Segundo Faro; Faro (1999), “A possibilidade de colapso da taxa interna de retorno provocou uma intensa busca de condições de suficiência para sua aplicabilidade”.

Ainda que as regras da taxa interna de retorno estabeleçam alguns inconvenientes, representados pela possibilidade de geração de inúmeras taxas e pelo pressuposto da taxa de reinvestimento, o método é largamente utilizado para avaliação de alternativas de investimento.

2.9.3 Taxa interna de retorno modificada

Uma das limitações do método da taxa interna de retorno é que todos os fluxos de caixa positivos são reinvestidos à taxa de retorno do projeto. Essa premissa seria válida caso não houvesse uma grande discrepância entre a TIR e a taxa de desconto utilizada para o projeto.

Quando isso ocorre, os resultados tendem a ser menos confiáveis, podendo induzir a erros de decisão.

Além disso, o mecanismo de cálculo da TIR pode levar a múltiplas taxas internas para um mesmo projeto, caso haja mais de uma inversão de sinal no fluxo de caixa do projeto. Segundo Ross et al. (2002), a existência de múltiplas taxas, embora matematicamente corretas, não tem significado financeiro relevante para o processo de decisão de investimento.

Segundo Assaf Neto (2006), geralmente adota-se, para contornar essas deficiências da TIR, o método da taxa interna de retorno modificada (MTIR), que utiliza em seus cálculos taxas de investimento para reaplicação dos fluxos de caixa intermediários mais compatíveis com o mercado.

Para a obtenção da MTIR, os fluxos de caixa intermediários negativos são trazidos a valor presente, com uma taxa de financiamento compatível com as do mercado, enquanto que os fluxos intermediários positivos são levados a valor futuro no último período do fluxo de caixa, a partir de uma taxa de reinvestimento adequada com as praticadas no mercado. Com todos os valores do fluxo de caixa concentrados no instante zero e no período final, o cálculo da taxa interna de retorno se torna fácil e direto a partir da aplicação da fórmula de juros compostos.

Segundo Kassai et al. (2000), o método da MTIR é uma versão melhorada do método da TIR, que elimina os problemas matemáticos decorrentes da possibilidade de existência de raízes múltiplas nos fluxos de caixa não-convencionais e do pressuposto da TIR da taxa de reinvestimento divergente do mercado.

Ainda conforme Kassai et al. (2000), o método da MTIR resgata a vantagem da facilidade de interpretação dos resultados na forma de taxa; possibilita a comparação entre as diversas taxas de mercado; e obtém uma taxa de retorno do investimento mais realista.

Para Damodaran (2004), muitos acreditam que a MTIR é uma taxa híbrida, visto que é uma mistura do método do VPL, que capitaliza os fluxos de caixa intermediário ao custo de capital, e do método da TIR.

Sendo assim, a principal finalidade da MTIR é estabelecer o retorno de um investimento que contemple a aplicação dos fluxos excedentes por uma taxa de aplicação e os déficits de fluxos por uma taxa de captação. Para cálculo da MTIR utiliza-se a Equação 2.7.

$$MTIR = \left[\frac{-VPL(taxa\ r, valores\ positivos) \cdot (1 + taxa\ r)^n}{VPL(taxa\ f, valores\ negativos) \cdot (1 + taxa\ f)} \right]^{\frac{1}{n-1}} - 1 \quad (2.7)$$

sendo *taxa f* a taxa de juros paga sobre o dinheiro usado nos fluxos de caixa, *taxa r* a taxa de juros recebida nos fluxos de caixa ao reinvesti-los e *VPL* o valor presente líquido, calculado pela equação 2.8, onde I_0 é o investimento inicial.

$$VPL = \sum_{i=1}^n \frac{\text{valores}}{(1 + \text{taxa})^i} - I_0 \quad (2.8)$$

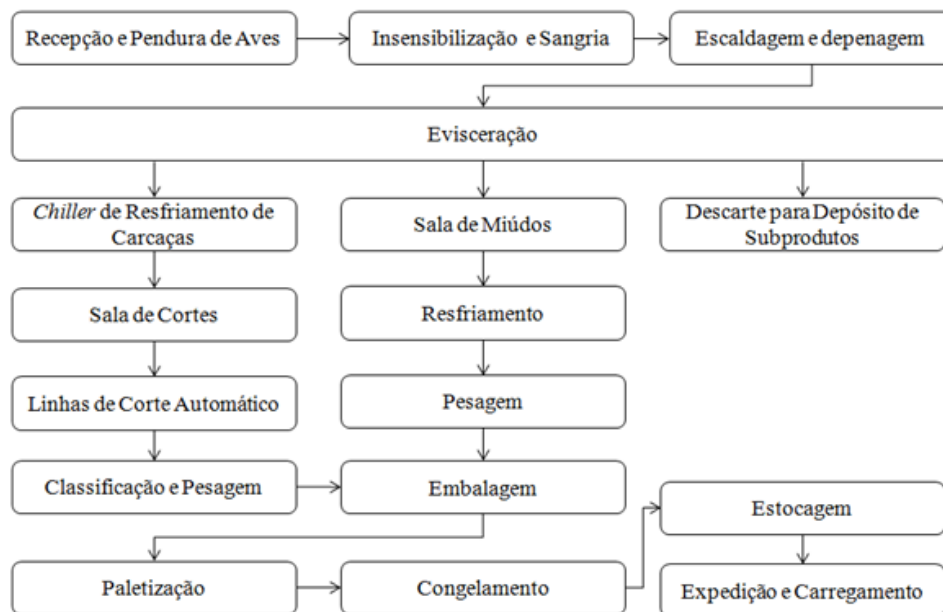
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo é apresentada a planta frigorífica onde será desenvolvido o trabalho contendo o fluxo produtivo, desde a recepção da ave viva até a expedição do produto acabado. Em seguida é apresentado o setor de utilidades com as informações relacionadas aos principais insumos energéticos utilizados na indústria. São mostrados os principais equipamentos que utilizam água quente, e que por consequência geram o consumo de vapor para aquecimento. Por fim são mostrados os equipamentos de medição, e equações utilizadas para obtenção dos resultados de vazão de água quente e consumo de vapor.

3.1 Abatedouro e aves

Neste tópico são mostradas as etapas do processo do frigorífico de aves onde este trabalho foi desenvolvido. O abatedouro em questão possui produção totalmente de cortes, ou seja não é produzido frango inteiro, e nem outros subprodutos, tais como farinhas e gorduras. No frigorífico em questão são estocados subprodutos e transportados para processamento em outra fábrica. Na figura 3.1 é apresentado o fluxograma do frigorífico analisado.

Figura 3.1 - Fluxograma do processo analisado



Fonte: Autor (2016)

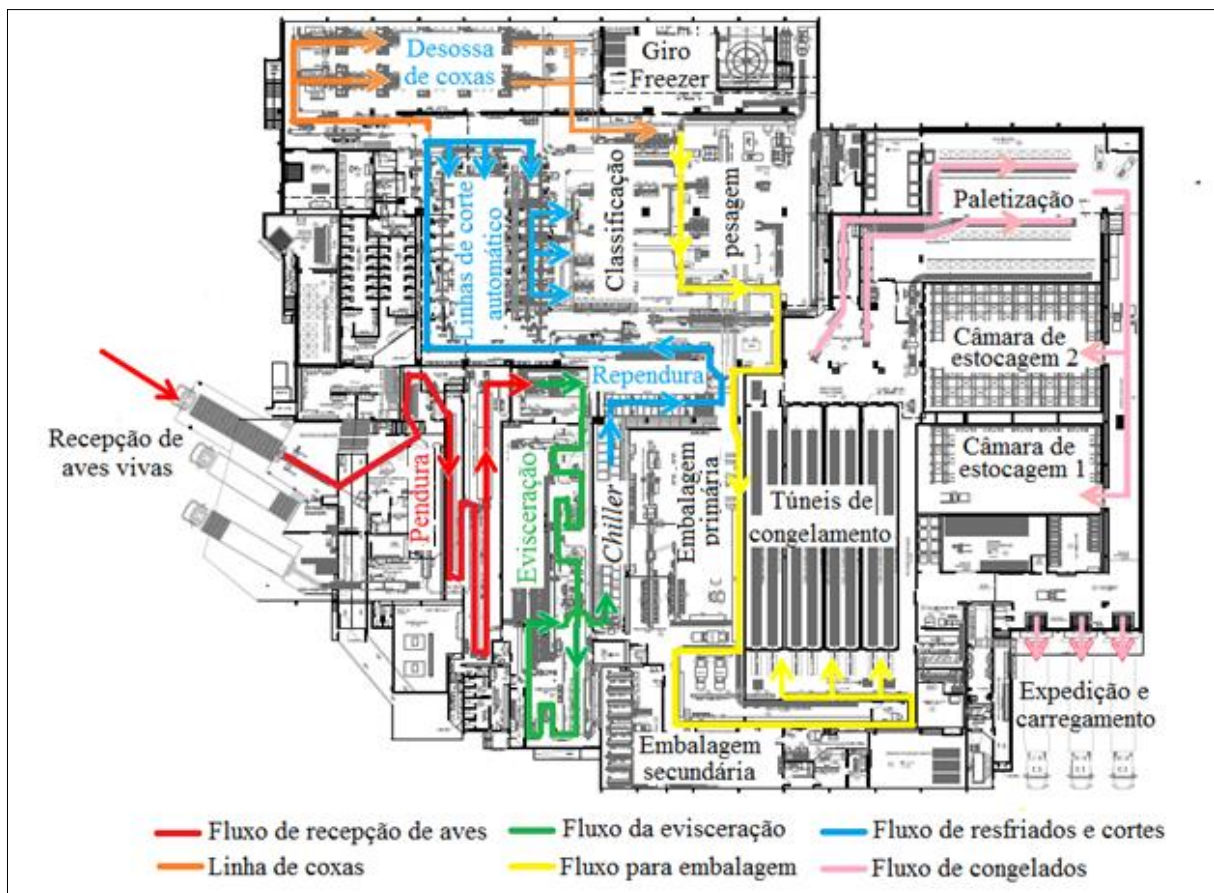
Da recepção das aves vivas até o final do *chiller* de resfriamento, o produto leva em torno de uma hora e quarenta e cinco minutos, este tempo é a diferença de início de operação dos setores da primeira área (recepção e evisceração) e da segunda área (salas de cortes).

O produto na sala de cortes circula por até 20 minutos (variando este tempo conforme a sua especificação) até ser encaminhado para congelamento.

Nos túneis de congelamento, onde a temperatura de operação é de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, o tempo de congelamento varia entre oito horas (produtos com caldo) e 18 horas (asa interfolhada). Depois de paletizados, os produtos são encaminhados para duas câmaras de estocagem, uma com capacidade de 700 toneladas, para mercado externo, e outra com 190 toneladas destinadas a estocar matéria prima e produtos para o mercado interno, ambas com temperatura de $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Na figura 3.2 é mostrado o fluxo de produção desde a recepção de aves até a expedição dos produtos finais.

Figura 3.2 - Fluxo de produção no frigorífico do frigorífico analisado



Fonte: Autor (2016)

3.2 Setores de utilidades

Para viabilizar o processo de abate e processamento de aves, é necessária a garantia de suprimento de recursos energéticos para as mais diversas finalidades dentro de todo o parque industrial. O setor de utilidades deve não só garantir a continuidade do processo, bem como exigências de clientes e do Ministério da Agricultura através do serviço de Inspeção Federal local (SIF).

3.2.1 Água

A água é um dos principais insumos em um abatedouro frigorífico, tendo sua vazão mínima controlada pelo número de aves abatidas (litros/ave), além de ser também utilizada nos processos de higienização diários. O consumo total chega 3.500 m³ por dia em uma linha de produção de 10000 aves por hora (161000 aves por dia já descontado os horários de intervalo e pausas), considerando todos os processos. No *chiller* de resfriamento de carcaças são gastos aproximadamente 19% do total da água utilizada no frigorífico.

3.2.2 Energia elétrica

Um frigorífico de aves pode ter como produto final o frango inteiro ou cortes. No segundo caso há a necessidade de muitos equipamentos para atender o *mix* de produtos, que em alguns casos pode chegar a mais de 100 tipos. Em uma fábrica com alto grau de automação, como é o caso da indústria analisada, sendo mais de 850 equipamentos cadastrados no sistema de controle da manutenção. Para movimentar este maquinário tem-se uma demanda contratada de 4515 kWh que inclui as necessidades da sala de máquinas da geração de frio.

No processo analisado, são consumidos em média por mês 2235 MWh, para uma produção média mensal de 8700 toneladas de produto acabado (valores programados). Esses valores definem a meta de consumo específico de energia elétrica na unidade industrial, que fica em torno de 257 kWh/tonelada de produto acabado (TPA).

3.2.3 Geração e distribuição de frio

Os ambientes dentro do frigorífico, com exceção do setor de evisceração, são climatizados a fim de manter o produto resfriado durante todo o processo, partindo de 10 °C na sala de cortes, 7 °C na antecâmara dos túneis de congelamento, -7 °C no setor de paletização, -

22 °C nas câmaras de estocagem, e -30 °C nos túneis de congelamento. Para suprir esta capacidade de geração de frio, a unidade industrial analisada possui uma sala de máquinas com 18 compressores de amônia operando nos regimes 0 °C, -10 °C e -35 °C, totalizando 2500 kW (711 TR) de potência instalada. Para atingir as temperaturas adequadas nos setores são utilizados quarenta evaporadores no regime 0 °C, três no regime -10 °C, um no regime -22 °C e doze no regime -35 °C, totalizando cinquenta e seis evaporadores em toda a unidade industrial.

A sala de máquinas do frigorífico estudado possui treze compressores alternativos (compressão por pistão) e cinco rotativos do tipo parafuso. Na figura 3.3 são mostrados os dois tipos de compressores da sala de máquinas analisada.

Figura 3.3 - Compressores de amônia da sala de máquinas estudada: a) parafuso;
b) alternativo



Fonte: Autor (2016)

3.2.4 Geração e distribuição de água quente

A água quente é extremamente importante no frigorífico analisado, tanto que se não houver, não há abate, ou seja, o processo é totalmente dependente deste insumo. A água quente é utilizada em todos os setores importantes da planta frigorífica. No abatedouro em análise o vapor d'água saturado, gerado na caldeira (operante a lenha) é responsável pela geração de água quente, utilizada para aquecimento de água na escaldagem de frangos, antes da depenagem e higienização dos setores, que ocorre três vezes ao dia. Em todas as aplicações citadas, o vapor saturado produzido é injetado diretamente em tanques ou utilizado em trocadores de calor do tipo a placas, para a obtenção de água quente.

Para atender todas as demandas da fábrica, é utilizada uma caldeira marca H.Bremer ano de fabricação 1984 com capacidade de 3 toneladas de vapor por hora, com uma pressão normal

de trabalho de 0,8 MPa (8 kgf/cm²), utilizando lenha de eucalipto em toras de um metro, alimentadas manualmente. Na figura 3.4 consta a placa de identificação da caldeira utilizada.

Figura 3.4 - Caldeira utilizada no frigorífico analisado



Fonte: Autor (2016)

3.2.5 Geração de ar comprimido

No processo analisado, o fornecimento de ar comprimido é realizado através de uma central composta por quatro compressores do tipo parafuso da marca Atlas Copco que operam de segunda a sábado, 24 horas por dia.

O fato da central de ar comprimido ser toda ela composta por equipamentos de um mesmo fabricante, facilitou o trabalho de especificação dos recuperadores de calor. As características dos equipamentos são apresentadas na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Características dos compressores da central de ar comprimido

Compressor 01: Modelo: GA 30	Compressor 02: Modelo: GA 37 VSD	Compressor 03: Modelo: GA 37 + FF	Compressor 04: Modelo: GA 45 FF
$\dot{V}_{ar} = 306 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V}_{ar} = 434,8 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V}_{ar} = 384,84 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V}_{ar} = 464,4 \text{ m}^3/\text{h}$
$P = 30 \text{ kW}$	$P = 37 \text{ kW}$	$P = 37 \text{ kW}$	$P = 45 \text{ kW}$
$n = 3.550 \text{ rpm}$	$n = 3.730 \text{ rpm}$	$n = 3.550 \text{ rpm}$	$n = 3.550 \text{ rpm}$
Ano de fabricação: 2006	Ano de fabricação: 2007	Ano de fabricação: 2008	Ano de fabricação: 2011
Tipo de partida: Estrela Triângulo	Tipo de partida: Inversor de Frequência	Tipo de partida: Estrela Triângulo	Tipo de partida: Estrela Triângulo

\dot{V}_{ar} = Vazão de ar, P = Potência, n = rotação, VSD = Partida com Inversor de Frequência

Fonte: Autor (2016)

3.2.6 Central de higienização

O aquecimento da água para a higienização é feito através de injeção direta de vapor em tanque fechado (*boiler*), sendo que no caso estudado há dois tanques, um de 15 m³, e outro de 18 m³, conforme pode ser visto na figura 3.5. A temperatura requerida para este processo é de 48 °C.

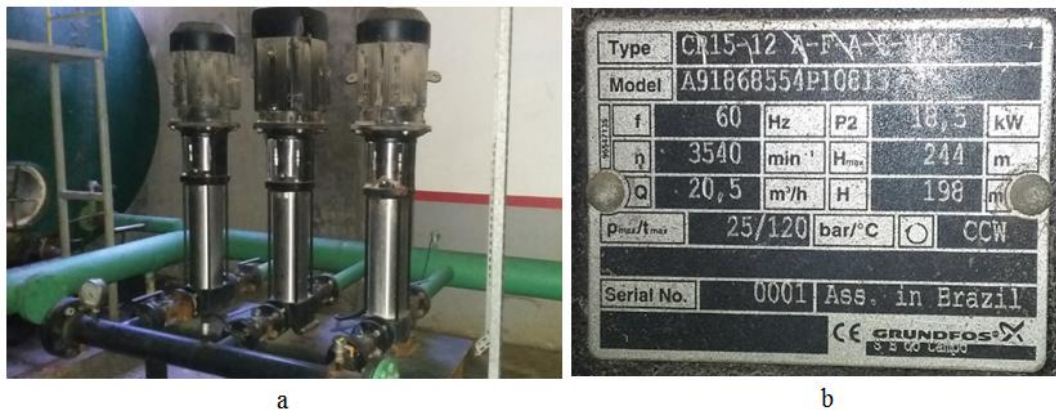
Figura 3.5 *Boilers* de aquecimento de água para a higienização



Fonte: Autor (2016)

A central de higienização utiliza um sistema de bombeamento com três bombas centrífugas verticais multiestágio, que possuem sistema de modulação por inversor de frequência que regula a intensidade do bombeamento conforme a utilização no processo. A figura 3.6 ilustra o sistema de bombeamento utilizado.

Figura 3.6 - a) Sistema de bombeamento com bomba centrífuga multiestágio; e b) placa com especificações das bombas



Fonte: Autor (2016)

O sistema possui capacidade de bombeamento de 20,5 m³/h cada bomba, e conforme o número de mangueiras que estão sendo utilizadas é feito a modulação das bombas para atender a necessidade.

As higienizações ocorrem três vezes ao dia, sendo duas classificadas como operacionais, realizadas nos intervalos do almoço e janta, tendo uma hora de duração cada uma; e mais outra higienização que é classificada como pré-operacional, possuindo duas horas de duração, acontecendo entre o final do segundo turno e o início do primeiro.

Em todas as três higienizações, a ordem é sempre a mesma: primeiro o setor de recepção de aves, abate e evisceração (primeira área); e depois o setor sala de cortes (segunda área).

As primeiras áreas, por serem menores, são as que consomem menos água, e por consequência utilizam menos mangueiras, ocupando 60% da capacidade de bombeamento.

Já o setor sala de cortes ocupa a capacidade total de bombeamento. A tabela 3.2 resume o que foi exposto acima.

Tabela 3.2 - Distribuição das higienizações e capacidade de bombeamento utilizada

Horário	Setor	Classificação	Duração	Bombeamento
22:00 - 23:00	Recepção/Evisceração	Operacional	1h	60% (36,9 m ³ /h)
00:00 - 01:00	Sala de cortes	Operacional	1h	100% (61,5 m ³ /h)
10:00 - 11:00	Recepção/Evisceração	Operacional	1h	60% (36,9 m ³ /h)
12:00 - 13:00	Sala de cortes	Operacional	1h	100% (61,5 m ³ /h)
15:00-17:00	Recepção/Evisceração	Pré Operacional	2h	60% (36,9 m ³ /h)
18:00 - 20:00	Sala de cortes	Pré Operacional	2h	100% (61,5 m ³ /h)

Fonte: Autor (2016)

3.3 Medições

Para a finalidade principal deste trabalho, que é quantificar o consumo de água quente na planta frigorífica a fim de buscar alternativas para obter a eficiência energética, faz-se necessário o uso de equipamentos de medição adequados a cada caso e confiáveis no que diz respeito à precisão e aplicabilidade.

A seguir são mostrados os aparelhos utilizados na coleta de dados de vazões de água quente, bem como as equações utilizadas para a obtenção do consumo de vapor em cada equipamento.

