

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

LUCAS ECCO

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

ARARANGUÁ

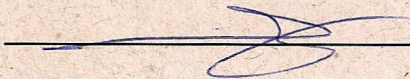
2017

LUCAS ECCO

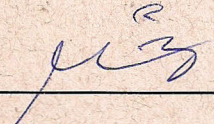
**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Trabalho de conclusão de curso na modalidade de artigo científico para a aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Araranguá

Aprovado em: 28/11/2017



Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira (Orientador)



Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese (Examinador)



Prof. Dr. Thiago Dutra (Examinador)

APROVEITAMENTO TÉRMICO EM UMA INDÚSTRIA DE LATICÍNIOS

Lucas Ecco*

RESUMO

O aproveitamento de rejeitos térmicos é utilizado para melhorar a eficiência energética em processos, podendo ser aplicado no processamento de leite. Sendo assim, efetuou-se um estudo de caso em um laticínio no oeste catarinense. Para tal, realizaram-se estudos de aproveitamento de gases de exaustão provenientes de uma caldeira à biomassa e de aproveitamento de rejeitos térmicos do setor de ultrapasteurização de leite.

Analisaram-se as possibilidades de usar os gases de exaustão da caldeira de geração de vapor para pré-aquecimento da água fria de alimentação da caldeira e para geração de energia elétrica por meio de cogeração *bottoming* em um ciclo de potência Rankine orgânico. Quanto ao aproveitamento dos rejeitos do setor de produção, estudaram-se diferentes propostas, tais como coleta e armazenamento do rejeito para utilização em higienização de pisos, pré-aquecimento de água limpa para uso em banhos e para outras finalidades.

Os gases de exaustão, liberados a uma vazão mássica de 18,3 kg/s e temperatura de 210 °C, possibilitaram o pré-aquecimento de 2,7 kg/s de água de 20 °C a até 125 °C, resultando em uma recuperação de até 1,2 MW de potência térmica. Quando essa potência térmica é usada na geração de energia elétrica, dentre os fluidos SES36, tolueno, isobutano, heptano, R245fa e pentano analisados, o tolueno foi aquele que resultou no ciclo mais eficiente, possibilitando a geração de até 220 kW de potência elétrica.

Para a coleta dos rejeitos térmicos do setor de ultrapasteurização com a finalidade de utilizá-los na higienização, faz-se necessário a construção de uma linha de tubulações e o uso de uma bomba hidráulica com uma altura manométrica de 6,7 metros de coluna

*Graduando do Curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Araranguá, Rodovia Governador Jorge Lacerda, 3201, Jardim das Avenidas Araranguá, Santa Catarina, Brasil, CEP 88900-000. E-mail: lucas-ecco@hotmail.com.

d'água e vazão de 1,1 l/s. Caso o interesse seja pré-aquecer água limpa com os rejeitos térmicos, cuja vazão e temperatura são de 1,04 kg/s e 61,5 °C, seria possível aquecer 0,75 kg/s de água limpa de 20 °C até 48 °C quando o trocador de calor opera na máxima efetividade, resultando em uma potência térmica economizada de até 88 kW para uma área de troca térmica igual a 16 m².

Os estudos de aproveitamento térmico realizados neste trabalho mostraram que a indústria de laticínios apresenta grande potencial para aumento da eficiência energética em seus processos.

Palavras-chave: Aproveitamento térmico. Indústria de laticínios. Eficiência energética. Caldeira. Ciclo Rankine orgânico.

ABSTRACT

Waste heat recovery is a way to improve energy efficiency in processes, being able to apply it in milk processing. Therefore a western Santa Catarina dairy industry was analyzed in this article. Waste heat recovery studies were made with biomass fueled steam boiler exhaust gases, and also with ultra-pasteurized milk process thermal residues.

Possibilities were studied about using steam boiler exhaust gases to pre-heat the cold water boiler inlet, and to generate electric power in an Organic Rankine Cycle by bottoming cogeneration. For the ultra-pasteurized milk production, different proposals were studied, such as to gather and store thermal residues for floor sanitizing or to pre-heat clean water for baths and for other possibilities.

The boiler exhaust gases has a 18.3 kg/s mass flow with 210 °C temperature, that could be used to pre-heat 2.7 kg/s of water from 20 °C up to 125 °C, thus resulting in up to 1.2 MW of recoverable thermal power. Using that recoverable thermal energy for power generation, among the analyzed fluids SES36, toluene, isobutene, heptane, R245fa and pentane, the toluene operating cycle was the one that achieved the highest efficiency, resulting in up to 220 kW power generation.