3.3.1 Medição de vazão

Para medição de vazão de água quente foram utilizados neste trabalho três tipos de aparelhos, um deles instalado diretamente na linha é do tipo fluxo magnético-indutivo, que pode ser visto na figura 3.7.

Figura 3.7 - Medidor de vazão tipo fluxo magnético-indutivo, da marca *Burkert*, utilizado no tanque de escaudagem



Fonte: Autor (2016)

Na tabela 3.3 constam os dados de calibração do equipamento, conforme certificado de calibração, que pode ser visualizado no Anexo I deste trabalho.

Tabela 3.3 - Dados de calibração do hidrômetro do tanque de escaudagem

Ítem verificado	Especificação	Resultado
Medição de vazão	59,25 l/min \pm 4,0 %	58,90 l/min (-0,59 %)
Medição de vazão	118,22 l/min \pm 2,5 %	118,35 l/min (0,10 %)
Saída 4 - 20 mA	3,90 - 4,10 mA	4,01 mA

Fonte: Certificado de calibração (Anexo I)

Nos casos onde não há hidrômetro instalado na linha, foi utilizado um medidor, que mede a velocidade do fluido na tubulação, conforme pode ser visualizado nas figuras 3.8.

Figura 3.8 - Medidor de velocidade *Ultrasonic Flowmeter* marca Omega, modelo FD 614- CE



Fonte: Autor (2016)

As características técnicas do aparelho, no que diz respeito à precisão e faixa de operação podem ser visualizadas na tabela 3.4, e no Anexo II ao final deste trabalho.

Tabela 3.4 - Especificações técnicas do medidor de velocidade ultrassônico

Descrição	Especificação
Energia	quatro pilhas AA alcalinas - 30 horas de operação
Faixa de fluxo	0,10 a 9 m/s
Temperatura	Eletrônica: -20 °C a 60 °C Transdutor: -40 °C a 82 °C
Grau de proteção	NEMA 12X, resistente a respingos
Acuracidade	± 2% , escala total

Fonte: Adaptado do manual de operação (Anexo II)

Para a determinação da vazão, é necessário saber a área da seção transversal da tubulação por onde passa o fluido. Para satisfazer este requisito, foi utilizado em complemento ao medidor de velocidade do fluido, um medidor de espessura por ultrassom e um paquímetro digital. Na figura 3.9 é mostrado o medidor de espessura.

Figura 3.9 - Medidor de espessura ultrassônico marca Pantec, modelo Pan M200



Fonte: Autor (2016)

As características técnicas do aparelho, no que diz respeito à precisão e faixa de operação podem ser visualizadas na tabela 3.5 e no Anexo III.

Tabela 3.5 Especificações técnicas do medidor de espessura

Descrição	Especificação
Display	LCD de 4 dígitos
Faixa de medição	1,0 mm até 300,0 mm no aço
Velocidade Ultrassônica	1000 a 9999 m/s
Resolução	0,01 mm
Precisão	$\pm 0,5\%$
Unidades	mm e polegadas
Cadência de leituras	4 / segundo
Transdutor de medição	5 Mhz com cabo de conexão
Condições de operação	Temperatura: -10 °C a 60 °C Umidade: 90%

Fonte: Adaptado do manual de operação (Anexo III)

O paquímetro digital utilizado para as medida de diâmetro das tubulações pode ser visualizado na figura 3.10.

Figura 3.10 - Paquímetro digital marca Mitutoyo, modelo 500-147B



Fonte: Autor (2016)

As características técnicas do paquímetro, no que diz respeito à resolução e faixa de medição podem ser visualizadas na tabela 3.6, e no Anexo IV.

Tabela 3.7 - Especificações técnicas do paquímetro digital

Descrição	Especificação
Faixa de medição	0 a 200 mm
Unidades	mm e polegadas
Resolução	0,01 mm
Casas decimais	3

Fonte: Certificado de calibração (Anexo IV)

3.3.2 Incerteza de medidas

Em particular, nas medições de vazão volumétrica que dependem das medidas de velocidade da água pelos tubos, da medida dos diâmetros externos dos tubos e da medida de espessuras das paredes dos tubos, para o cálculo da propagação de incertezas sugeriu-se o método proposto por Kline e McClintock (1953). Esses autores definiram a incerteza como “Um possível valor que o erro pode ter” definição válida até os dias de hoje.

Existem dois tipos de medições experimentais: amostras únicas e amostras múltiplas. Havendo tempo e recurso financeiro disponível, o ideal seria medir uma mesma grandeza várias vezes com aparelhos distintos e avaliar os valores estatisticamente. Na prática, no entanto, isto nem sempre é possível.

O resultado “R” geralmente é calculado a partir de dados obtidos de variáveis independentes \hat{X}_i , podendo ser escrito conforme a equação 3.1.

$$R = R(\hat{X}_1, \hat{X}_2, \dots, \hat{X}_I) \quad (3.1)$$

O “R” pode ser uma série de Taylor expandida nos \hat{X}_i . Se a variação no \hat{X}_i for menor que uma aproximação linear (truncamento de todos os termos não lineares na expansão da série de Taylor) é obtida uma aproximação razoável da propagação da incerteza no resultado da incerteza dos dados (equação 3.2).

$$\delta R_{X_i} = \frac{\partial R}{\partial \hat{X}_i} \delta \hat{X}_i \quad (3.2)$$

Os termos da derivada parcial são conhecidos como coeficientes de sensibilidade. Kline e McClintock demonstraram que o método para combinar o δR_{X_i} de forma otimizada é a soma da raiz quadrada, conforme equação 3.3.

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^M \left(\frac{\partial R}{\partial \hat{X}_i} \delta \hat{X}_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

Os pressupostos fundamentais são:

- as medidas são independentes;
- a função de densidades de probabilidade do \hat{X}_i é gaussiana;
- o intervalo de incerteza em cada medição é o mesmo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são mostrados os resultados das medições de consumo de água quente e vapor saturado nos equipamentos. Em seguida serão apresentados os projetos relacionados ao aproveitamento de energia, com a recuperação de calor de alguns equipamentos que possibilitam geração água quente, e que por consequência geram economia de vapor. Por fim, são apresentados os resultados gerados em virtude da recuperação de energia e o impacto gerado com a substituição da caldeira geradora de vapor pelo aquecedor de água.

4.1 Medições de consumo

Devido ao clima subtropical do estado do Rio Grande do Sul, tem-se, no frigorífico estudado, um comportamento sazonal no que se refere aos indicadores de consumo de energia bem como no desempenho dos equipamentos dos setores de utilidades.

Analisando especificamente o caso da geração de água quente, tem-se uma variação na eficiência dos equipamentos em função da temperatura de entrada da água, seja na caldeira para geração de vapor, ou em qualquer outro equipamento para recuperação de calor.

Dados levantados entre junho de 2014 a junho de 2015 mostram que a temperatura da água de alimentação da caldeira variou de 11 °C a 22 °C neste período. Comportamento semelhante foi observado no ano de 2016. Cabe salientar que, por questões técnicas específicas da planta industrial, a caldeira em questão não opera com retorno de condensado.

Para fins de dimensionamento de equipamentos, foi considerada neste trabalho, a média arredondada dessas temperaturas, ou seja, 16 °C como temperatura de entrada padrão. Desta forma, em qualquer estação do ano, os equipamentos que forem sugeridos ao final deste trabalho devem atender as demandas do frigorífico sem que haja qualquer prejuízo ao processo produtivo.

4.1.1 Consumo de vapor no tanque de escaldagem

Para o cálculo do consumo de vapor, primeiramente deve-se conhecer as dimensões do tanque a ser estudado. O tanque de escaldagem do processo avaliado pode ser visto na figura 4.1 e na figura 4.2 é mostrado um desenho em CAD 3D do mesmo equipamento. Já na figura

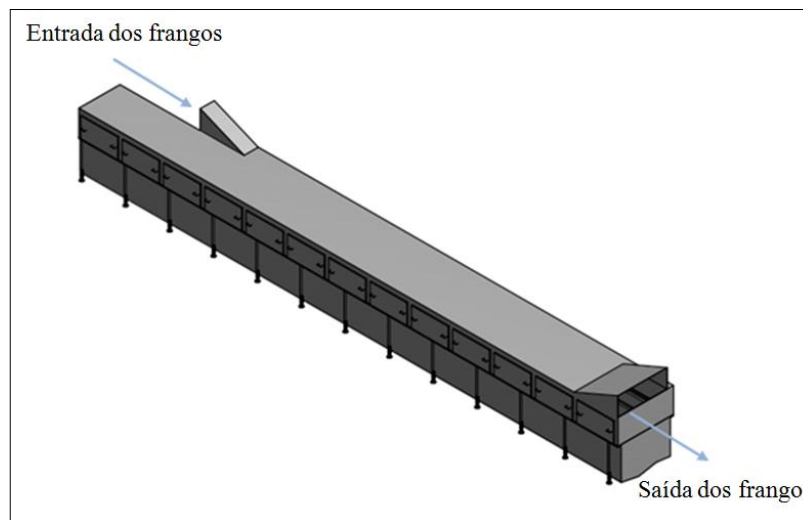
4.3 constam as vistas do desenho com as principais dimensões do tanque para o cálculo do volume.

Figura 4.1 - Tanque de escaldagem do processo estudado



Fonte: Autor (2016)

Figura 4.2 - Desenho do tanque de escaldagem em CAD 3D

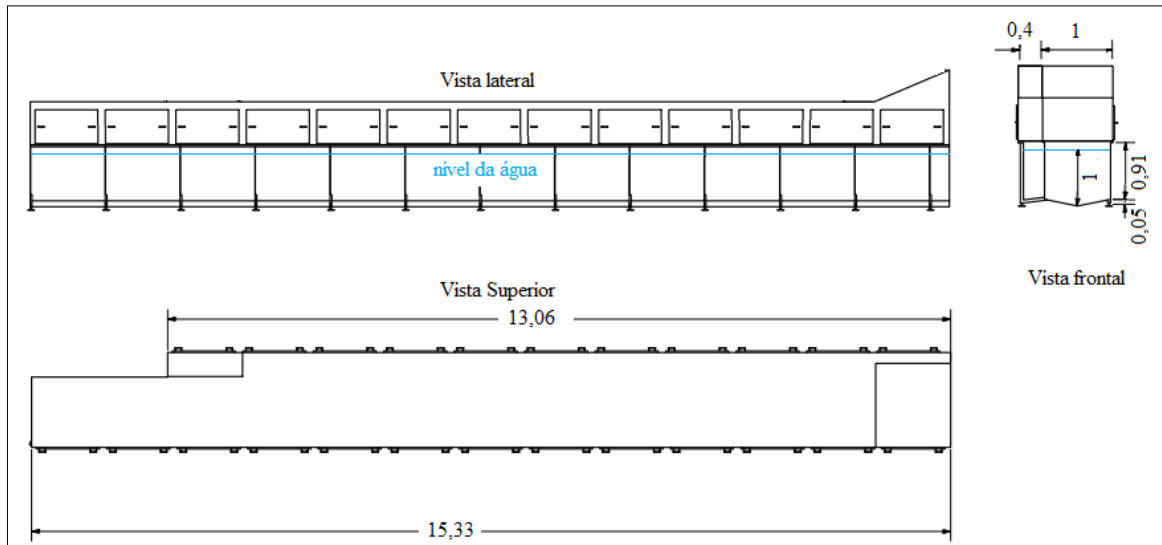


Fonte: Autor (2016)

Com os dados obtidos na figura 4.3, é possível calcular o volume do tanque de escaldagem quando este está cheio, ou seja, em situação normal de operação, que neste caso é de 18,8 m³.

A temperatura requerida para o tanque de escaldagem é de 58 °C (T_f), a temperatura inicial da água 16 °C (T_i), o calor específico da água de 4,186 kJ/kg.°C e o tempo de aquecimento de 60 min.

Figura 4.3 - Vistas do tanque de escaldagem com suas principais dimensões em metros



Fonte: Autor (2016)

Considerando ainda, a pressão do vapor saturado gerado de 0,8 MPa (pressão de vapor na saída da caldeira), correspondendo uma temperatura de 170,41 °C, a entalpia do vapor saturado de 2768,3 kJ/kg (Çengel e Boles, 2013), de acordo com a equação 2.1, o consumo inicial de vapor para aquecimento é de 1194 kg/h.

Depois de iniciado o processo de escaldagem, a injeção de vapor permanece apenas para manter a temperatura no tanque, considerando que cada frango depois que passa pelo equipamento além de retirar calor da água, arrasta consigo uma pequena quantidade de líquido, ou seja, haverá além de injeção de vapor e reposição contínua de água.

Na tabela 4.1 constam as leituras do hidrômetro de entrada de água de reposição do tanque escaldagem durante o processo, bem como valores da temperatura, leituras estas que são feitas pelos operadores do setor de hora em hora. O valor final considerado inclui o valor da incerteza de medição, conforme dados do equipamento de medição utilizado.

O consumo de vapor calculado, conforme equação 2.2, para o processo de renovação de água no tanque de escaldagem é de 127 kg/h.

Tabela 4.1 – Vazão de água de renovação no tanque de escaldagem – dados coletados em 31/07/2016 e 01/08/2016

Data	Horario	Hidr. inicial	Horario	Hidr. final	Diferença [m ³]	Temp. água [°C]
31/07/2016	18:20	19251	19:20	19252	1	57,8
31/07/2016	19:20	19252	20:20	19254	2	58,2
31/07/2016	20:20	19254	21:20	19255	1	57,5
31/07/2016	21:20	19255	22:50	19257	2	57,5
31/07/2016	22:50	19257	23:50	19264	7	58,0
31/07/2016	23:50	19264	00:40	19265	1	58,1
01/08/2016	00:40	19265	01:40	19266	1	58,3
01/08/2016	01:40	19266	02:40	19268	2	57,2
01/08/2016	02:40	19268	03:40	19270	2	57,5
01/08/2016	03:40	19270	04:50	19271	1	57,3
01/08/2016	04:50	19271	05:50	19272	1	57,5
01/08/2016	05:50	19272	06:50	19274	2	57,6
01/08/2016	06:50	19274	07:50	19276	2	57,9
01/08/2016	07:50	19276	08:50	19278	2	57,5
01/08/2016	08:50	19278	09:50	19279	1	58,4
01/08/2016	09:50	19279	10:50	19284	5	57,5
01/08/2016	10:50	19284	11:50	19286	2	57,3
01/08/2016	11:50	19286	12:50	19288	2	57,4
01/08/2016	12:50	19288	13:50	19290	2	57,9
01/08/2016	13:50	19290	14:50	19292	2	57,5
Média →					2,05 (± 0,02)	57,7

Fonte: Autor (2016)

4.1.2 Consumo de vapor no *chiller* de escalda de pés

No *chiller* de escalda de pés, a temperatura requerida é de 61 °C, e é obtida pela injeção direta de vapor no equipamento, da mesma forma que no tanque de escaldagem. Os dois equipamentos possuem horários de operação iguais, pois se situam no mesmo setor, e desta forma o tempo inicial para pré-aquecimento é também de 60 min.

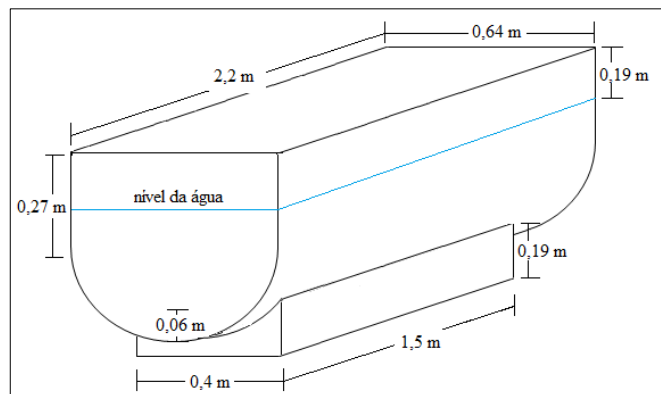
Na figura 4.4 é apresentado o *chiller* instalado no processo analisado, e na figura 4.5 constam as principais medidas para cálculo do volume de água utilizado.

Figura 4.4 - *Chiller* de escalda de pés analisado



Fonte: Autor (2016)

Figura 4.5 – Dimensões do *chiller* de pés



Fonte: Autor (2016)

Com os dados obtidos na figura 4.5, obtém-se o volume do *chiller* de pés em situação normal de operação, que é de aproximadamente 0,55 m³.

Utilizando a equação 2.1, considerando os mesmos dados utilizados para o tanque de escaldagem, variando apenas a temperatura requerida, e a massa total de água, obtém-se o valor do consumo de vapor para o *chiller* de pés que é de 37,6 kg/h.

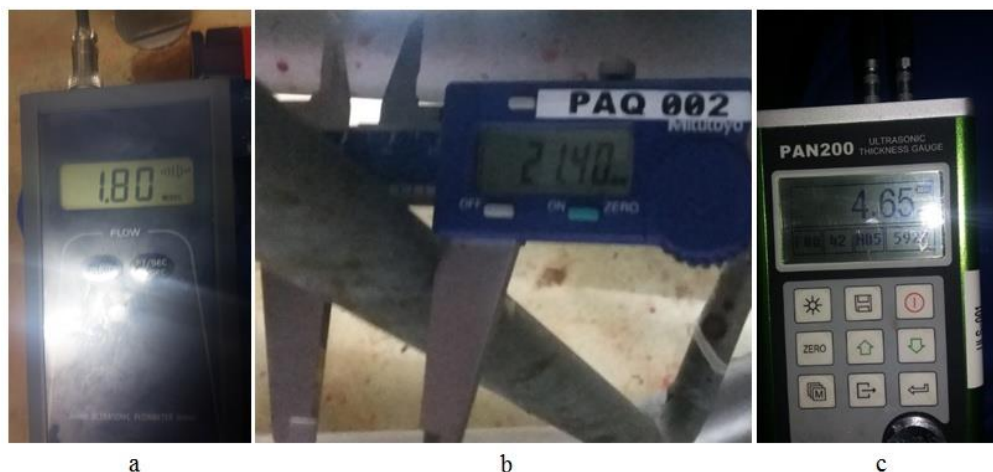
Depois de iniciado o processo, a injeção de vapor permanece para manter a temperatura no tanque, considerando que na descarga dos pés depois da escalda há uma grande perda de água.

A vazão de entrada de água no *chiller* foi obtida indiretamente utilizando o medidor ultrassônico de velocidade do fluido na tubulação de entrada. O Valor encontrado foi de 1,8 m/s em tubulação de 21,4 mm de diâmetro externo, e 4,65 mm de espessura de parede. A incerteza expandida foi calculada através da equação 3.3, e o equacionamento pode ser visto no apêndice I. A vazão de água de renovação calculada foi, portanto, de $0,74 \pm 0,016$ m³/h (incerteza relativa de 2,16%).

Na figura 4.6 constam as medições feitas na tubulação de entrada do equipamento para obtenção da vazão.

Figura 4.6 - Medição efetuada na entrada da água de renovação do chiller de pés:

a) velocidade do fluido b) diâmetro da tubulação c) espessura da parede



Fonte: Autor (2016)

Com estes dados e utilizando a equação 2.2, calcula-se a vazão de vapor necessária para o aquecimento da água de renovação, para temperatura requerida de 61 °C e vazão de renovação de 0,74 m³/h. O valor calculado foi de 50,7 kg/h.

Nota-se neste equipamento que a quantidade de vapor para aquecimento da água de renovação é maior do que a quantidade utilizada no período de aquecimento inicial, ao contrário do que acontece no tanque de escaldagem. Isso ocorre pelo fato dos pés serem descarregados do transportador logo após serem cortados da perna, e ficam imersos livremente no *chiller*. Os pés são retirados por uma rosca helicoidal que fica em constante movimento, fazendo com que muita água seja descartada juntamente com os pés.

Já no tanque de escaldagem o frango permanece fixo no transportador aéreo, e neste caso o arraste de água é bem menor.

4.1.3 Consumo de vapor nas depenadeiras

Diferentemente dos dois equipamentos apresentados anteriormente, nas depenadeiras a água quente é proveniente diretamente de um trocador de calor. A temperatura da água requerida para este processo é de 70 °C. Na figura 4.7 é apresentado o equipamento em questão.

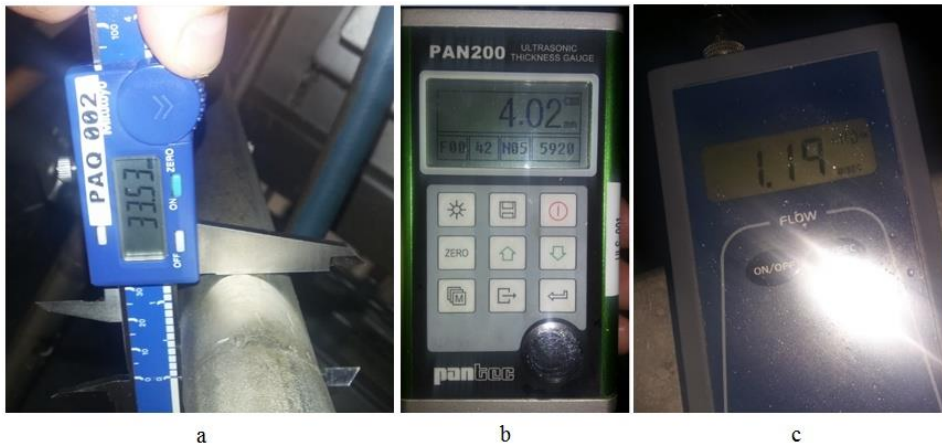
Figura 4.7 - Depenadeiras do processo analisado



Fonte: Autor (2016)

A vazão de água quente durante o processo de depenagem foi obtida através da medição da velocidade do fluido na tubulação de entrada de alimentação dos equipamentos instalados, que possui 33,53 mm de diâmetro externo e 4,02 mm de espessura de parede. A velocidade média medida foi de 1,19 m/s. Na figura 4.8, constam as medidas feitas para obtenção do valor da vazão. O valor calculado foi de 2,18 com incerteza de $\pm 0,045$ m³/h (vide Apêndice I). Neste caso a incerteza relativa foi de 2,06%.

Figura 4.8 - Medições efetuadas na entrada de água nas depenadeiras:
a) diâmetro da tubulação b) espessura da parede c) velocidade do fluido



Fonte: Autor (2016)

O consumo de vapor calculado para as depenadeiras, de acordo com a equação 3.3, é de 240,7 kg/h.

4.1.4 Consumo de vapor durante a higienização

Para o cálculo do consumo de vapor durante a higienização considerou-se o volume total dos tanques (33 m³) e o tempo de 60 minutos, que é o tempo de intervalo entre as higienizações, para atingir a temperatura de 48 °C. Através da equação 2.1, obteve-se o consumo de vapor para o aquecimento inicial da água. O consumo de vapor calculado para aquecimento antes de cada período de higienização foi de 1596,8 kg/h.

Conforme os dados apresentados na tabela 3.2, na primeira área, é consumida 60% da capacidade de bombeamento, ou seja, 36,9 m³/h. Com este dado, e utilizando a equação 2.2, foi calculado o consumo de vapor durante o processo. O valor calculado foi de 1785,5 kg/h.

Na segunda área são considerados 100% da capacidade de bombeamento, ou seja, 61,5m³/h, então o consumo de vapor calculado foi de 2975,9 kg/h.

Na tabela 4.2 é apresentado os valores de consumo de vapor calculados e os horários de utilização.

Tabela 4.2 - Valores de consumo de vapor em kg/h e horários de utilização

Horario	Tanque de escaldagem	Chiller de pés	Higienização	Depenadeiras	Total (kg/h)
00:00	127	37,6	2975,9	240,7	3381,2
01:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
02:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
03:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
04:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
05:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
06:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
07:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
08:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
09:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2
10:00	1194	37,6	1785,5	0,0	3017,1
11:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2
12:00	127	50,7	2975,9	240,7	3394,2
13:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
14:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2
15:00	0	0,0	1785,5	0,0	1785,5
16:00	0	0,0	1785,5	0,0	1785,5
17:00	127	37,6	1596,8	0,0	1761,4
18:00	127	50,7	2975,9	0,0	3153,6
19:00	127	50,7	2975,9	240,7	3394,2
20:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4
21:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2
22:00	127	37,6	1785,5	240,7	2190,8
23:00	127	50,7	1596,8	240,68	2015,2
				Média →	1588,5

Fonte: Autor (2016)

Nota-se pela tabela 4.2 que em alguns momentos a geração de vapor ultrapassa a especificação da caldeira usada, que é de 3000 kg/h de vapor. Este fato foi um dos motivadores ao desenvolvimento deste trabalho, tendo em vista o aumento do consumo de vapor que coloca em risco a continuidade do processo devido às limitações da caldeira.

4.2 Aproveitamento de energia (fase inicial do projeto)

Como já foi dito, a água quente é de vital importância para o abate em frigoríficos, que necessitam de temperaturas específicas, e vazões elevadas. No caso do frigorífico estudado, a vazão de água chega a 66,5 m³/h em alguns momentos, no período de higienização. A tabela 4.3 mostra os dados de consumo de água quente para os mesmos processos da tabela 4.2.

Tabela 4.3 - Valores de consumo de água quente em m³/h e horários de utilização

Horario	Tanque de escaldagem	Chiller de pés	Depenadeiras	Higienização	Total (m ³ /h)
00:00	2,0	0,6	2,2	36,9	41,6
01:00	2,0	0,8	2,2	61,5	66,5
02:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
03:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
04:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
05:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
06:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
07:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
08:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
09:00	2,0	0,8	2,2	33,0	38,0
10:00	18,8	0,6	0,0	36,9	56,2
11:00	2,0	0,8	2,2	33,0	38,0
12:00	2,0	0,8	2,2	61,5	66,5
13:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
14:00	2,0	0,8	2,2	33,0	38,0
15:00	2,0	0,6	0,0	36,9	39,5
16:00	2,0	0,6	0,0	36,9	39,5
17:00	18,8	0,0	0,0	33,0	51,8
18:00	0,0	0,0	0,0	61,5	61,5
19:00	2,0	0,8	2,2	61,5	66,5
20:00	2,0	0,8	2,2	0,0	5,0
21:00	2,0	0,8	2,2	33,0	38,0
22:00	2,0	0,6	2,2	36,9	41,6
23:00	2,0	0,8	2,2	33,0	38,0
				Média→	31,9

Fonte: Autor (2016)

Para este volume, um aquecimento eficiente que mantenha os parâmetros necessários é um desafio enorme e arriscado, uma vez que pode comprometer a continuidade do processo.

Para o propósito deste trabalho que é a eliminação do vapor da indústria frigorífica, até então soberano como método de aquecimento de água, primeiramente foi explorado o aproveitamento de calor em alguns equipamentos existentes, fundamental para o alcance do objetivo final.

Mesmo existindo grande possibilidade de recuperação de calor, é fundamental que se saiba onde será utilizada a energia recuperada. No caso da planta em questão, o calor recuperado será para aquecimento de água para vários processos no parque fabril.

Haverá ainda, para alguns casos, a necessidade de um aquecimento complementar, porém, este será menor do que se a água estivesse na temperatura ambiente, já que o diferencial de temperatura (ΔT) será diminuído, caracterizando desta forma a primeira economia de energia do projeto.

4.2.1 Recuperação de energia em compressores de ar comprimido

O estudo do calor disponível no óleo lubrificante dos compressores de ar começa pela análise das características dos equipamentos instalados.

A tabela 4.4 mostra a quantidade de energia recuperada pelo sistema, considerando os dados do fabricante, e a equação fundamental da calorimetria (4.1).

$$q = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta T_a \quad (4.1)$$

onde q é a carga térmica [kW], \dot{m}_a é o fluxo de massa de água [kg/h], c_{pa} é o calor específico da água [4,186 kJ/kg K] e ΔT_a é a variação da temperatura da água [°C].

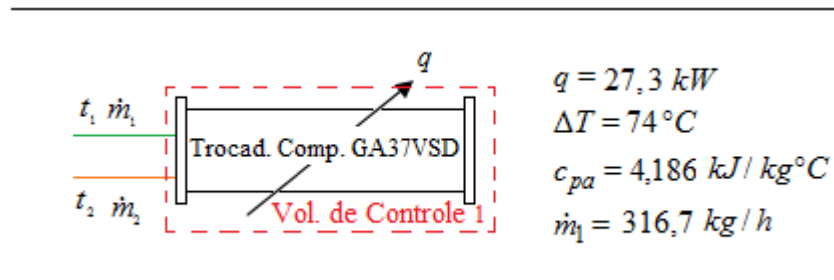
Tabela 4.4 - Energia disponível no sistema conforme características dos equipamentos

Equipamento	Fluxo de água (m ³ /h)	Diferença de Temperatura (°C)	q (kW)
GA30	0,27	74	22,3
GA37 VSD	0,33	74	27,2
GA37 ++	0,33	74	27,2
GA45	0,40	74	33,2
Total	1,33	-	110,0

Fonte: Adaptado de Atlas Copco (2016)

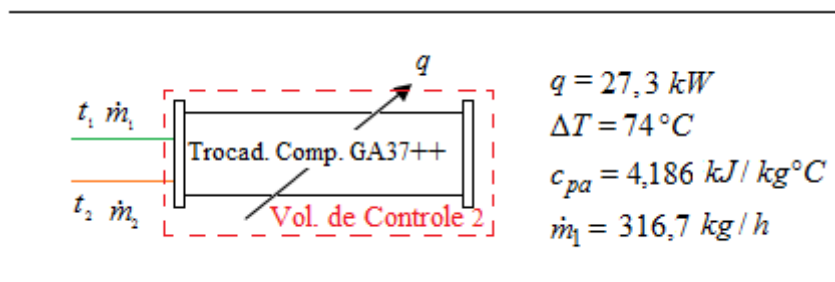
Com os dados das tabelas 4.4 e utilizando a equação 4,1, é possível, através de balanço de massa e de energia nos trocadores de calor, verificar as temperaturas e vazões disponíveis, o que é identificado nas figuras 4.9, 4.10 e 4.11.

Figura 4.9 - Cálculo da vazão mássica de água na saída do trocador de calor do compressor GA37VSD



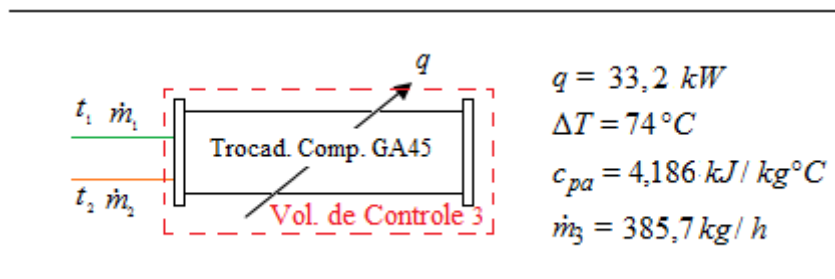
Fonte: Autor (2016)

Figura 4.10 - Cálculo da vazão mássica de água na saída do trocador de calor do compressor GA37++



Fonte: Autor (2016)

Figura 4.11 - Cálculo da vazão mássica de água na saída do trocador de calor do compressor GA45



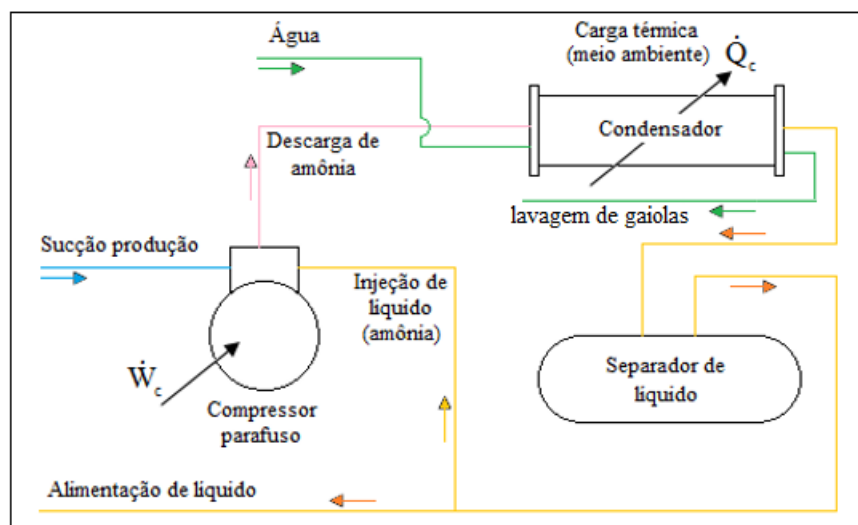
Fonte: Autor (2016)

4.2.2 Recuperação de energia nos compressores de amônia

Nos compressores analisados, o princípio de resfriamento é por injeção de líquido, que consiste na injeção direta de refrigerante na região de baixa pressão na câmara de compressão.

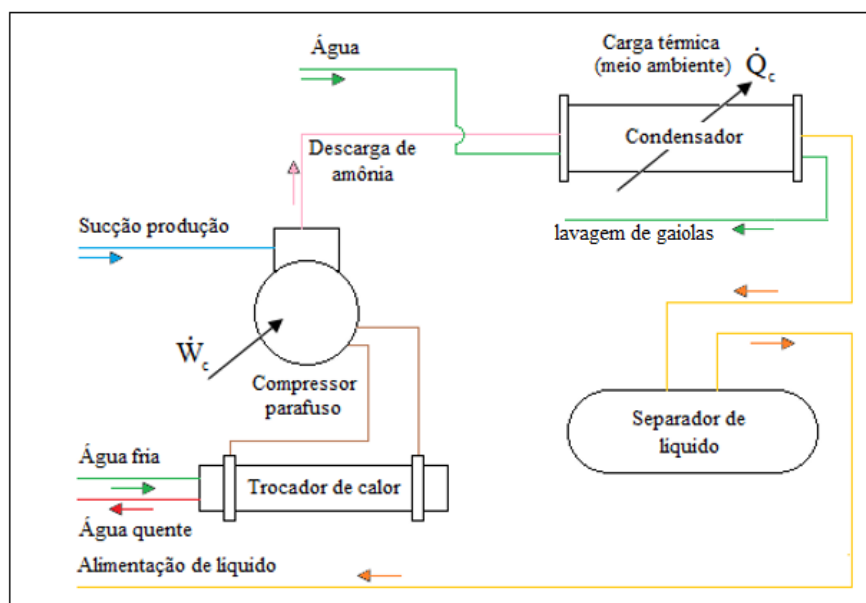
O sistema consiste na injeção de amônia (NH_3) para realizar a refrigeração do óleo, sendo que o calor retirado é transportado para os condensadores e liberado para o meio ambiente, como pode ser visto na figura 4.12.

Figura 4.12 - Resfriamento de óleo por injeção de líquido refrigerante



Fonte: Autor (2016)

Figura 4.13 - Sistema de resfriamento de óleo a água



Fonte: Autor (2016)

Já o sistema de recuperação de energia, utiliza água como fluido refrigerante (ao invés de amônia) sendo que o trocador de calor opera em circuito aberto. Ou seja, a instalação dispensa torres de resfriamento de água uma vez que o calor do óleo dos compressores foi utilizado no processo produtivo para aquecer água, conforme demonstrado na Figura 4.13.

O consumo desta água quente não é contínuo, chegando por vezes ser zero durante alguns períodos do processo produtivo. Como a sala de máquinas da geração de frio opera vinte e quatro horas por dia, seis dias por semana, há sempre a necessidade do resfriamento dos compressores.

Para contornar esta situação, foi criado um “pulmão” de água quente, que compreende um reservatório de água, que será utilizado como termoacumulador. Isso evita que ocorra a interrupção no fluxo de água, prejudicando o resfriamento de óleo, em caso de baixo consumo no processo, além de garantir a alimentação de água para o processo produtivo.

4.2.2.1 Análise de energia disponível no óleo

Através do catálogo do fabricante é possível identificar a carga térmica necessária para realizar o resfriamento do óleo de todos os compressores, verificando-se variações devido à capacidade de cada equipamento, conforme pode ser visualizados na tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Informações da carga térmica disponível nos compressores

Compressor	Nº do Trocador	Cap. Refrigeração (kW)	Regime de Trabalho	Potência (kW)	Carga Térmica do Óleo (kW)
MYCOM N250-VMD-TS	1	759,4	-35°C/-10°C	223,7	116,3
MYCOM N320-VSD-TS	2	1.011,8	-35°C/-10°C	223,7	157,0
HOWDEN WRV 255	3	1.254,9	-10°C/+35°C	372,9	290,8
MYCOM N320-SUMIX	4	1.567,6	-10°C/+35°C	484,7	348,9

Fonte: Mayekawa (2016)

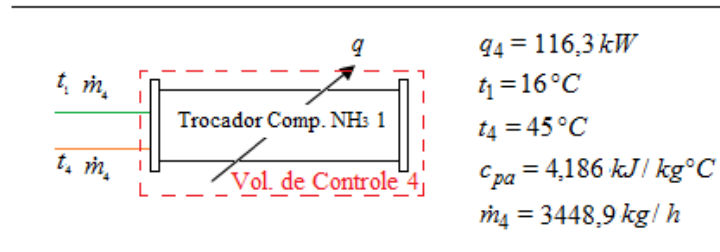
4.2.2.2 Análise térmica dos trocadores de calor

Através de balanço de massa e energia nos trocadores de calor é possível verificar as temperaturas e vazões disponíveis, sendo que a carga térmica do óleo deve ser transferida na sua totalidade para água.

O sistema foi estudado para proporcionar uma temperatura de água de 45 °C, podendo ocorrer variações de vazão de acordo com a temperatura inicial de água e carga térmica do óleo dos compressores. Sendo assim, de acordo com os dados da tabela 4.4, e utilizando a equação

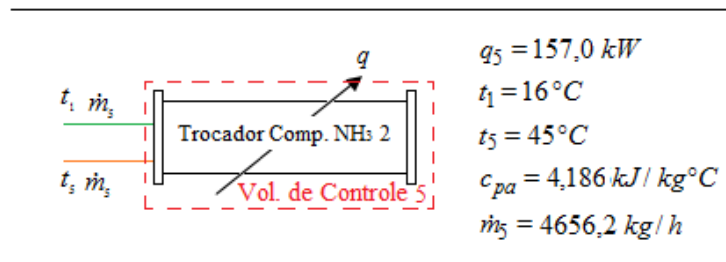
4.1, tem-se a vazão mássica de água disponível na saída dos trocadores, como pode ser visto nas figuras de 4.14 a 4.17.

Figura 4.14 - Cálculo da vazão mássica de água no volume de controle 4



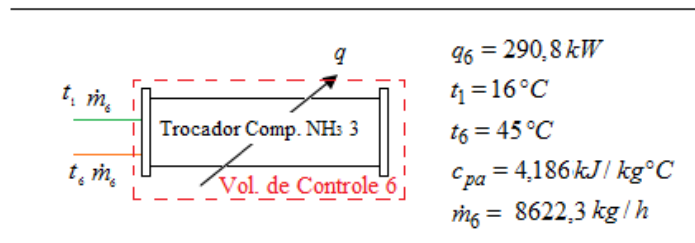
Fonte: Autor (2016)

Figura 4.15 - Cálculo da vazão mássica de água no volume de controle 5



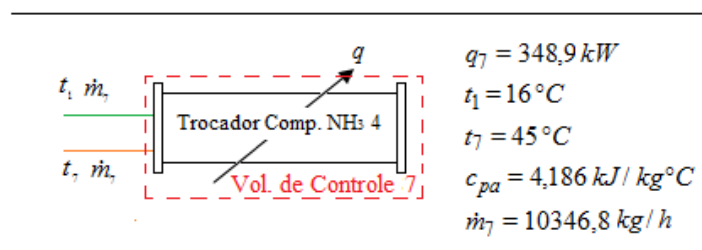
Fonte: Autor (2016)

Figura 4.16 - Cálculo da vazão mássica de água no volume de controle 6



Fonte: Autor (2016)

Figura 4.17 - Cálculo da vazão mássica de água no volume de controle 7



Fonte: Autor (2016)

No Anexo V deste trabalho consta um desenho técnico com as principais dimensões de um dos trocadores de calor utilizado no sistema de recuperação de energia do óleo dos compressores de amônia.

4.2.2.3 Dessuperaquecedor

É no dessuperaquecedor que ocorre a recuperação de energia da descarga de amônia dos compressores, ou seja, antes dessa ser conduzida para os condensadores. A vazão mássica de amônia depende diretamente do regime de operação da sala de máquinas, ou seja, da quantidade de compressores e evaporadores que são utilizados no processo.

Devido às variações climáticas durante o ano, a geração de frio possui comportamento sazonal em função da temperatura externa que influencia na pressão de condensação.

Um levantamento foi realizado no dessuperaquecedor instalado na planta industrial durante o ano de 2015. Os valores são reportados na tabela 4.6, observando-se um consumo médio de água de 17226,7 kg/h a uma temperatura média de 62 °C.

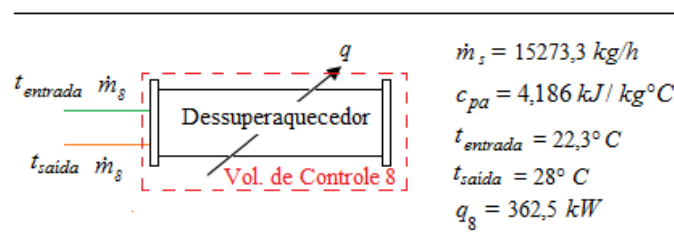
Tabela 4.6- Dados para cálculo da vazão mássica de água no volume de controle 8

	jan	fev	mar	abr	mai	jun	jul	ago	set	out	nov	dez	Média
Vazão mássica (kg/h)x1000	19	19	17,5	17,5	15,3	15,3	15,3	15,3	17,5	17,5	19	19	17,3
Temp. entrada Amônia (°C)	75	75	60	60	50	50	50	50	60	60	75	75	61,7
Temp. saída Amônia (°C)	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40,0
Temp. entrada água (°C)	25	25	23	23	19	19	19	19	23	23	25	25	22,3
Temp. saída água (°C)	43	43	40,4	40,4	26,7	26,7	26,7	26,7	40,4	40,4	43	43	28,0
Vazão da água (m³/h)	21,8	21,8	12	12	12	12	12	12	12	12	21,8	21,8	15,3

Fonte: Autor (2015)

Nestas condições, com a temperatura de água de entrada a 22,3 °C foi obtida água quente a temperatura de 28 °C. Na figura 4.18 têm-se os dados para o cálculo da energia térmica recuperada de acordo com a equação 4.1.