To gather and store the ultra-pasteurized milk production waste heat residues for sanitizing, building a pipe network with a 6.7 meter of water column pressure and 1.1 l/s volume flow hydraulic pump is necessary. If pre-heating clean water is desirable, using

the 1.04 kg/s, 61.5 °C waste heat residue, it turns to be possible pre-heating 0.75 kg/s from 20 °C to 48 °C when the heat exchanger maximum efficiency is achieved, thus resulting in up to 88 kW of thermal recoverable power, in case of 16 m² heat exchanger area.

The waste heat recovery studies presented in this article showed that the studied dairy industry has great energy efficiency improvement potential in its processes.

Palavras-chave: Waste heat recovery. Dairy industry. Energy efficiency. Boiler. Organic Rankine cycle.

1 INTRODUÇÃO

O setor industrial de alimentos representa aproximadamente 18% da indústria de transformação do estado de Santa Catarina. Dentro do setor alimentício, é interessante destacar a produção de laticínios, que corresponde a cerca de 2% da indústria de transformação do estado (FEDERAÇÃO DAS INDÚSTRIAS DO ESTADO DE SANTA CATARINA, 2015).

Movida pelo mercado altamente competitivo, a diminuição dos gastos no setor industrial de laticínios é de grande importância. A eficiência energética torna-se uma opção para impulsionar os lucros, possibilitando a redução dos preços do produto final, assegurando a empresa produtora, seu lugar no mercado.

O processamento de leite serve para diversos fins, seja para consumo na forma líquida, em pó ou até mesmo nos seus diversos derivados. Esta atividade industrial utiliza quantidades significativas de energia, tanto térmica, principalmente na forma de vapor, quanto elétrica.

Este trabalho estudou propostas para aumento da eficiência energética em uma indústria de laticínios através do aproveitamento de rejeitos térmicos. Nas subseções seguintes serão apresentadas a revisão bibliográfica e os objetivos de forma mais detalhada.

1.1 Revisão bibliográfica

Nesta seção será exposta uma breve revisão bibliográfica de alguns temas pertinentes para o desenvolvimento do trabalho.

1.1.1 Consumo energético em Indústrias de laticínios

Os produtos lácteos incluem o leite e seus derivados. As fábricas que produzem estes alimentos pertencem ao setor industrial de laticínios, os principais produtos são o leite pausterizado, leite em pó, bebida láctea, iogurtes, leite condensado, queijos etc (SILVA, 2014). A região Sul do Brasil ocupa a primeira posição no *ranking* das Grandes Regiões no quesito de produção de leite, contando com 35,25 % de toda a produção nacional (CAVARARO, 2015).

Os diferentes segmentos encontrados neste setor compõem uma grande gama de produtos finais com diferentes processos industriais, que, por sua vez, utilizam energia elétrica e térmica de modos distintos (ROCHA; BAJAY; GORLA, 2010).

Os principais consumos de energia térmica no setor de alimentos e bebidas ocorrem nos processos de cozimento, secagem, destilação, esterilização, e principalmente na limpeza de equipamentos e ambientes (ROCHA; BAJAY; GORLA, 2010).

Os principais consumos de energia elétrica se dão na refrigeração de produtos e ambientes, no uso da força motriz em processos de extrusão, moagem, trituração, pressurização mecânica etc. Os sistemas de bombeamento de fluidos também contam com uma significativa parcela no consumo de energia elétrica (ROCHA; BAJAY; GORLA, 2010).

No setor de laticínios, grandes quantidades de combustível são usados para a produção de vapor em caldeiras que é armazenado e distribuído para os equipamentos e processos consumidores, e grandes quantidades de energia elétrica são usados por motores elétricos, usados principalmente em sistemas de bombeamento de fluidos, ar comprimido e para refrigeração (WANG, 2009).

O leite em pó é um produto com um custo energético agregado grande em comparação aos outros produtos, principalmente quanto à energia térmica (ROCHA; BAJAY; GORLA, 2010; RAMÍREZ; PATEL; BLOK, 2006; RAMIREZ et al., 2006).

De acordo com Rocha; Bajay; Gorla (2010), o consumo de energia térmica para a produção de leite, produtos lácteos e queijos é aproximadamente o dobro em relação ao

consumo de energia elétrica, e que para o leite em pó, este valor é quase dez vezes maior. Portanto, melhorar os sistemas de produção, distribuição e utilização de vapor é de suma importância, quando visa-se a eficiência energética.