Figura 4.18 - Cálculo da vazão mássica de água no volume de controle 8



Fonte: Autor (2016)

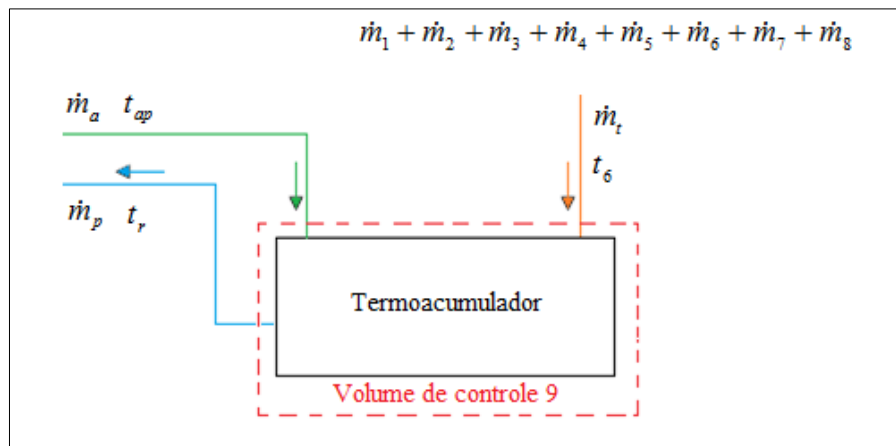
4.2.2.4 Análise do termoacumulador

É no termoacumulador que ocorre à entrada de água de todos os trocadores de calor, sendo que as perdas de temperatura na tubulação são desconsideradas devido à pequena distância entre os pontos e o isolamento utilizado.

Já no termoacumulador verificaram-se perdas de calor, principalmente nos períodos onde não há o consumo imediato de água quente. Devido a este fato, com base em medições efetuadas, foi considerada a temperatura de 38 °C como sendo a temperatura de saída do termoacumulador.

Com isso verifica-se o volume de controle nove com as suas variáveis envolvidas na figura 4.19.

Figura 4.19 - Volume de controle 9



Fonte: Autor (2016)

Após análise dos trocadores de calor individualmente é possível verificar a massa total de água quente que é disponibilizada ao processo, sendo que a temperatura inicial considerada para água foi de 16 °C e temperatura final de 38 °C.

$$\dot{m}_t = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (4.2)$$

Substituindo os valores na equação (4.2), tem-se

$$\dot{m}_t = 316,7 + 316,7 + 385,7 + 3448,9 + 4656,2 + 8622,3 + 10346,8 + 15273,3 = 43366,7 \text{ kg/h}$$

O termoacumulador tem a função de proporcionar uma estabilização de temperatura, além de um armazenamento de fluido quente em momentos onde não ocorre consumo de água nos processos.

Além da entrada de água quente foi adicionada uma tubulação para entrada de água na temperatura ambiente, pois o consumo dos processos é, em alguns períodos, maior do que a quantidade de água quente disponível, conforme verificado na tabela 4.7 onde constam seis períodos onde o consumo de água é maior do que o volume produzido pelos trocadores. A vazão máxima requerida é de 66,5 m³/h.

Tabela 4.7- Períodos onde o consumo de água quente no processo ultrapassa o volume de água quente produzida nos trocadores

Horario	Tanque de escaldagem	Chiller de pés	Depenadeiras	Higienização	Total (m ³ /h)
01:00	2,0	0,8	2,2	61,5	66,5
10:00	18,8	0,6	0,0	36,9	56,2
12:00	2,0	0,8	2,2	61,5	66,5
17:00	18,8	0,0	0,0	33,0	51,8
18:00	0,0	0,0	0,0	61,5	61,5
19:00	2,0	0,8	2,2	61,5	66,5

Fonte: Autor (2016)

Como há a necessidade de reposição com água não aquecida, foi preciso determinar a vazão mássica requerida no processo. A pressão da água da rede de abastecimento, na temperatura ambiente é de 0,3 MPa, e a densidade da água nestas condições é de 997,7 kg/m³. Com estes dados pode-se determinar a vazão requerida pela equação 3.4.

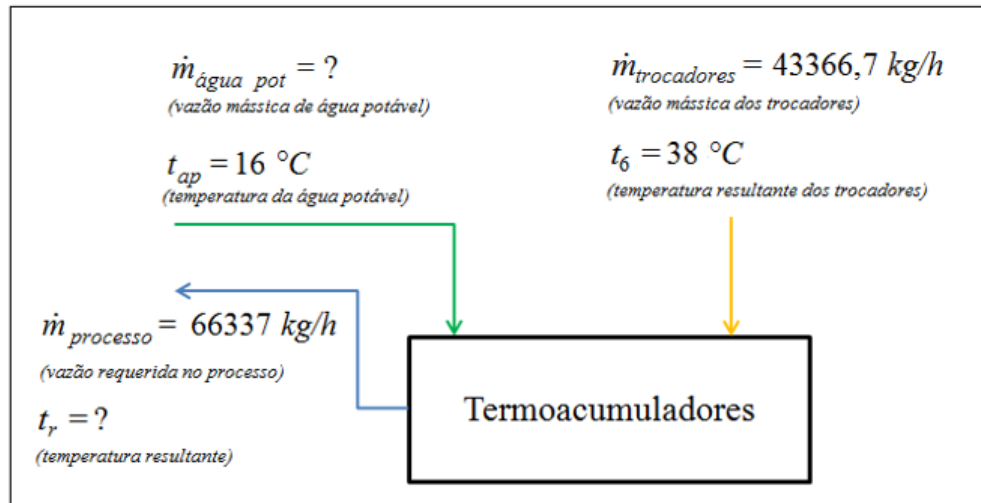
$$\dot{m}_p = \rho \cdot \dot{V} \quad (4.3)$$

onde \dot{m}_p é o fluxo de massa de água para fornecimento ao processo produtivo [kg/h], ρ é a massa específica da água [kg/m³] e \dot{V} é a vazão volumétrica de água que é destinada ao processo [m³/h]. Substituindo os valores na equação (4.3), tem-se:

$$\dot{m}_p = 66,5 \cdot 997,7 = 66337 \text{ kg/h}$$

Como existe uma mistura de água quente com água à temperatura ambiente é necessário realizar o balanço de massa e energia para identificar qual será a temperatura resultante. Na figura 4.20 tem -se os dados para obtenção do resultado requerido.

Figura 4.20 - Dados para o cálculo da temperatura resultante



Fonte: Autor (2016)

Pelo princípio da conservação da massa para um volume de controle em regime (Çengel e Boles, 2013), tem-se:

$$\sum \dot{m}_{entram} = \sum \dot{m}_{saem} \quad (4.4)$$

ou seja,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{trocadores} + \dot{m}_{\text{água pot.}} &= \dot{m}_{\text{processo}} \Rightarrow \dot{m}_{\text{água pot.}} = \dot{m}_{\text{processo}} - \dot{m}_{\text{trocadores}} \\ \therefore \dot{m}_{\text{água pot.}} &= 66337,0 - 43366,7 = 22970,3 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Pelo princípio da conservação de energia, para um volume de controle em regime permanente, desprezando potência, taxa de transferência de calor e os efeitos de energia cinética e potencial (Çengel e Boles, 2013), tem-se:

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s \quad (4.5)$$

ou seja,

$$\dot{m}_{\text{trocadores}}h_6 + \dot{m}_{\text{água pot.}}h_{\text{água pot.}} = \dot{m}_{\text{processo}}h_{\text{processo}}$$

$$\therefore h_{\text{processo}} = \frac{\dot{m}_{\text{trocadores}}h_6 + \dot{m}_{\text{água pot.}}h_{\text{água pot.}}}{\dot{m}_{\text{processo}}}$$

Para os valores das entalpias específicas da água potável de 159,2 kJ/kg, de 67,3 kJ/kg para a água dos trocadores de calor, e para os valores dos fluxos de massa, tem-se

$$\therefore h_{\text{processo}} = \frac{43366,7 \cdot 159,2 + 22970,3 \cdot 67,3}{66337,1} = 127,4 \text{ kJ / kg}$$

cujo valor de entalpia, corresponde à temperatura da água de aproximadamente 30,4 °C.

4.2.3 Análise da utilização no processo

A análise será feita no consumo de água quente com suas respectivas temperaturas para os equipamentos, onde já foi feita a análise de consumo de vapor, ou seja, no tanque de escaldagem, depenadeiras, *chiller* de pés e tanque de higienização. No sistema convencional, os processos recebem água a temperatura ambiente (16 °C) e através de injeção de vapor direta ou indireta é realizado o aquecimento até a temperatura desejada.

É feito um comparativo de redução no consumo de vapor com a substituição desta água a temperatura ambiente pela água do termoacumulador (sistema de recuperação) cuja temperatura de saída é 30,4 °C, sendo que a utilização de vapor é apenas para correção da temperatura nos equipamentos, que necessitam de temperatura maior do que a disponível.

4.2.3.1 Tanque de escaldagem

No sistema convencional, obteve-se no tanque de escaldagem para aquecimento inicial um consumo de vapor de 1194,0 kg/h, e para a continuidade do processo, com reposição de água, 127,0 kg/h.

Utilizando novamente a equação 2.1, refazendo os cálculos para temperatura de entrada de 30,4 °C obtém-se o consumo de 785,5 kg/h para o aquecimento inicial.

Aplicando a equação 2.2 e refazendo os cálculos para a temperatura da água de reposição de 30,4 °C obtém-se o consumo de 83,6 kg/h depois que o processo é iniciado e há a reposição de água. Para os dois casos, economia de 34,2 % no consumo de vapor.

4.2.3.2 *Chiller* de pés

No sistema convencional, obteve-se para o *chiller* de 37,6 kg/h de consumo de vapor para aquecimento no período inicial e, para a continuidade do processo, a reposição constante de água, 50,7 kg/h.

Refazendo os cálculos para temperatura inicial de 30,4 °C, utilizando a equação 2.1, obtém-se o consumo de 25,6 kg/h para o aquecimento inicial.

Com a equação 2.2 e com a temperatura da água de reposição de 30,4 °C obtém-se o consumo de vapor de 34,5 kg/h depois que o processo de escalda de pés é iniciado, havendo, portanto, uma economia de 31,9% para ambos os casos.

4.2.3.3 Depenadeiras

Utilizando a água de alimentação do trocador de calor a 16 °C, obteve-se um consumo de 240,7 kg/h de vapor para atingir a temperatura requerida.

Empregando novamente a equação 2.3, só que agora considerando a temperatura de entrada de 30,4 °C obtém-se 176,6 kg/h, para uma economia de 26,6%.

4.2.3.4 Higienização

Na higienização têm-se três períodos distintos: aquecimento de pré-higienização, higienização da primeira área, e higienização da segunda área. No sistema convencional, considerando a temperatura de entrada de 16 °C obteve-se os consumos de 1596,8 kg/h, 1785,5 kg/h e 2975,9 kg/h, respectivamente.

Com a temperatura de entrada a 30,4 °C obteve-se 879,7 kg/h para o período pré-higienização, 983,7 kg/h para a higienização da primeira área e 1639,5 kg/h para a higienização da terceira área, gerando, dessa forma, uma economia de 44,9% no consumo de vapor.

A tabela 4.8 consta o consumo de vapor nos equipamentos no sistema convencional, e no sistema com recuperação de energia, resumindo o que foi exposto acima.

Tabela 4.8 - Consumos de vapor e economia gerada com o sistema de recuperação de energia

Equipamentos	Sem recuperação	Com recuperação	Economia gerada
Tanque de escaldagem (início)	1194,0 kg/h	785,5 kg/h	34,20%
Tanque de escaldagem (reposição)	127,0 kg/h	83,6 kg/h	
Chiller de pés (início)	37,6 kg/h	25,6 kg/h	31,90%
Chiller de pés (reposição)	50,7 kg/h	34,5 kg/h	
Depenadeiras	240,67 kg/h	176,6 kg/h	26,60%
Higienização (aquecimento)	1596,8 kg/h	879,7 kg/h	44,90%
Higienização (1ª área)	1785,51kg/h	983,7 kg/h	
Higienização (2ª área)	2975,9 kg/h	1639,5 kg/h	

Fonte: Autor (2016)

4.3 Economia gerada na primeira fase

Para a determinação da economia gerada, foi refeito a tabela 4.2, onde constam todos os valores de consumo de vapor por horário e por equipamento, considerando os resultados obtidos com os sistemas de recuperação de energia. No sistema convencional, o consumo de vapor por dia era de 38123,5 kg. Com o sistema de recuperação de calor, o consumo passou a ser de 23205,8 kg de vapor por dia, economia de 14917,7 kg (39,1%). No Apêndice II constam as tabelas comparativas com a distribuição de consumo de vapor conforme os resultados apresentados.

Segundo Spirax Sarco (2010), o consumo de vapor pode ser determinado a partir da taxa de transferência de calor e vice-versa, segundo a equação 4.6.

$$q = \dot{m}_v \cdot h_{vl} \quad (4.6)$$

onde q é a taxa de transferência de calor [kW], \dot{m}_v é o consumo de vapor [kg/s] e h_{vl} é a entalpia específica de vaporização da água [kJ/kg].

Considerando apenas a parcela economizada (14917,7 kg/dia), utilizando a equação 4.6 obtém-se a redução de 350,7 kWh e, por dia, uma redução de 8416,9 kW.

O preço do m³ de lenha na planta industrial analisada é de R\$ 56,00. A análise do histórico de consumo de lenha na caldeira mostrou que é gasto em média 1,66 m³ de lenha por tonelada de vapor produzido. A economia de vapor gerou um consumo de lenha a menor de 24,8 m³/dia, o que equivale a R\$ 1.388,80 por dia, R\$ 34.720,00 por mês e R\$ 416.640,00 por ano.

4.4 Análise financeira da primeira fase

4.4.1 Orçamento

Como este projeto foi instalado em uma unidade industrial em pleno funcionamento, a análise de custos foi feita conforme as diretrizes corporativas da empresa, a fim de se obter a aprovação para o investimento. Na Tabela 4.9, tem-se os valores que foram levantados e apresentados para análise do projeto.

Tabela 4.9- Orçamento dos equipamentos utilizados na primeira fase do projeto

Dessuperaquecedor				
Componente	Quant.	Valor Un.	Valor Tot.	
Trocador de calor	1	R\$ 51.700,00	R\$ 51.700,00	
Sistema de controle, medidor de vazão para amônia	1	R\$ 70.000,00	R\$ 70.000,00	
Recuperação de energia nos compressores de ar comprimido				
Componente	Quant.	Valor Un.	Valor Tot.	
Equipamento de recuperação de energia para comp. GA37	1	R\$ 24.939,49	R\$ 24.939,49	
Equipamento de recuperação de energia para comp. GA45	2	R\$ 27.432,95	R\$ 54.865,90	
Recuperação de Energia nos compressores de amônia				
Componente	Quant.	Valor Un.	Valor Tot.	
Trocadores de calor	4	R\$ 47.400,00	R\$ 189.600,00	
Termoacumulador	1	R\$ 55.000,00	R\$ 55.000,00	
Sistemas de controle, tubulações, isolamento de rede	-	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00	
Total			R\$ 496.105,39	

Fonte: Autor (2016)

4.4.2 Taxa interna de retorno modificada (MTIR)

Na empresa onde este trabalho foi realizado, a MTIR é considerada o principal parâmetro para análise econômica de projetos sendo o fator decisório para a liberação de recursos. Para projetos de eficiência energética o valor da MTIR deve ser de no mínimo 18%. Para cálculo da MTIR utilizou-se as equações 2.7 e 2.8.

Na figura 4.16 é apresentado o fluxo de caixa do investimento para dez anos.

Figura 4.16- Fluxo de caixa do investimento em 1000·R\$

↑		416,64	416,64	416,64	416,64	416,64	416,64	416,64	416,64	416,64	416,64
↓	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		-496,1									

Fonte: Autor (2016)

Considerando uma taxa de financiamento de 14% ao ano e uma taxa de reinvestimento de 11% ao ano, tem-se uma MTIR calculada de 30%, valor acima do aceitável para aprovação do investimento.

O *Payback* descontado calculado para este investimento foi de 1 ano e 4 meses.

4.5 Implantação do aquecedor de água (segunda fase do projeto)

Após o término da primeira fase, onde se obteve uma redução no consumo de vapor de 39,1%, a segunda etapa deste trabalho consistiu em implementar um sistema de aquecimento que supra completamente a energia térmica produzida pela caldeira.

O consumo maior de vapor que era de 3394,2 kg/h no início do trabalho passou a ser de 1934,2 kg/h (Apêndice II), que de acordo com a equação 4.6 demanda 1100 kW de energia térmica da caldeira, que é justamente o ponto de partida para o dimensionamento do aquecedor, que deve suprir totalmente esta energia.

4.5.1 Condicionantes da implantação do aquecedor de água

O novo sistema de aquecimento de água recebe água proveniente dos termoacumuladores e, quando necessário, água de reposição a temperatura ambiente, e faz o aquecimento complementar até a temperatura desejada.

A temperatura máxima requerida pelo processo é de 70 °C nas depenadeiras, porém, como medida de segurança, uma vez que se trata de um novo método de aquecimento, para não comprometer a continuidade do processo foi adotado um coeficiente de segurança de 1,3, o que resultaria em uma temperatura de 91 °C. Para fins de projeto, foi adotado o valor de 90 °C como temperatura final da água na saída do aquecedor. A vazão máxima requerida no processo é de 66,5 m³/h.

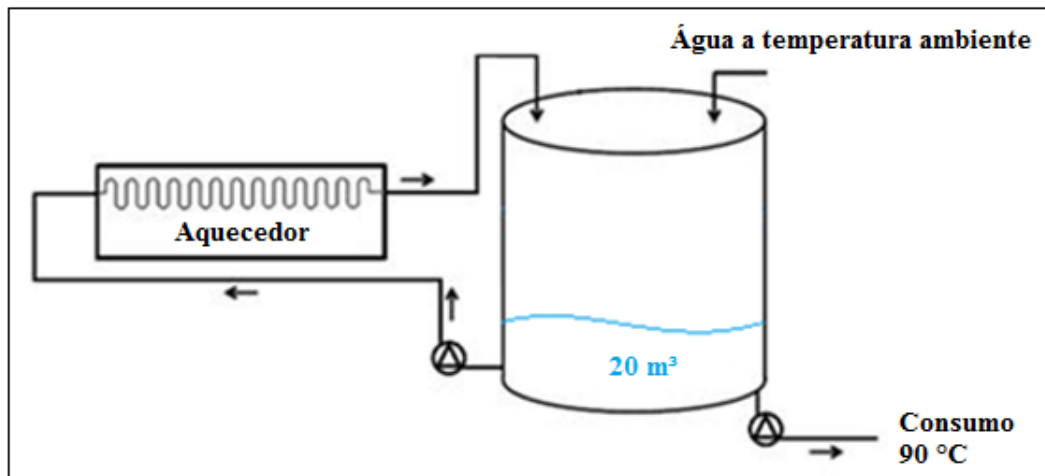
O sistema funciona seis dias por semana sem interrupção, ficando apenas de sábado à tarde até domingo à tarde sem operar, que é o período em que não há produção.

O armazenamento de água quente é feito em um tanque de 100 m³, porém no início na semana produtiva, ou seja, domingo à tarde, o sistema inicia com apenas 20% da sua capacidade.

O tempo para atendimento da temperatura é de 2 horas, que é a inércia térmica do sistema.

Na figura 4.17 é apresentado um esquema da condição inicial do sistema de aquecimento.

Figura 4.17- Condição inicial do aquecedor no início da semana



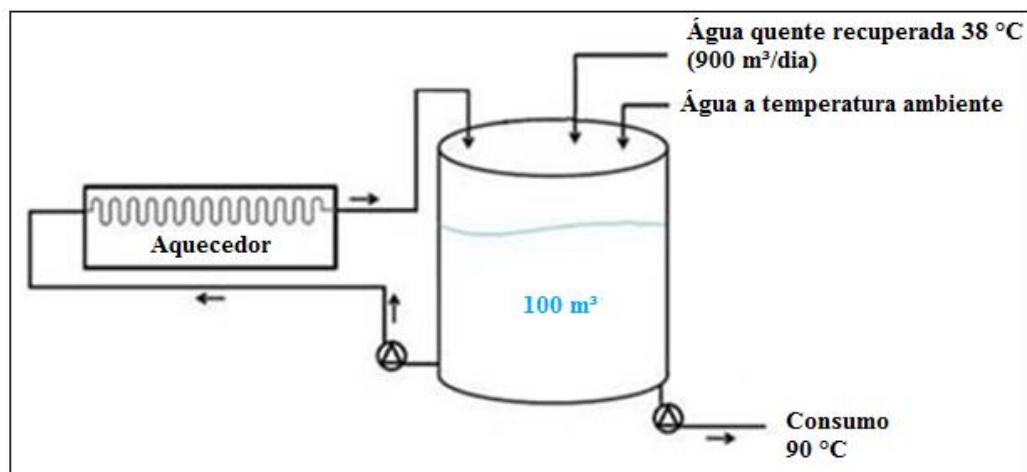
Fonte: Autor (2016)

Na medida em que a fábrica começa operar, há a geração de água quente através dos sistemas de recuperação de calor, uma vez que entra em operação a geração de frio e geração de ar comprimido. São mais de 900 m³/dia de água quente recuperada entrando no sistema a 38 °C. No Apêndice III constam as leituras de vazão na entrada dos termoacumuladores.

Com a fábrica em plena operação, o tanque de armazenamento passa a operar com sua capacidade máxima, ou seja, 100 m³.

Na figura 4.18 é mostrada a condição de funcionamento do sistema de aquecimento a partir do momento em que a fábrica começa operar a plena capacidade, já tendo superado inclusive o tempo de inércia térmica de 2 horas.

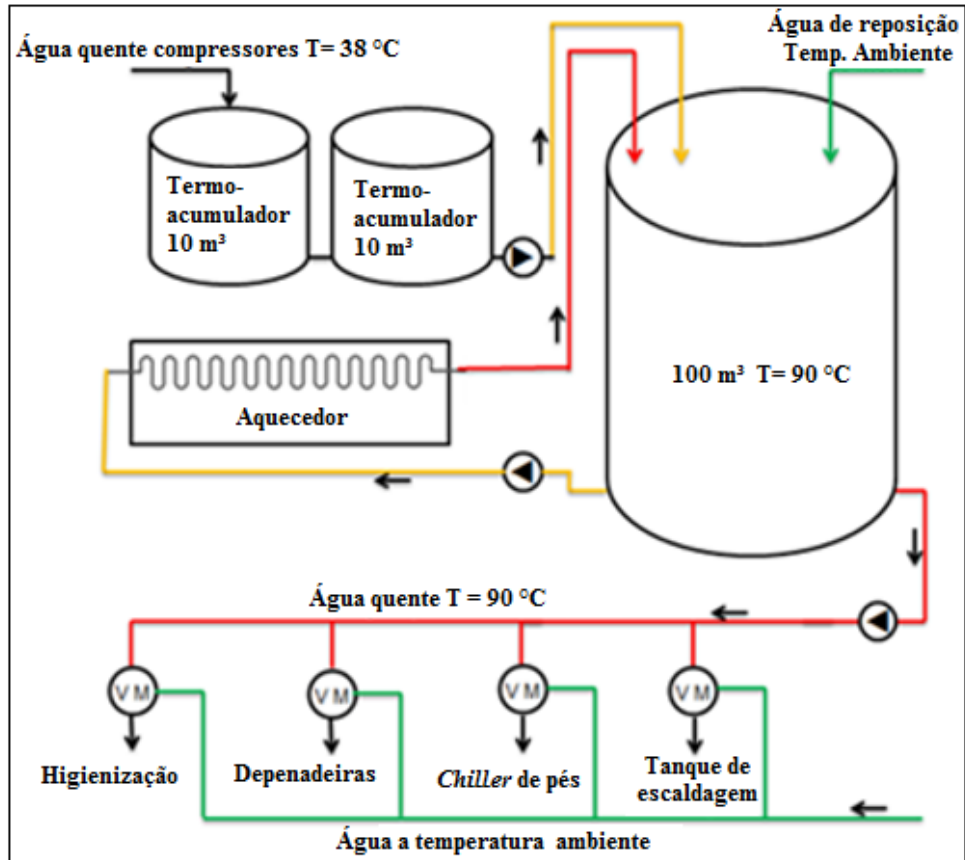
Figura 4.18 - Condição de funcionamento do aquecedor com a fábrica a plena capacidade



Fonte: Autor (2016)

A distribuição da água quente nos pontos de consumo é feita através de válvulas misturadoras onde é dosado água a 90 °C e água a temperatura ambiente, até o atendimento da temperatura requerida para cada aplicação. Na figura 4.19 é mostrado um diagrama de todo o sistema de fornecimento de água quente para a indústria.

Figura 4.19 - Esquema geral do sistema de aquecimento de água

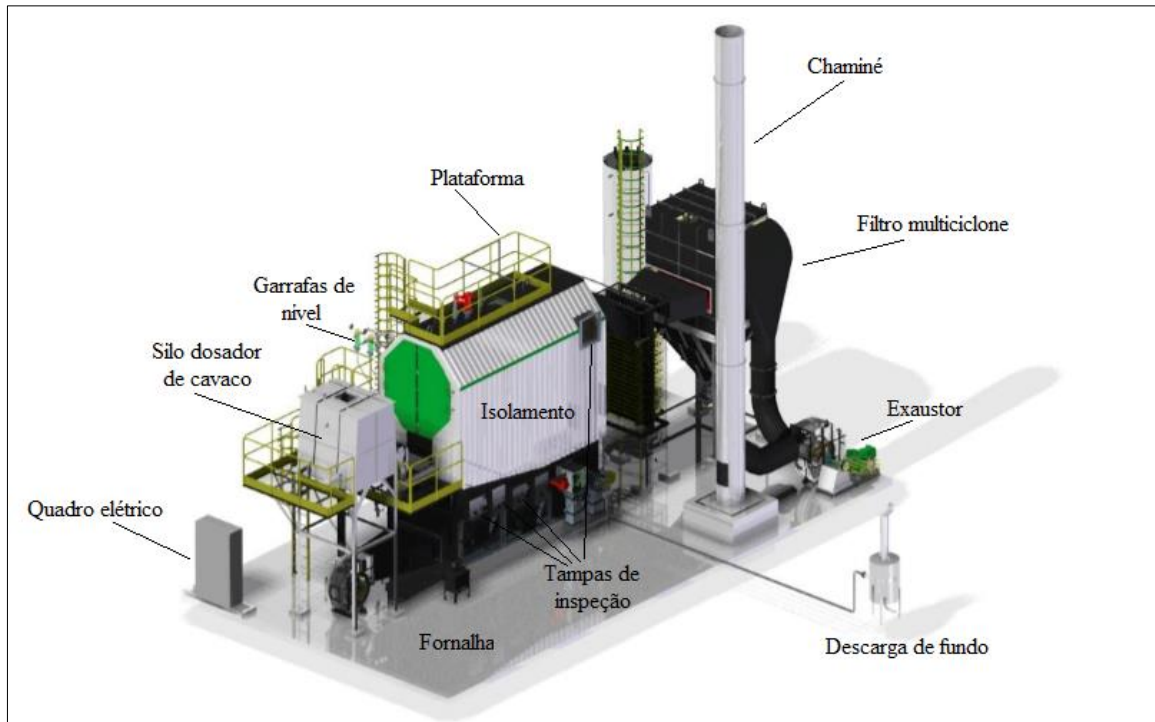


Fonte: Autor (2016)

4.5.2 Aquecedor de água

Com base nas premissas descritas no item anterior, foi dimensionado o aquecedor de água para atender as demandas de água quente da fábrica. O aquecedor é do tipo de construção mista (fornalha aquatubular e gerador de água quente flamotubular), com capacidade de aquecimento de 2500 kg/h, tendo como combustível biomassa na forma de madeira picada (cavaco). As características do combustível podem ser vistas no Anexo VI onde constam os resultados da análise feita com amostra do cavaco a ser utilizado no projeto. A figura 4.20 ilustra o desenho do aquecedor modelo AHBI-1300 do fabricante Benecke, com seus principais componentes.

Figura 4.20- Aquecedor de água Benecke AHBI - 1300



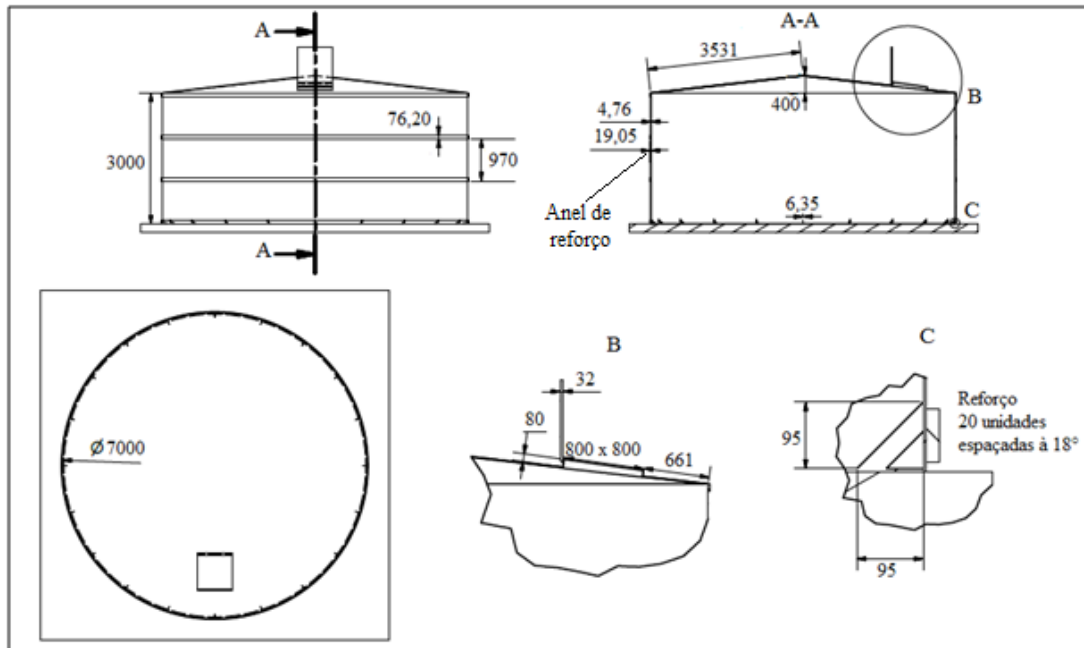
Fonte: Adaptado de Benecke (2016)

No Anexo VII consta os dados de projeto do aquecedor e periféricos, e no Anexo VIII os dados referentes a desempenho e eficiência.

4.5.3 Tanque de armazenamento de água quente

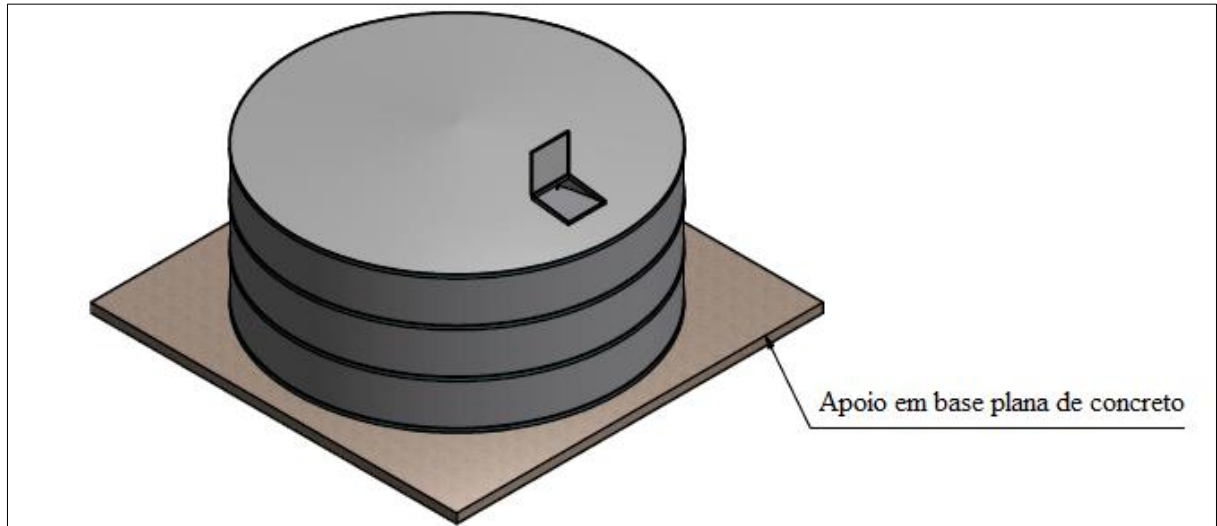
O tanque para armazenamento e distribuição de água aquecida foi dimensionado em aço galvanizado de 100 m³, isolado termicamente, fundo plano e tampa cônica com boca de inspeção. Na figura 4.21 é apresentado as principais dimensões do tanque em milímetros, e na figura 4.22 mostra-se um desenho em 3D do mesmo reservatório.

Figura 4.21- Dimensões do reservatório de água quente (mm)



Fonte: Autor (2016)

Figura 4.22- Tanque de armazenamento de água quente



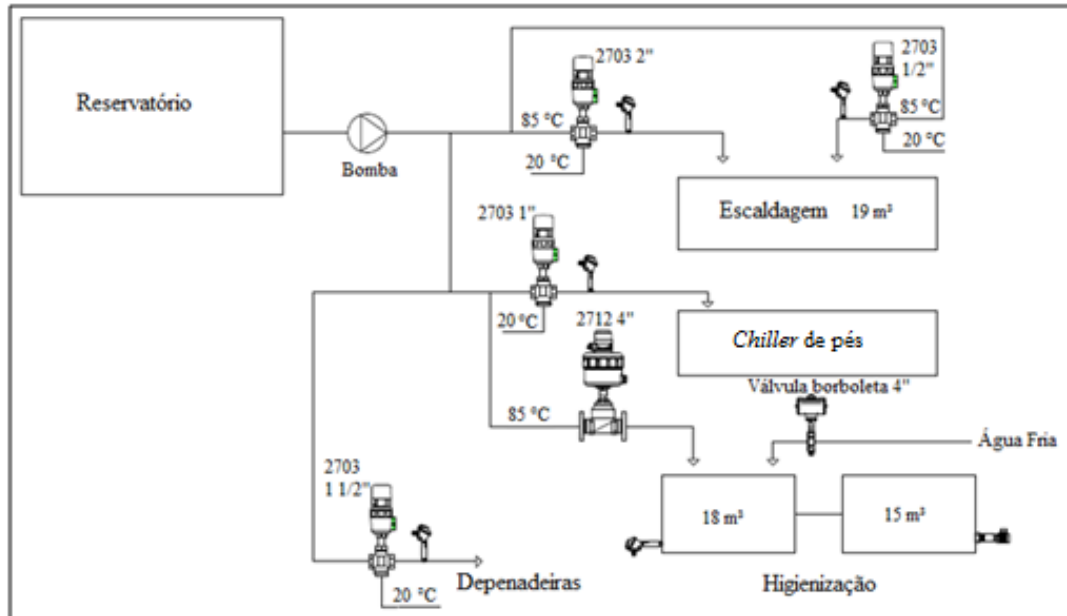
Fonte: Autor (2016)

4.5.4 Válvulas misturadoras

A alimentação de água quente nos pontos de consumo é feita através de um conjunto de válvulas de controle e sensores de temperatura do tipo PT-100, controlados por um painel de comando para controle de nível e temperatura. Na figura 4.23 é mostrado um *croqui* de montagem do sistema em cada ponto de consumo, e na figura 4.24 o esquema de montagem

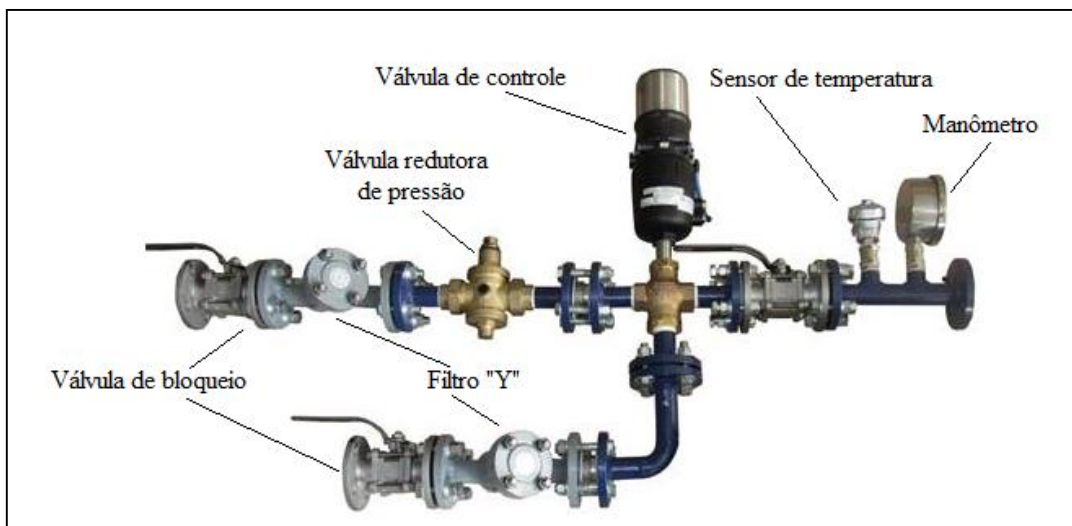
dos pontos de mistura de água. No Anexo IX é mostrado o orçamento do sistema de automação com os componentes utilizados.

Figura 4.23- *Croqui* de montagem do sistema de mistura de água



Fonte: Adaptado de Fiedler (2017)

Figura 4.24 – Esquema de montagem dos componentes do sistema de mistura



Fonte: Adaptado de Fiedler (2017)

4.5.5 Economia gerada devido à utilização de cavaco

Ao final da primeira fase, o consumo de vapor para aquecimento de água era de 23205,8 kg/dia, sendo que para cada tonelada de vapor produzido são gastos em média 1,66 m³ de lenha, a um custo de R\$ 56,00/m³. Considerando uma produção de 25 dias por mês, o gasto anual de lenha é em torno de R\$ 647.163,00.

O novo sistema de aquecimento de água foi projetado para operar com cavaco de eucalipto, que possui densidade de 447,3 kg/m³ (CERAGIOLI, 2013). O consumo de combustível do aquecedor, segundo dados do fabricante (Anexo VIII), é de 1000 kg/h.

O valor do cavaco utilizado em outra unidade da empresa é de R\$ 28,72/m³, então levando em conta a densidade do cavaco e o consumo do equipamento, o valor gasto em combustível por hora é de R\$ 64,21. Para uma produção de 24 horas por dia e 25 dias por mês, o gasto anual é de R\$ 462.345,00.

A utilização do cavaco ao invés de lenha gera uma economia anual de R\$ 184.818,00.

4.5.6 Análise financeira da implantação do aquecedor

4.5.6.1 Orçamento

Como a execução do projeto se deu em etapas, a análise financeira foi feita separadamente para cada fase do trabalho.

Na tabela 4.10 é apresentado o orçamento dos equipamentos que compõe a segunda fase do projeto.

Tabela 4.10- Orçamento dos equipamentos utilizados na segunda fase do projeto

Componente	Valor
Aquecedor de água	R\$ 538.775,00
Tanque 100 m ³ (aço galvanizado)	R\$ 95.000,00
Válvulas misturadoras	R\$ 130.679,00
Tubulações e bombas	R\$ 50.000,00
Base de concreto para tanque	R\$ 50.000,00
Total	R\$ 864.454,00

Fonte: Autor (2017)

4.5.6.2 Taxa interna de retorno modificada (MTIR)

Da mesma forma que na primeira fase, a análise financeira é feita através da MTIR, calculada por meio das equações 2.7 e 2.8.

Na figura 4.23 é apresentado o fluxo de caixa do investimento da segunda fase para dez anos.

Figura 4.25- Fluxo de caixa do investimento da segunda fase em 1000·R\$

↑		184,8	184,8	184,8	184,8	184,8	184,8	184,8	184,8	184,8	184,8
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
↓	-864,4										

Fonte: Autor (2017)

Considerando uma taxa de financiamento de 14% e uma taxa de reinvestimento de 11%, tem-se uma MTIR calculada de 14%, valor abaixo do aceitável para aprovação do investimento.

O *Payback* descontado calculado foi de 6 anos e 11 meses.

4.6 Uso de combustível misto

A análise financeira mostrou que a migração do uso da lenha para cavaco foi insuficiente para viabilizar o aquecedor de água, e que para alavancar o novo projeto seriam necessários mais ganhos além daqueles obtidos somente pela troca de combustível.

Desta forma, foram buscados outros insumos que pudessem ser utilizados como combustível, com um custo menor, ou até sem custo, em se tratando de algum subproduto do processo industrial.