1.1.2 Estudos de eficiência energética no setor de laticínios

Melhorar a eficiência energética significa otimizar o uso das suas fontes de energia (SILVA, 2014). A literatura apresenta diversos exemplos e metodologias para análises de eficiência energética em indústrias, processos e equipamentos. Uma das opções de uso eficiente de energia está relacionada à cogeração, que consiste em geração de energia elétrica combinada com a produção de calor. A gestão adequada dos recursos energéticos também é um fator importante para a eficiência energética, onde alia-se ao uso de equipamentos mais eficientes (fazendo análises conforme a energia consumida pelo equipamento antigo e a energia que será consumida pelo equipamento mais eficiente). O aproveitamento mútuo com trocadores de calor entre processos, nas situações onde pode-se efetuar a interligação de sistemas, na qual existe um rejeito com fluxo de energia parecido com o requerido proveniente de outro processo, é outra análise notável para a redução de custos (MIAH et al., 2014).

Debastiani et al. (2014) desenvolveram uma auditoria energética, voltada especificamente para o consumo de energia elétrica em uma agroindústria de laticínios no extremo oeste paranaense, cuja produção estimada na época era de 105.000 litros de leite *in natura* por dia. As propostas de aumento da eficiência energética estavam voltadas para a substituição de motores existentes por motores de alto rendimento, e a substituição da iluminação da empresa, por uma iluminação mais eficiente. Obteve-se uma economia de 7,26% no consumo de energia elétrica, e um *payback* de 30 meses.

Alves et al. (2014), desenvolveram um estudo quanto ao consumo de energia em frigoríficos no setor de laticínios. Foram propostas mudanças nos processos de produção, utilizando menos pessoas nos ambientes de frigoríficos, instalando cortinas de ar, e diminuindo o período em que as portas ficam abertas.

Silva (2014), efetuou um estudo muito importante na área de eficiência energética para o setor de laticínios. O autor resumiu em sua dissertação o sistema de gestão de energia aplicado à uma unidade da empresa Danone, em Minas Gerais, entre os anos de 2005 e 2012. Diversas propostas de eficiência energética para fábricas de vários setores,

principalmente o de laticínios podem ser aproveitadas para eventuais projetos em outras indústrias.

1.1.3 Sistemas de vapor

Um sistema de vapor típico pode ser demonstrado pela Figura 1. O mesmo pode ser subdividido em geração de vapor, distribuição de vapor, consumo de vapor e retorno de condensado. Quanto à utilização, existem processos em que apenas o vapor é usado como fluido de troca térmica, gerando o condensado, e outros em que há o consumo de vapor.