4.6.1 Lodo frigorífico

Na busca por combustíveis alternativos, o lodo proveniente do tratamento de efluente apresentou-se como uma boa alternativa para uso no aquecedor. O frigorífico estudado produz 728 toneladas por mês deste subproduto e tem custo para destinação e processamento, que é tratado fora do parque fabril estudado.

O lodo possui poder calorífico superior de 29850 kJ/kg, 58% maior que o cavaco, que é de 18905 kJ/kg. Nos anexos são apresentadas as análises das propriedades de amostras de

cavaco (Anexo VI) e de lodo (Anexo X) feitas pela Cientec Fundação de Ciência e Tecnologia do RS.

O lodo é obtido após o processo de flotação no tratamento de efluentes, onde são separados líquidos e sólidos dos fluidos residuais do processo produtivo. A unidade dos sólidos é retirada através de centrifugação, formando o lodo frigorífico propriamente dito.

4.6.2 Processamento do lodo frigorífico

A destinação correta do lodo do tratamento de efluente é um passivo ambiental bastante oneroso para a indústria frigorífica. Para o caso da unidade industrial analisada, o processamento do lodo é feito em uma empresa terceirizada, localizada a 90 km de distância, o que agrava a encargo da empresa, uma vez que, até o produto chegar ao seu destino, a responsabilidade é da unidade produtora. São 50 viagens mensais a um custo de R\$ 384,00 por viagem. Já o processamento custa para o frigorífico R\$ 78,00 por tonelada. A tabela 4.11 resume o que foi exposto acima, indicando ainda o custo mensal com o processamento do lodo.

Tabela 4.11- Custos mensais do processamento de lodo

Transporte			Processamento		
Viagens mensais	Custo (R\$/viagem)	Total	Quantidade (kg/mês)	Custo (R\$/1000kg)	Total
50	R\$ 384,00	R\$ 19.200,00	728000	R\$ 78,00	R\$ 56.784,00
Custo total por mês = R\$ 75.984,00					
Lodo produzido por mês = 728 ton					
Custo por ton = R\$ 104,40/mês					

Fonte: Autor (2017)

4.7 Queima de lodo no aquecedor

Devido às propriedades caloríficas do lodo, é possível misturá-lo ao cavaco para a formação de um combustível misto para o aquecedor.

Contudo, mesmo com seu alto poder calorífico (29850 kJ/kg em base seca), o seu elevado teor de umidade (79,13%) limitou o uso do lodo em 10% do total de combustível previsto pelo fabricante do aquecedor (1000 kg/h · 0,1=100 kg/h). A partir das análises feitas pela Cientec do cavaco e do lodo, pode-se calcular o poder calorífico inferior da mistura dessas duas biomassas.

De acordo com a equação de Mendeleev apresentada por Vlassov (2001), o valor de PCI em base úmida é em torno de 8461 kJ/kg (Apêndice IV), valor ainda superior ao considerado pelo fabricante do aquecedor que foi de 7326 kJ/kg (1750 kcal/h).

Além disso, a quantidade de água total apresentada pela mistura combustível é aproximadamente 510 kg/h ($900 \text{ kg/h} \cdot 0,478 + 100 \text{ kg/h} \cdot 0,791$), correspondendo a uma umidade total de 53%, menor que aquela admissível pelo fabricante (55%).

4.7.1 Economia gerada com a queima do lodo

A porcentagem de lodo adicionada ao cavaco gera uma redução desse na mesma proporção, ou seja, 10%. O consumo de cavaco no aquecedor, que foi projetado para 1000 kg/h, passa a ser de 900 kg/h. O valor gasto com cavaco por hora será de R\$ 57,80 ao invés de R\$ 64,21. Para uma produção de 24 horas por dia e 25 dias por mês, o gasto com cavaco que antes era de R\$ 462.345,00, passa a ser de R\$ 416.110,00.

Com relação à adição de lodo ao cavaco, a economia se dá em razão da diminuição do volume deste subproduto que é destinado ao processamento externo. O gasto por tonelada é de R\$ 104,40. A utilização de 100 kg/h de lodo gera um consumo anual de 720 toneladas por ano ($100 \text{ kg} \cdot 24 \text{ h} \cdot 25 \text{ dias} \cdot 12 \text{ meses}$), economia de R\$ 75.149,00/ano ($720 \text{ ton} \cdot \text{R\$ } 104,40/\text{ton}$). A economia gerada foi de R\$ 307.613,00 por ano (resultado da diferença entre o gasto com lenha ao final da primeira fase, R\$ 648.575,00, e o gasto com cavaco, R\$ 416.110,00, somada ao ganho obtido com a utilização do lodo, R\$ 75.149,00).

O gasto com combustível no sistema misto ficou 10% menor do que no aquecedor somente com cavaco ($\text{R\$ } 462.345,00 - \text{R\$ } 416.110,00$), e 35,7% menor que a caldeira a lenha ($\text{R\$ } 647.163,00 - \text{R\$ } 416.110,00$).

4.7.2 Análise financeira com a utilização do lodo

Como o aquecedor foi mantido o mesmo, o orçamento dos componentes não foi alterado, seguindo os mesmos itens e valores citados na tabela 4.10.

Na figura 4.26 é apresentado o novo fluxo de caixa considerando os ganhos obtidos com a utilização do lodo como combustível para dez anos.

Figura 4.26- Fluxo de caixa considerando a utilização do lodo em 1000·R\$

↑		307,6	307,6	307,6	307,6	307,6	307,6	307,6	307,6	307,6	307,6
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
↓	-864,4										

Fonte: Autor (2017)

Utilizando novamente as equações 2.7 e 2.8 foi calculada a MTIR do novo fluxo de caixa, considerando uma taxa de financiamento de 14% e uma taxa reinvestimento de 11% ao ano. O valor da MTIR calculado foi de 20% ao ano.

O *payback* descontado calculado foi de 3 anos e 7 mês.

5 CONCLUSÕES

O trabalho mostrou a forte dependência do vapor na indústria frigorífica. Especificamente no caso analisado era de 38123 kg/dia de vapor consumido.

Os sistemas de recuperação de energia reduziram para 23205 kg/dia, uma redução de 39,1% no consumo de vapor.

A análise financeira da primeira fase, com MTIR de 30% ao ano, alavancou os estudos para a etapa seguinte, eliminar completamente o uso do vapor na planta frigorífica. Lembrando que na empresa onde o trabalho foi feito, a MTIR é o principal indicador para aprovação de projetos, devendo ser de no mínimo 18% ao ano, para projetos de eficiência energética.

Um aquecedor de água, operante por uma mistura de cavaco e lodo frigorífico, apesar de baixo poder calorífico originado pelo alto teor de umidade dos mesmos, proporciona o suprimento total de água quente sem a utilização de vapor. O MTIR de 20% ao ano e *payback* descontado de 3 anos e 7 mês validaram o projeto para a instalação.

O estudo obteve êxito do ponto de vista energético, econômico e ambiental.

Do ponto de vista energético, o uso do aquecedor de água irá garantir a produção de água quente sem uso de vapor, conforme proposto no objetivo geral do trabalho. Do ponto de vista econômico, o estudo mostrou que a produção de água quente pode se dar a um custo menor.

Do ponto de vista ambiental, o trabalho demonstrou um consumo menor de biomassa, ou seja, 48,3 m³/dia de cavaco, contra 63,28 m³/dia de lenha (redução de 23,7%). Além disso, a utilização do lodo do tratamento de efluente como parte do combustível proporcionou a destinação interna de 8,2% deste subproduto (60000 kg/mês), e um ganho para a unidade industrial de R\$ 75.149,00 por ano (R\$ 104,37 x 720 ton). No que se refere a emissão de gases atmosféricos, os parâmetros ficaram dentro dos limites aceitáveis, conforme teste feito na unidade da empresa de Videira SC (Anexo XI), onde foi queimado lodo frigorífico misturado com cavaco em uma caldeira geradora de vapor.

Devido ao cenário econômico desfavorável para a indústria frigorífica em 2016, gerado principalmente pelo alto custo do milho e da soja (utilizados na produção de ração para os animais abatidos), os investimentos foram reduzidos substancialmente neste ano, de modo que não foi possível a implantação integral deste trabalho (segunda fase) na indústria analisada. Em 2017, há uma expectativa de melhora na economia nacional para o segundo semestre, que pode levar a retomada dos investimentos nas unidades industriais, favorecendo a implantação total deste trabalho.

Depois da instalação do projeto, novos estudos ainda poderão ser feitos a fim de verificar se realmente a economia prevista no prognóstico irá se realizar com a instalação do novo sistema de aquecimento.

Para futuros trabalhos, o uso do lodo frigorífico deve ser levado em conta como uma alternativa para a produção de energética, visto que é produzido em grandes quantidades nos frigoríficos, e como foi mostrado neste trabalho, possui uma boa propriedade de combustível. A indústria frigorífica gasta quase um milhão de reais por ano para dar um destino a esse insumo, que pode agora ser visto não apenas como um rejeito industrial, mas como um insumo energético.

REFERÊNCIAS

ASSAF NETO, A. **Finanças Corporativas e Valor**. 2. Ed. São Paulo: Editora Atlas, 2006. 186p.

ABPA - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE PROTEÍNA ANIMAL. **Relatório Anual 2016**. Disponível em: <http://abpa-br.com.br/setores/avicultura/publicacoes/relatorios-aneais/2016>. Acesso em 24 nov 2016.

ATLAS COPCO. **Blog da eficiência energética**. São Paulo: 2016. Disponível em: <http://eficienciaenergetica.atlascopco.com.br/>. Acesso em: 23 mai 2016.

BALDANI, F. **Abate e Processamento de Frangos. Setor de Corte e Desossa**. Coleção FACTA. Campinas, 1994. 149p.

BARROS, B.F. **Eficiência energética: técnicas de aproveitamento, gestão de recursos e fundamentos**/ Beijamim Ferreira de Barros, Reinaldo Borelli, Ricardo Luis Gedra. São Paulo: Érica, 2015. 152p.

BARTH, D.C. **Análise do Impacto do Rodízio no Grau de Risco Postural e de Desconforto/Dor de Trabalhadores na Desossa de Frango**. 2008. Trabalho de Conclusão de Curso (Programa de Pós-graduação em Engenharia de Produção) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

BASSOI, L.J.; **Abate e Processamento de Frangos. Tratamento de Águas Residuais**. Coleção FACTA. Campinas, 1994. 149p.

BENECKE. **Proposta técnica nº 30.390 – R0. Aquecedor de água modelo AHBI – 1300**. Timbó, 2016.

BERAQUET, J.N. **Abate e Processamento de Frangos. Abate e Evisceração**. Coleção FACTA. Campinas, 1994. 149p.

BOSCH. **Tecnologia de ar comprimido**. São Paulo, 2008. 30p.

BRIGHAM, E.F.; GAPENSSKI, L. C.; EHRHARDT, M. C. **Administração Financeira: Teoria e Prática**. São Paulo: Editora Atlas, 2001. 1113p.

BRIGHAM, E.F.; EHRHARDT, M. C. **Administração Financeira: Teoria e Prática**. São Paulo: Pioneira Thompson Learning, 2006. 1144p.

- CARDOSO, W.R. **Abate e Processamento de Frangos. Limpeza e Sanificação.** Coleção FACTA. Campinas, 1994. 149p.
- CASTELLS, M. **O Poder da Identidade.** Vol 2. Paz e Terra. São Paulo. 1999. 344p.
- CERAGIOLI, N.S. **Qualidade de Cavacos produzidos em Sistemas Energéticos de Curta Rotação de Eucalipto para fins Energéticos.** Dissertação (Mestrado – Faculdade de Ciências Agrônomicas). Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2013. 47p.
- CIAS EMBRAPA - CENTRO DE INTELIGÊNCIA DE AVES E SUINOS. **A avicultura no Brasil, 2010.** Disponível em <http://www.cnpsa.embrapa.br/cias>. Acesso em 20 mar 2016
- CNA BRASIL – CONFEDERAÇÃO DA AGRICULTURA E PECUÁRIA DO BRASIL. **Ativos da agricultura. Evolução da avicultura no Brasil, 2015.** Disponível em http://www.canaldoprodutor.com.br/sites/default/files/Ativos-Avicultura-n1_0.pdf. Acesso em 24 nov 2016.
- COSTA, E.C. **Refrigeração.** 3ª Ed. São Paulo. Edgard Blucher. 2002. 134p.
- ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica.** 7ed – Porto Alegre. AMGH, 2013. 1018p.
- DAMODARAN, A. **Finanças Corporativas: Teoria e Prática.** 2. Ed. Porto Alegre: Editora Bookman, 2004.796p.
- DOSSAT, R.J. **Princípios de Refrigeração.** São Paulo: Hemus, 1980. 884p.
- ELETOBRAS. **Eficiência Energética no Uso de Vapor.** Rio de Janeiro, 2005.196p.
- ETTHASAKKO, W. **Determinants of corporate sustainability: thai frozen seafood processors.** British Food Journal, v. 109, n. 2, p. 155-168, 2007.
- EVACON; **Trocadores de Calor Casco e Tubo Aletados.** Disponível em: http://www.evacon.com.br/trocadores_de_calor/produtos_trocadores_de_calor.asp. Acesso em 20/03/2016.
- FARO, P. M. L. Daudt de. **Projetos de investimento com mais de duas variações de 104 sinal: sobre a aplicação do teorema de Vincent e suas extensões.** Dissertação de Mestrado em Economia (Escola de Pós-graduação em Economia da Fundação Getúlio Vargas), Rio de Janeiro, 1998. 57p.
- FARO. **Elementos de Engenharia Econômica.** 3 Ed. São Paulo: Atlas, 1979.328p.

FARO, C. D. D.; FARO, P. M. L.; **Projetos com mais de duas variações de sinal e o critério da taxa interna de retorno**. Ensaios Econômicos nº 342. Escola de Pós-graduação em Economia da Fundação Getúlio Vargas, Rio de Janeiro. 1999. 29p.

FERNANDES, M. A. **Avaliação de desempenho de um frigorífico avícola quanto aos princípios da produção sustentável**. 2004. Dissertação (Mestrado - Programa de PósGraduação em Administração). Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004. 120p.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATIONS (FAOSTAT). **Food Balances**. Disponível no site <http://faostat.fao.org/>. Acesso em 20/03/2016.

FROZZA, J.F. **Eficiência Energética em Indústria Frigorífica; Desafios de Implantação**. Dissertação de mestrado, curso de pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2013. 126p.

GHIZZE, A.; **Manual de trocadores de calor, vasos e tanques**. São Paulo: IBRASA, 1989. 233p

GUYTON e HALL. **Tratado de Fisiologia Médica**. 10ª Ed. Rio de Janeiro. Guanabara Koogan S.A., 2002. 918p.

HÜBNER, R. **Análise do uso de água em um abatedouro de aves**. Dissertação de mestrado, curso de pós-graduação em Engenharia Ambiental, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2001. 119p.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6 Ed. Rio de Janeiro. LTC, 2008. 643p.

INSTITUTO PARA O DESENVOLVIMENTO INDUSTRIAL. **Carta IEDI n. 725 - Produção da Indústria de Transformação Mundial no Último Trimestre de 2015: Tombo na América do Sul**. Disponível em:

http://www.iedi.org.br/cartas/carta_iedi_n_725.html. Acesso em 28 mar 2016.

KASSAI, J. R.; CORRAR, L. J.; SOUZA, G. M. , FELTRANBARBIERE, R.; SANTOS, F. C. B.; **Contribuição para o refinamento da análise de investimentos: a taxa interna de retorno modificada (TIRM) e o valor presente líquido modificado (VPLM)**. In: SIMPEP - Simpósio de Engenharia de Produção, 2007, Bauru/SP. SIMPEP2007 - Sistemas de Informação e Gestão do Conhecimento, 2007.

KASSAI, S.; SANTOS, A. d; ASSAF NETO, A. **Retorno de Investimento: Abordagem Matemática e Contábil do Lucro Empresarial**. 2. Ed. São Paulo: Atlas, 2000. 280p.

KLASSEN, T. **Uso de redes neurais artificiais para a modelagem da temperatura e da retenção de água no processo de resfriamento de carcaças de frango por imersão**. 2008. 69 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química)–Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Toledo, 2008. 59p.

KLINE, S. J., MCCLINTOCK, F. A.. **“Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments.”** Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, January 1953: 3-8.

MCMURRAY, G.; **Robotics for Poultry Processing**. In: Agricultural Thecnology Research Program. Georgia Tech Research Institute. 2015. Disponível em: <http://atrp.gatech.edu/projects/robotics.html>. Acesso em 20/03/2016.

MARCULESCU,C.; STAN, C. **Poultry processing industry waste to energy conversion**. Energy Procedia Journal, 2011. p 550 -557.

MASULLO, D. G. **Condicionantes da divulgação de informações sobre responsabilidade ambiental nas grandes empresas brasileiras de capital aberto: internacionalização e setor de atuação**. 2004. Dissertação (Mestrado em Administração) – Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Instituto COPPEAD de Administração, Rio de Janeiro. 2004. 147p.

MAYEKAWA; **Máquinas de processamento de alimentos**. Toridas Mark II – Máquina Desossadora de Coxa e Sobrecoxa de Frango. Disponível em: <http://mayekawa.com.br/produtos/maquinas-de-processamento-de-alimentos>. Acesso em 20/03/2016.

MAYEKAWA. **Resfriadores de Óleo**. São Paulo: 2016. Disponível em: <http://mayekawa.com.br/>. Acesso em: 27 mai 2016.

MORAN, J.M.; SHAPIRO, N.H. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4 Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 681p.

PALHARES, J. C. P. **Água e Avicultura**. Avicultura Industrial, São Paulo, v. 8, 2004. p 14-16.

PIPER, R.; **O futuro da avicultura e a alta tecnologia no processamento de aves**. In: REVISTA AVISITE , n.96, 2015 p 28-30.

PORTARIA 210/1998 MAPA. Disponível em: www.agricultura.gov.br. Visitado em 10 de abril de 2016.

REMER, D. S.; NIETO, A. P. **A compendium and comparison of 25 project evaluation techniques. Part 1: Net present value and rate of return methods.** International Journal of Production Economics, v. 42, n. 1, 1995. p. 79-96.

ROSS, S. A.; JORDAN, B. D.; WESTERFIELD, R. W. **Princípios de Administração Financeira.** 2. Ed. São Paulo: Atlas, 2000. 528p.

ROSS, S. A.; WESTERFIELD, R. A.; JAFFE, J. F. **Administração Financeira: Corporate Finance.** 2. Ed. São Paulo: Atlas, 2002. 181p.

SETTHASAKKO, W. **Determinants of corporate sustainability: thai frozen seafood processors.** British Food Journal, v. 109, n. 2, p. 155-168, 2007.

SPIRAX SARCO. **Referência Técnica. Guia de Aplicação em Vapor. Frigorífico de Aves.** [Curitiba], 2007. 26p.

SPIRAX SARCO. **The Steam and Condensate Loop.** Block 1-14, 2010. 1268p.

TRANTER; **Plate Heat Exchangers. Self-Cleaning Action.** Disponível em:
<http://www.tranter.com/products/plate-heat-exchangers>. Acesso em 20/03/2016

UNFRIED, L.C.; YOSHY, C.V.H. **Sustentabilidade no Abate e Processamento de Aves, Facesi em Revista,** Iporã, ano 4, v. 4, 2012.

UNIÃO BRASILEIRA DE AVICULTURA (UBABEF). **Relatório anual 2011.** Brasília: 2011. Disponível em: <http://www.aviculturaindustrial.com.br/> . Acesso em: 10 fev. 2016.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ. **Eficiência Energética: Fundamentos e Aplicações.** Campinas, 2012. 315p.

VLASSOV, D. **Combustíveis, Combustão e Câmaras de Combustão.** Editora da UFPR, 2001. 185p.

APÊNDICES

Apêndice I – Cálculo da incerteza expandida para a determinação da vazão de água no *chiller* de pés de depenadeiras.

Determinação da vazão:

$$\dot{V} = \frac{\pi(D_e - 2e)^2 V}{4}$$

Variáveis:

D_e (diâmetro externo da tubulação), e (espessura da parede) e V (velocidade do fluido).

Cálculo da incerteza expandida:

$$I = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial D_e} \right) I_{paquímetro} \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial e} \right) I_{medidor\ espessura} \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial V} \right) I_{medidor\ de\ velocidade} \right]^2}$$

$$I^2 = [(0,5\pi V D_e - \pi V) I_{paq}]^2 + [(-\pi V D_e + 2\pi V e) I_{med. esp}]^2 + [(0,25\pi D_e^2 - \pi D_e e + \pi e^2) I_{med. vel.}]^2$$

Chiller de pés:

$$D_e = 21,4 \text{ mm}; e = 4,65 \text{ mm}; V = 1,8 \text{ m/s};$$

$$I = 0,016 \text{ m}^3/\text{h}$$

Depenadeiras:

$$D_e = 33,53 \text{ mm}; e = 4,02 \text{ mm}; V = 1,19 \text{ m/s};$$

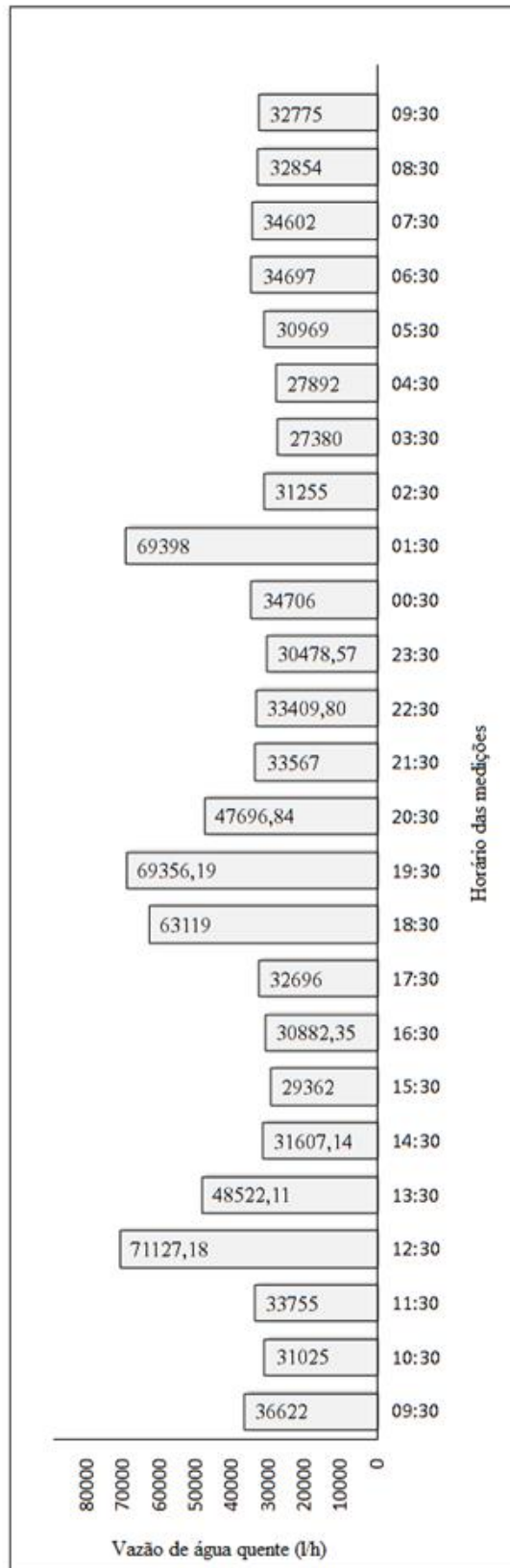
$$I = 0,045 \text{ m}^3/\text{h}$$

Apêndice II – Valores de consumo de vapor antes e depois dos sistemas de recuperação de energia.

Sistema convencional							Com Recuperação de Energia						
Horario	Tanque de escauldagem	Chiller de pés	Higienização	Depenadeiras	Total (kg/h)		Horario	Tanque de escauldagem	Chiller de pés	Higienização	Depenadeiras	Total (kg/h)	
00:00	127	37,6	2975,9	240,7	3381,2		00:00	83,6	25,6	1639,5	176,6	1925,3	
01:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		01:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
02:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		02:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
03:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		03:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
04:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		04:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
05:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		05:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
06:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		06:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
07:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		07:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
08:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		08:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
09:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2		09:00	83,6	34,5	879,7	176,6	1174,4	
10:00	1194	37,6	1785,5	0,0	3017,1		10:00	785,5	25,6	983,7	0,0	1794,8	
11:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2		11:00	83,6	34,5	879,7	176,6	1174,4	
12:00	127	50,7	2975,9	240,7	3394,2		12:00	83,6	34,5	1639,5	176,6	1934,2	
13:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		13:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
14:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2		14:00	83,6	34,5	879,7	176,6	1174,4	
15:00	0	0,0	1785,5	0,0	1785,5		15:00	0,0	0,0	983,7	0,0	983,7	
16:00	0	0,0	1785,5	0,0	1785,5		16:00	0,0	0,0	983,7	0,0	983,7	
17:00	127	37,6	1596,8	0,0	1761,4		17:00	785,5	25,6	879,7	0,0	1690,8	
18:00	127	50,7	2975,9	0,0	3153,6		18:00	83,6	34,5	1639,5	0,0	1757,6	
19:00	127	50,7	2975,9	240,7	3394,2		19:00	83,6	34,5	1639,5	176,6	1934,2	
20:00	127	50,7	0,0	240,7	418,4		20:00	83,6	34,5	0,0	176,6	294,7	
21:00	127	50,7	1596,8	240,7	2015,2		21:00	83,6	34,5	879,7	176,6	1174,4	
22:00	127	37,6	1785,5	240,7	2190,8		22:00	83,6	34,5	983,7	176,6	1278,4	
23:00	127	50,7	1596,8	240,68	2015,2		23:00	83,6	34,5	983,7	176,6	1278,4	
					Média →	1588,5						Média →	966,91
					Total →	38123,5						Total →	23205,81

Fonte: Autor (2016)

Apêndice III – Valores de vazão de água quente recuperada na entrada dos termoacumuladores



Fonte: Autor (2016)

Apêndice IV – Determinação do poder calorífico inferior segundo equação de Mendeleev

Análise elementar dos combustíveis utilizados no aquecedor

Análise elementar do cavaco			Análise elementar do lodo		
	% base seca	% base úmida		% base seca	% base úmida
H ₂ O (%)	47,80	47,80	H ₂ O (%)	79,13	79,13
Cinzas (%)	2,27	1,18	Cinzas (%)	10,66	2,22
C (%)	50,61	26,42	C (%)	64,52	13,47
H (%)	6,39	3,34	H (%)	10,45	2,18
N(%)	0,15	0,08	N(%)	5,39	1,13
O+Halogênios (%)	40,58	21,18	O+Halogênios (%)	8,98	1,87
PCI (kJ/kg)	19315,27		PCI (kJ/kg)	31656,96	

Fonte: Cientec (2017)

Equação de Mendeleev:

$$PCI = 339 \cdot (\% C) + 1030 \cdot (\% H) - 109 \cdot (\% O) - 25 \cdot (\% H_2O) \quad [kJ/kg]$$

$$PCI_{cavaco} = 339 \cdot (26,42) + 1030 \cdot (3,34) - 109 \cdot (21,18) - 25 \cdot (47,80) \quad [kJ/kg]$$

$$PCI_{cavaco} \approx 8887 \text{ kJ/kg (base úmida)}$$

$$PCI_{lodo} = 339 \cdot (13,47) + 1030 \cdot (2,18) - 109 \cdot (1,87) - 25 \cdot (79,13) \quad [kJ/kg]$$

$$PCI_{lodo} \approx 4629 \text{ kJ/kg (base úmida)}$$

$$PCI_{mistura \text{ lodo+cavaco}} = [(900 \cdot PCI_{cavaco}) + (100 \cdot PCI_{lodo})] / 1000$$

$$PCI_{mistura \text{ lodo+cavaco}} \approx 8461 \text{ kJ/kg}$$

Água total na mistura:

$$\dot{m}_{\text{água}} = 900 \cdot 0,478 + 100 \cdot 0,7913 = 509,33 \text{ kg/h}$$

Umidade total = 50,93 %

ANEXOS

Anexo I - Certificado de calibração do hidrômetro digital *Burkert*



Attestation de test / Test Attestation

Nous certifions que l'appareil livré a subi avec succès les tests suivants :
 We certified that the delivered product has successfully passed the following tests :

Date	Type	Ident Désignation	N°série Serial nb	N°Banc de test Test bench nb
12.03.2015	8025	00418992 8025-0000-0000-00-A-F4-E-BDN/DC-A	012728	06-80-549

Point à contrôler checked item	Spécifications specifications	Résultats results
Flow measurement 1	59.25 l/min +/-4.0%	58.90 l/min (-0.59%)
Flow measurement 2	118.22 l/min +/-2.5%	118.35 l/min (0.10%)
Output 4-20 mA	3.90 .. 4.10 mA	4.01 mA
Display + TouchPad Function	No Function Troubles	OK
Pulse Output	No Function Troubles	OK
Water temperature		26.0 °C

Anexo II – Especificações do medidor de vazão ultrassônico

Hand-Held ULTRASONIC FLOW METER

Operating Instructions



SPECIFICATIONS

Description	Specification
Power	four AA alkaline cells provide over 30 hours of operation
Flow Range	0.30 to 30.00 FPS [0.10 to 9.00 MPS]
Temperature	electronics: -28°F to 140°F [-20°C to 60°C] transducer: -40°F to 180°F [-40°C to 82°C]
Enclosure Rating	NEMA 12X, splash resistant
Accuracy	±2% full scale
Transducer Mount	handheld (clamp on), utilize acoustic couplant such as DOW 111

Anexo III – Especificações do medidor de espessura

Medidor de Espessura por Ultra-som

panambra

MODEL: PAN M200

MANUAL DE OPERAÇÃO



PANAMBRA

PANAMBRA TÉCNICA IMP. EXP LTDA

Av. do Estado 5588 01518-000 São Paulo - SP
Tel: (11) 3346 8300 Fax: 3272 8277

<http://www.panambra.com>

e-mail: panambra@panambra.com

Aparelho para **Medição de Espessura por Ultra-som**, marca **PANTEC**, modelo **PAN M200**, destinado a medição de espessura de materiais ferrosos, não ferrosos, plásticos entre outros, com seleção de unidade em milímetros e polegadas.

1.1 - Especificações técnicas

Carcaça em alumínio extrudado, resistente a condições adversas de trabalho.

Display:	LCD de 4 dígitos
Faixa de medição:	1,0 mm até 300,0 mm no aço
Velocidade Ultra-Sônica:	1000 a 9999 m/s
Resolução:	0,01 mm ou 0,1
Precisão:	± 0,5%
Memória:	20 arquivos com 99 leituras cada
Unidades:	mm e polegadas
Cadência de leituras:	4 / segundo
Transdutor de medição:	5 Mhz com cabo de conexão
Limites:	Superior e inferior com alarme sonoro
Saída de dados:	RS 232
Autonomia de operação:	250 horas continuamente Indicador de carga de bateria Operação com duas baterias modelo AA
Condições de operação:	Temperatura de operação: - 10°C a 60°C Umidade: 90%
Dimensões:	132 x 76 x 33 mm
Peso:	345 g

Anexo IV – Certificado de calibração do paquímetro digital

 <p style="font-size: small; margin: 0;">Federação das Indústrias do Estado do Rio Grande do Sul - FIERGS Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial - SENAI</p>	<p style="font-weight: bold; font-size: large;">LABORATÓRIO DE INOVAÇÃO METROLÓGICA - LaßIM</p> <p style="font-weight: bold;">Rede Brasileira de Calibração</p> <p style="font-weight: bold;">CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 04161/16</p>	 <p style="font-size: x-small; margin: 0;">Calibração ABNT NBR ISO/IEC 17025</p> <p style="font-size: x-small; margin: 0;">CAL 0013</p>
Laboratório da área dimensional	Ordem de serviço: 1068	Data da calibração: 18/07/2016
<p>1 - CLIENTE BRF S.A. (4) AV. ARTHUR OSCAR, 1706 - SERAFINA CORREA - RS</p>		
<p>2 - IDENTIFICAÇÃO DO INSTRUMENTO CALIBRADO Paquímetro digital com faixa de medição de 0 a 200 mm e resolução de 0,01 mm. Código de identificação do proprietário: PAQ-002, Fabricante: Mitutoyo, Modelo: 500-147B, Código de série: BF027855.</p>		
<p>3 - RASTREABILIDADE DOS PADRÕES UTILIZADOS Coleção de blocos padrão: Certificado RBC nº 2812/15, válido até 10/2018. Calibrador anel liso cilíndrico: Certificado RBC nº 07258/15, válido até 10/2017. Desempenho de granito: Certificado RBC nº 03615/14, válido até 06/2017. Bloco padrão: Certificado nº DIMCI 0501/2015, válido até 03/2018.</p>		
<p>4 - PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO Procedimento interno: PRI 631-79. Condições ambientais: Temperatura de $(20,0 \pm 1,0)$ °C e umidade ≤ 65 %. Método de calibração: O erro de medição do instrumento foi determinado medindo-se blocos padrões e calibrador anel liso cilíndrico. O erro de medição é a diferença entre o valor da indicação do instrumento e o valor convencional do padrão. Foram realizados 3 ciclos de medição em cada ponto.</p>		
<p>5 - RESULTADOS Ver resultados na página 2 de 2.</p>		
<p>6 - INCERTEZA DE MEDIÇÃO A incerteza expandida de medição relatada [U] é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência [k], o qual para uma distribuição t com $[v_{eff}]$ graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02. Os valores de U, k e v_{eff} são apresentados na tabela de resultados.</p>		
<p>7 - NOTAS - - - -</p>		
		19/07/2016
		 <hr style="width: 100%;"/>
<p style="font-size: x-small; margin: 0;">Signatário Autorizado Assinado por: LAERCIO RIGODANZO: 72902370059</p>		
<p>Este documento dispensa a assinatura física pois foi assinado eletronicamente, cumprindo integralmente os requisitos da Norma ABNT NBR ISO/IEC 17025.</p> <p>Este certificado atende aos requisitos de acreditação da Cgcre que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade ao Sistema Internacional de Unidades - SI. A reprodução deste certificado só poderá ser feita de forma íntegra. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao padrão submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.</p>		
<p style="font-weight: bold; font-size: small;">LABORATÓRIO DE INOVAÇÃO METROLÓGICA - LaßIM</p> <hr style="width: 100%;"/> <p style="font-size: x-small; margin: 0;">Rodovia BR 116, 3239 - São Leopoldo / RS - CEP 93025-753 - Tel.: (51) 3904-2690 e-mail: isi.metalmecanica.metrologia@senaifs.org.br</p>		

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 04161/16

Laboratório de calibração acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número CAL 0013.

RESULTADOS**MEDIÇÕES EXTERNAS**

Pontos na faixa de medição (mm)	Erro de medição (mm)	Posição próxima da escala			Posição afastada da escala			
		U (mm)	k	v_{eff}	Erro de medição (mm)	U (mm)	k	v_{eff}
0,00	0,00	0,01	2,00	infinito	----	----	----	----
1,20	0,00	0,01	2,00	infinito	-0,01	0,01	2,00	infinito
24,50	-0,01	0,01	2,00	infinito	-0,01	0,01	2,00	infinito
50,00	0,00	0,01	2,00	infinito	-0,01	0,01	2,00	infinito
100,00	0,00	0,01	2,00	infinito	-0,01	0,01	2,00	infinito
150,00	0,00	0,01	2,00	infinito	0,00	0,01	2,00	infinito
200,00	0,00	0,01	2,00	infinito	0,00	0,01	2,00	infinito

MEDIÇÕES INTERNAS

Pontos na faixa de medição (mm)	Erro de medição (mm)	Posição próxima da escala			Posição afastada da escala			
		U (mm)	k	v_{eff}	Erro de medição (mm)	U (mm)	k	v_{eff}
70,00	0,03	0,01	2,00	infinito	0,02	0,01	2,00	infinito

MEDIÇÕES DE PROFUNDIDADE

Pontos na faixa de medição (mm)	Erro de medição (mm)	U (mm)	k	v_{eff}
5,00	0,00	0,01	2,00	infinito

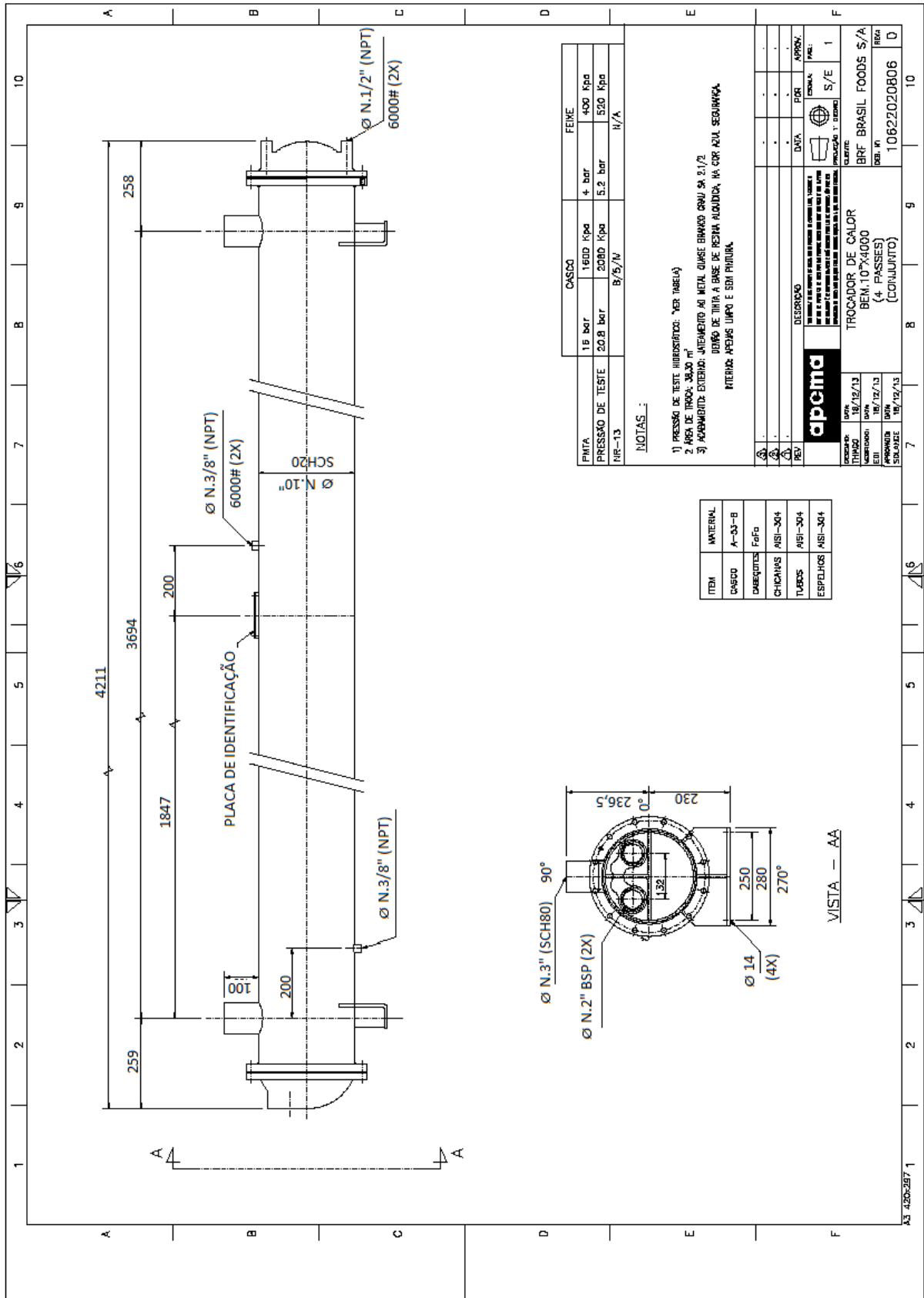
MEDIÇÕES DE RESSALTO

Ponto na faixa de medição (mm)	Erro de medição (mm)	U (mm)	k	v_{eff}
5,00	0,00	0,01	2,00	infinito

Característica avaliada	Valor medido (mm)	U (mm)	k	v_{eff}
Paralelismo das faces de medição externa	0,01	0,01	2,00	infinito
Paralelismo das faces de medição interna	0,01	0,01	2,00	infinito

LABORATÓRIO DE INOVAÇÃO METROLÓGICA - LaBIMRodovia BR 116, 3239 - São Leopoldo / RS - CEP 93025-753 - Tel.: (51) 3904-2690
e-mail: isi.metalmecanica.metrologia@senairs.org.br

Anexo V – Dimensões de um dos trocadores de calor utilizado no sistema de recuperação de energia do óleo dos compressores de amônia.



Anexo VI – Análise de Biomassa (cavaco)



Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.685/0001-67
 Fone +55 (51) 32872000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO**

Número: **5955 - 19569**

Os resultados confiados neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

ENSAIOS EM BIOMASSA

Cliente: BRF S.A

Avenida Arthur Oscar, 1706
 99250-000 – Serafina Corrêa, RS

Item ensaiado: (01) uma amostra entregue à CIENTEC, coletada e identificada pelo Cliente como "Biomassa – Cavaco".

Data do recebimento do item: 17 de fevereiro de 2017.

Período da realização dos ensaios: de 20 de fevereiro a 09 de março de 2017.

Local de Realização: Laboratório de Ensaio em Combustíveis.

RESULTADOS:

Umidade total, %.....	47,80
Umidade de higroscopia, %	5,16
Cinza _(b.s.) , %.....	2,27
Carbono _(b.s.) , %.....	50,61
Hidrogênio _(b.s.) , %.....	6,39
Nitrogênio _(b.s.) , %.....	0,15
[Oxigênio + halogênios] _(b.s.) , %.....	40,58
Poder calorífico superior _(b.s.) , kcal/kg.....	4.515
Poder calorífico superior _(b.s.) , J/g.....	18.905

Observações:

01) Abreviaturas: (b.s.) = base seca; PO = Procedimento Operacional.

02) % = g/100g.



Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.685/0001-67
Fone +55 (51) 32872000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO**

Número: **5955 - 19569**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

Métodos: ASTM: D7582-15: umidade de higroscopia, cinzas, por macroanálise termogravimétrica, utilizando o Analisador Termogravimétrico TGA 701 da LECO Corporation; D 5865-13: poder calorífico superior e cálculo do inferior por bomba calorimétrica isoperibol; D5373-16: carbono, hidrogênio, nitrogênio (combustão da amostra com detecção por infravermelho e condutividade térmica), utilizando instrumental da LECO Corporation, modelo TruSpec CHN; D3176-15: oxigênio + halogênios.
- BS EN 14780-14780/2011 e PO 708.09.035REV.01: Preparação de amostra e umidade total. Secagem da amostra à 40°C até massa constante.

Porto Alegre, 09 de março de 2017.

Eng.º Quím.º **Júlio César Trois Endres**

Quím.ª **Iolanda Dill Fernandes**

Gerente do Departamento de Química

Responsável Técnico CRQ 05200044 – 5.ª Região
Coordenadora do Laboratório de Ensaios em
Combustíveis

Anexo VII – Dados de projeto do aquecedor e periféricos

Silo Dosador	Tipo	Rosca de alimentação
	Capacidade de armazenagem	04 m ³
	Quantidade de roscas	2
	Material	ASTM A 36
	Acionamento das roscas	1,0 cv
	Acionamento do mexedor	1,0 cv
Grelha	Tipo	móvel de avanço
	Inclinação	8 °
	Material dos fundidos	Liga de Ferro Fundido 10% Cr
Fornalha aquatubular	Tipo construtivo	paredes membranas
	Material dos tubos	ASTM A 178 Grau A
	Diâmetro dos tubos	63,5 mm
	Espessura dos tubos	3,05 mm
	Espaçamento entre tubos	100,5 mm
	Material das aletas	ASTM A 36
	Espessura das aletas	6,35 mm
	Material dos coletores	ASTM A 106 Grau B
	Diâmetro dos coletores	88,9 / 141,3 mm
	Espessura dos coletores	5,49 / 6,55 mm
Tubulão de Água	Material do corpo	ASTM A 285 Grau C
	Material dos espelhos	ASTM A 285 Grau C
	Espessura dos espelhos	15,87 mm
	Material dos tubos	ASTM A 178 Grau A
	Diâmetro dos tubos	63,5 / 50,8 mm
	Espessura dos tubos	2,77 mm
Pré - Aquecedor de Ar	Material dos tubos	DIN 2458
	Diâmetro externo dos tubos	63,5 mm
	Espessura dos tubos	2,25 mm
	Superfície de aquecimento	42,9 m ²
	Número de passes lado gases / ar	2 / 3
	Fluxo	Cruzado
Filtro Multiciclone	Tipo dos elementos	ciclone tangencial
	Material dos elementos	aço carbono
	Número de elementos	09 peças
	Diâmetro de cada elemento	350 mm
	Vazão de gases	6.982 kg/h
	Emissão máxima de particulados	730 mg/Nm ³
	Extração de cinzas	* Corrigido com O ₂ de referência de 8% Damper e Balde
Dutos de ar primário	Material dos dutos	SAE 1020
	Espessura dos dutos	3,00 mm
Ventilador de Ar Primário	Material	ASTM A 36 / SAE 1020
	Vazão de projeto	5.352 kg/h
	Pressão estática de projeto	120 mmCA
	Temperatura do ar	25 °C
	Potência do motor	5,0 CV
Dutos de ar secundário	Material dos dutos	SAE 1020
	Espessura dos dutos	3,00 mm
Ventilador de Ar Secundário	Material	ASTM A 36 / SAE 1020
	Vazão de projeto	595 kg/h
	Pressão estática de projeto	280 mmCA
	Temperatura dos gases	25 °C
	Potência do motor	2,0 CV

Dutos de gases	Material dos dutos	SAE 1020
	Espessura dos dutos	3,00 mm
Ventilador de Tiragem	Material	ASTM A 36 / SAE 1020
	Vazão de projeto	8.029 kg/h
	Pressão estática de projeto	290 mmCA
	Temperatura dos gases	173 °C
	Potência do motor	25,0 CV
Chaminé	Material	SAE 1020
	Altura	9.000 mm
	Diâmetro	630 mm
	Espessura	3,00 mm
Descarga de fundo	Quantidade	02 unidades
	Localização	coletor da fornalha
	Diâmetro nominal	02 polegadas
	Conexão	rosca BSP
	Acionamento	manual
Isolamento e revestimento	Material isolante	lã de vidro
	Espessura do isolamento	100 mm
	Chapa de revestimento	aluzinco
Painel elétrico	Tensão de comando	24 Vcc
	Tensão de potência (trifásica)	380 V
	Frequência	60 Hz

Fonte: Benecke – Proposta técnica 30.390 – R0 (2016)

Anexo VIII– Dados de desempenho e eficiência do aquecedor de água

Carga do Aquecedor	100 %
Produção de água quente (água de alimentação 75°C)	59 m³/h
Pressão máxima de operação - PMO	2,0 bar (g)
Pressão máxima de trabalho admissível - PMTA	2,2 bar (g)
Pressão de teste hidrostático	3,3 bar (g)
Temperatura da água de alimentação	75 °C
Temperatura da saída da água de alimentação	95 °C
Temperatura dos gases na saída da fornalha	731 °C
Temperatura dos gases na saída do aquecedor	230 °C
Temperatura dos gases na saída do pré-aquecedor	170 °C
Temperatura dos gases na chaminé	170 °C
Temperatura do ar de combustão	130 °C
Excesso de ar	50 %
Liberação térmica na fornalha	1.300.000 kcal/h
Combustível	Material Picado
Umidade máxima do combustível	55 %
PCI - Poder calorífico inferior do combustível	1.750 kcal/kg
PCS - Poder calorífico superior do combustível	4.670 kcal/kg
Consumo de combustível	1.000 kg/h
Vazão de ar de combustão	4.504 kg/h
Vazão de gases de combustão	5.673 kg/h
Eficiência (PCI)	83,4 %

Fonte: Benecke – Proposta técnica 30.390 – R0 (2016)

Anexo IX – Equipamentos utilizados na automação para alimentação de água quente nos pontos de consumo.



Blumenau , 26 de janeiro de 2017

À
BRF S.A. - CNPJ: 01.838.723/0256-26 - I.E.: 135/0019612
Serafina Correa - RS
Fone: 54 3444-3600
Fax:

Orçamento: PRO-186110/1

At.Sr.(a): GESSEN

E-mail: gessen.teixeira@brf-br.com

Item	Qtde	Descrição do Produto	Cód.	Vlr. Unit.	Total	% IPI	% ICMS
(1)	1,00	PC TANQUE DE ESCALDAGEM	3	15.875,00	15.875,00	0,00	4,00
		ENCHIMENTO - volume do tanque 19m³ com tempo de 1 hora. T1 = 85°C a 90°C T2 = 58°C					
		VALVULA CONTROLE 246958/2703 3/2 VIAS 2" BSP C/ POS. 8693 NCM: 84818094					
		NCM: 1 Prazo de entrega: 70 DIAS S.V.P					
(2)	1,00	PC SENSOR PT-100 X 50MM H.6MM 1/2" BSP 3 FIOS C/CABEC./POCO PROT. NCM: 85169000	3	385,00	385,00	10,00	12,00
		NCM: 1 Prazo de entrega: 20 DIAS S.V.P					
(3)	1,00	PC REPOSIÇÃO - 2,0 m³/hora - uso de válvula 3 vias T1 = 85°C a 90°C T2 = 58°C	64830	13.277,00	13.277,00	0,00	4,00
		VALVULA CONTROLE 246670/2703 3/2 VIAS 1/2" BSP C/ POS. 8693 - Sem golpe de ariete. - Vida útil - 5 milhões de ciclos. - Elevado KV - vazão maior. - Garantia 5 anos. - Produto genuinamente alemão. NCM: 84818094 Prazo de entrega: Imediato salvo venda prévia.					
(4)	1,00	PC SENSOR PT-100 X 50MM H.6MM 1/2" BSP 3 FIOS C/CABEC./POCO PROT. NCM: 85169000	3	385,00	385,00	10,00	12,00
		NCM: 1 Prazo de entrega: 20 DIAS S.V.P					
(5)	1,00	PC CENTRAL DE PEZINHOS	3	14.479,00	14.479,00	0,00	4,00
		-ENCHIMENTO - volume do tanque 0,55m³ com tempo de 30 minutos T1 = 85°C a 90°C					

			REPOSIÇÃO - 5,0 m³/hora - uso de válvula 3 vias T1 = 85°C a 90°C T2 = 61°C VALVULA CONTROLE 241078/2703 3/2 VIAS 1" BSP C/ POS. 8693 NCM: 84818094 NCM: 1 Prazo de entrega: 70 DIAS S.V.P						
(6)	1,00	PC	SENSOR PT-100 X 50MM H.6MM 1/2" BSP 3 FIOS C/CABEC./POCO PROT. NCM: 85169000	3	385,00	385,00	10,00	12,00	
			NCM: 1 Prazo de entrega: 20 DIAS S.V.P						
(7)	1,00	PC	CENTRAL DE PIAS	3	14.479,00	14.479,00	0,00	4,00	
			Sem tanque, uso direto de válvula 3 vias. T1 = 85°C a 90°C T2 = 40°C Vazão = 10m³/hora VALVULA CONTROLE 241078/2703 3/2 VIAS 1" BSP C/ POS. 8693 NCM: 84818094 NCM: 1 Prazo de entrega: 70 DIAS S.V.P						
(8)	1,00	PC	SENSOR PT-100 X 50MM H.6MM 1/2" BSP 3 FIOS C/CABEC./POCO PROT. NCM: 85169000	3	385,00	385,00	10,00	12,00	
			NCM: 1 Prazo de entrega: 20 DIAS S.V.P						
(9)	1,00	PC	CENTRAL DE DEPENADEIRAS	3	15.245,00	15.245,00	0,00	4,00	
			Sem tanque, uso direto de válvula 3 vias. T1 = 85°C a 90°C T2 = 70°C VALVULA CONTROLE 231724/2703 3/2 VIAS 1.1/2" BSP C/ POS. 8693 NCM: 84818094 NCM: 1 Prazo de entrega: 70 DIAS S.V.P						
(10)	1,00	PC	SENSOR PT-100 X 50MM H.6MM 1/2" BSP 3 FIOS C/CABEC./POCO PROT. NCM: 85169000	3	385,00	385,00	10,00	12,00	
			NCM: 1 Prazo de entrega: 20 DIAS S.V.P						
(11)	1,00	PC	HIGIENIZAÇÃO	38327	29.053,27	29.053,27	0,00	4,00	
			ENCHIMENTO AGUA QUENTE - volume dos tanques 15m³ e 18m³ T1 = 85°C a 90°C T2 = 48°C Vazão = 04 bombas CR15-12 - atualmente 03 bombas. Informar DN das aguas de entrada para vazão de pico. Informar DN de sucção do sistema. Informar DN de recalque para esta nova vazão VALVULA CONTROLE INOX 271670/2712 316L 4" FLG. C/ POS. 8692 NCM: 84818094 Prazo de entrega: Imediato salvo venda prévia.						
(12)	1,00	PC	SENSOR PT-100 X 200MM H.6MM 1/2" BSP 3 FIOS C/CABEC./POCO PROT. NCM: 85169000	3	413,00	413,00	10,00	12,00	
			NCM: 1 Prazo de entrega: 20 DIAS S.V.P						

(13) 1,00 PC ENCHIMENTO AGUA FRIA 3 950,00 950,00 0,00 12,00 *

VALVULA BORB. C.FOFO D.INOX 316 EPDM 4" C/ACT075D/NAMUR
24VCC
NCM: 84818097

NCM: 1
Prazo de entrega: 10 DIAS S.V.P

Item	Qtde	Descrição do Produto	Cód.	Vir. Unit.	Total	% IPI	% ICMS
(14)	1,00	PC TRANSMISSOR DE PRESSAO S10 0/10BAR 1/2" BSP 4-20MA 24VCC	19526	1.519,56	1.519,56	0,00	4,00

NCM: 90262090
Prazo de entrega: Imediato salvo venda prévia.

(15) 1,00 PC PAINEL DE AUTOMACAO PARA CONTROLE TEMP./NIVEL 3 20.200,00 20.200,00 15,00 12,00

-01 Caixa em aço carbono com pintura em epóxi medindo 750x600x220mm.
-Chave geral.
-Disjuntores individuais para cada controlador.
-Botão de emergência.
-Identificação em cada controlador.
-Fonte 24vcc 5A
-Conectores p/ interligação bomba, válvulas e sensor.
-01pg Inversor 3cv.
-01pg N2000 com 04 relés # Entrada Pt100
-01pg N2000 com 04 relés # Entrada 4...20ma
-06pg N1200 - controle de Temperatura - Entrada PT 100 e saída 4...20ma e uma saída a rele

NCM: 85371090
NCM: 1
Prazo de entrega: 50 DIAS S.V.P

Total da Proposta:	127.415,83
Valor IPI:	3.263,80
Total com IPI:	130.679,63

1- (*) BASE CÁLCULO ICMS REDUZIDO EM 48,23% ESTADUAL E 26,87% INTERESTADUAL.

2- NÃO ESTA INCLUSA NOS ITENS DESTA PROPOSTA O ACOMPANHAMENTO DA MONTAGEM E START-UP DE NOSSOS PRODUTO CASO HAJA INTERESSE FAVOR ENTRAR EM CONTATO.

3- IDENTIFICAR EM SUA O.C. A QUE O PRODUTO SE DESTINA: () INDUSTRIALIZAÇÃO () USO CONSUMO/ATIVO FIXO () REVENI

Observação:

Condições de Pagamento: 70 DIAS

Impostos: Inclusos

Frete: FOB

Validade da proposta: 5 dias

Consultor Técnico: MARCIO L. GIOMBELLI - Fone (54) 9124-9210

Tele vendas: Cesar - Fone: (47) 3144-5009

MATRIZ: BLUMENAU - Rua São Paulo, 2655 - Itoupava Seca - 89030-000 - Blumenau - SC / Fone (47) 3144-5000

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 - 3567-3213 // CHAPECÓ - Fone: (49) 3323-4006 - 3323-4001 // BRUSQUE - Fone: (47) 3355-5553 - 3355-5559 // LONDRINA - Fone: (43) 3321-5004 - 3321-5021 // FLORIANÓPOLIS - Fone: (48) 3244-5657 - 3244-5473 // JOINVILLE - Fone: (47) 3423-0222 - (47) 3433-5690 // CRICIUMA - Fone: (48) 3442-5006 - 3442-5009
SÃO BENTO DO SUL - Fone (47) 3635-1580 - 3635-1300 // SÃO JOSE DOS PINHAIS - Fone (41) 3082-5036 - 3082-5037
PORTO ALEGRE - Fone (51) 3365-0300 - 3365-0301 // CAMPO GRANDE - Fone: (67) 3383-0052 - 3383-0053 // SÃO PAULO - Fone (11) 2971-3961

Anexo X – Análise do lodo de tratamento de efluente.



Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.685/0001-67
Fone +55 (51) 32672000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO**

Número: **5952 - 19539**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

ENSAIOS EM RESÍDUO DE EFLUENTE

Cliente: BRF S.A.

Avenida Arthur Oscar, 1706.
99250-000 – Serafina Corrêa, RS.

Item ensaiado: (01) uma amostra entregue à CIENTEC, coletada e identificada pelo Cliente como "Lodo de Frigorífico".

Data do recebimento do item: 17 de fevereiro de 2017.

Período da realização dos ensaios: de 20 de fevereiro a 09 de março de 2017.

Local de Realização: Laboratório de Ensaios em Combustíveis.

RESULTADOS:

Umidade Total, %.....	79,13
Umidade de Higroscopia, %.....	2,78
Cinza _(b.s.) , %.....	10,66
Carbono _(b.s.) , %.....	64,52
Hidrogênio _(b.s.) , %.....	10,45
Nitrogênio _(b.s.) , %.....	5,39
[Oxigênio + halogênios] _(b.s.) , %.....	8,98
Poder calorífico superior _(b.s.) , kcal/kg.....	7.130
Poder calorífico superior _(b.s.) , J/g.....	29.850

Observações:

01) Abreviatura: (b.s.) = base seca.

02) % = g/100g.



Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.885/0001-67
Fone +55 (51) 32872000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO**

Número: **5952 - 19539**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

Métodos: ASTM: D2013/D2013-12: preparação de amostra e umidade total; D7582-15: umidade de higroscopia e cinzas por macroanálise termogravimétrica, utilizando o Analisador Termogravimétrico TGA 701 da LECO Corporation; D5373-16: carbono, hidrogênio e nitrogênio (combustão da amostra com detecção por infravermelho e condutividade térmica), utilizando instrumental da LECO Corporation, modelo TruSpec CHN; D5865-13: poder calorífico superior e cálculo do inferior por bomba calorimétrica isoperibol; D3176-15: oxigênio + halogênios.

Porto Alegre, 09 de março de 2017.

Eng.º Quím.º Júlio César Trois Endres


Quím.ª Iolanda Dill Fernandes

Gerente do Departamento de Química

Responsável Técnico CRQ 05200044 – 5.ª Região
Coordenadora do Laboratório de Ensaios em
Combustíveis

Anexo XI – Resumo de relatório referente a queima de lodo em caldeira geradora de vapor.


CRQ 0600
CREA 096516-0



RESUMO DO RELATÓRIO

CARACTERIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Equipamento: Caldeira
Marca/modelo: Eônia - ICAVI - ICH-1115
Ano de Instalação: 2011 (Reforma)
Combustível utilizado: Cavaco e lodo
Capacidade de produção de vapor: 15.000 Kg/h
Potência: 11,69 MW



Registro fotográfico – Chaminé da caldeira

RESULTADOS E COMPARATIVO COM A LEGISLAÇÃO

ENSAIO	POLUENTES ANALISADOS	RESULTADO	UNIDADE	LM.	L.M.E. Resolução CONAMA 382/2006	CONF. CONAMA	L.M.E. SEMA - PR 016/2014	CONF. SEMA
1	Óxidos de Enxofre - SO _x (como SO ₂)	22,09	mg/Nm ^{3*}	-	N.E.	-	N.A. ¹	-
2		18,41						
\bar{X}		20,25						
1	Material Particulado Total - MPt	505,06	mg/Nm ^{3**}	11,29	520,0 ²	CONFORME	-	-
2		468,26						
\bar{X}		486,66						
\bar{X}_1	164,43	-	-	-	-	-	-	-
\bar{X}_2	Monóxido de Carbono - CO	147,55	mg/Nm ^{3**}	-	N.A. ³	-	1.000,0 ⁴	CONFORME
\bar{X}_3		155,99		-				
\bar{X}_1	Óxidos de Nitrogênio - NO _x (como NO ₂)	176,77	mg/Nm ^{3*}	5,79	650,0 ²	CONFORME	-	-
\bar{X}_2		177,75						
\bar{X}_3		177,26						
\bar{X}_1	Oxigênio - O ₂	14,56	%	-	N.E.	-	N.E.	-
\bar{X}_2		14,19						
\bar{X}_3		14,38						

Abreviaturas: LM. – Incerteza de Medição / L.M.E.: Limite Máximo de Emissão / CONF: Conformidade / L.V.: Legislação Vigente / N.A.: Não aplicável / N.E.: Não estabelecido / \bar{X} : média.

*Unidade de concentração mg/Nm³, em base seca a 8% de oxigênio.

**Unidade de concentração mg/Nm³, em base seca a 11% de oxigênio.

¹Limite de emissão não aplicável pela Resolução SEMA 16/2014, considerando geração de calor ou energia pela queima de derivados de madeira, realizado em caldeira com potência térmica nominal entre 10 e 30 MW.

²O limite foi obtido na Resolução CONAMA 382/2006 considerando a fonte como uma caldeira com queima de derivados de madeira, e potência térmica entre 10 e 30 MW.

³Limite de emissão não aplicável pela Resolução CONAMA382/2006 considerando a fonte como uma caldeira com queima de derivados de madeira, com potência térmica > 10MW.

⁴Limite de emissão aplicável pela Resolução SEMA 16/2014, considerando geração de calor ou energia pela queima de derivados de madeira, realizado em caldeira com potência térmica nominal entre 10 e 30 MW (valor do monóxido de carbono válido a partir de 26/12/2016).

INTERPRETAÇÃO

A amostra analisada encontra-se em acordo com a Resolução CONAMA 382 de 2006 e Resolução SEMA 016/2014, que estabelecem os limites máximos de emissão de poluentes atmosféricos para fontes fixas provenientes de processos de geração de calor a partir da combustão externa de derivados da madeira, no que se refere ao(s) poluente(s) analisado(s) na chaminé em questão.