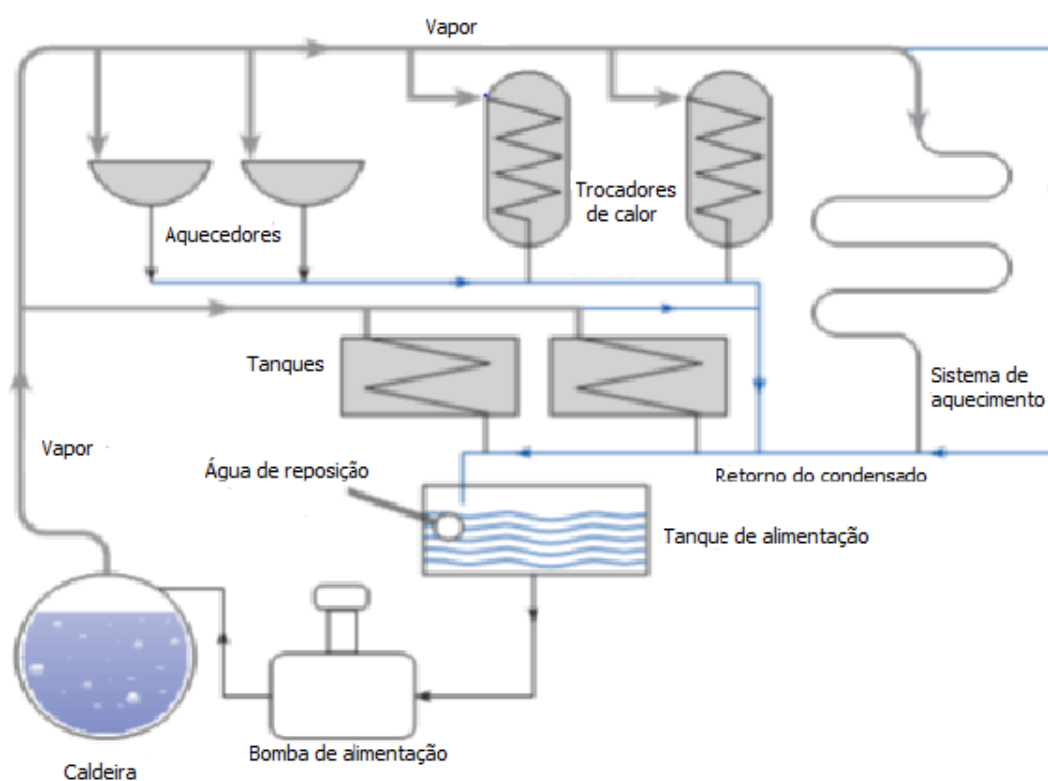


Figura 1 – Sistema de vapor típico (SILVA, 2013).

1.1.4 Cogeração

Cogeração é um jeito eficiente de gerar energia elétrica e calor simultaneamente a partir de um combustível (BIANCO et al., 2016). Sistemas de geração simultânea de calor e energia elétrica podem ser classificados como cogeração *bottoming* e cogeração *topping*. A diferença entre as duas classificações ocorre da seguinte forma: na cogeração *topping*, a geração de energia elétrica antecede o fornecimento de calor (geração de vapor

por exemplo), já na cogeração *bottoming*, primeiro utiliza-se o calor de processos, e com os resíduos gera-se energia elétrica.

A Figura 2 representa as diferentes classificações para cogeração. A cogeração *topping* é mais utilizada do que a *bottoming*, porque muitas vezes na cogeração *bottoming* as temperaturas dos rejeitos são tão baixas que torna-se inviável a geração de energia elétrica.

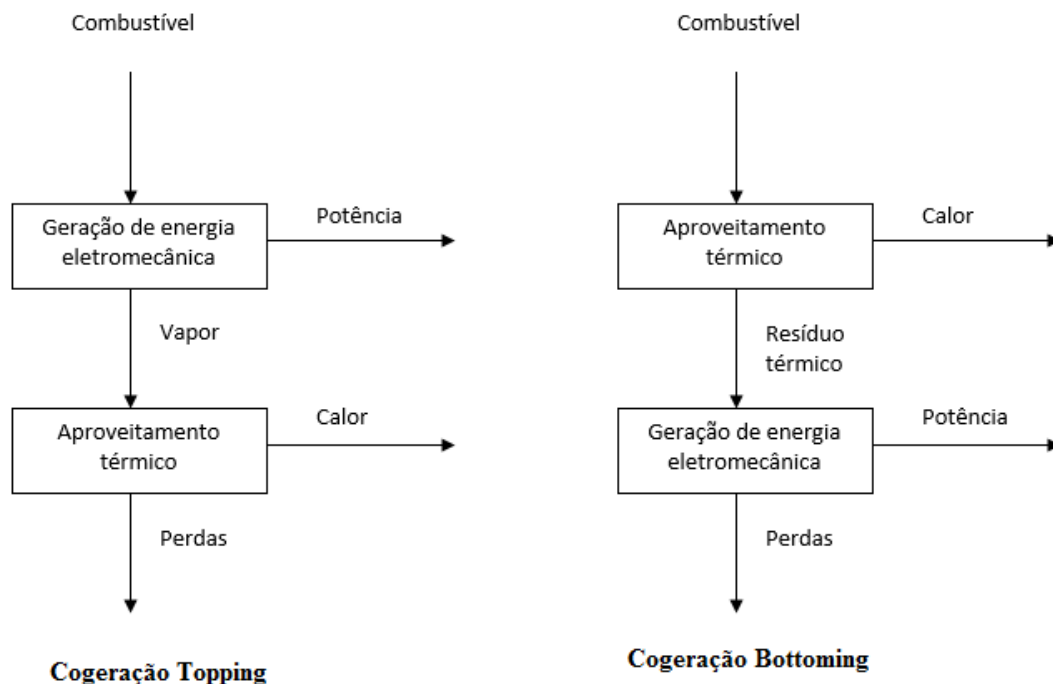


Figura 2 - Esquema dos tipos de cogeração.

1.1.5 Ciclo de potência Rankine orgânico

Em um ciclo Rankine ideal quatro processos ocorrem, sendo eles o bombeamento adiabático reversível na bomba, a transferência de calor a pressão constante na caldeira, a expansão adiabática reversível em uma turbina e a transferência de calor a pressão constante no condensador (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009). O ciclo de potência Rankine orgânico (ORC) funciona de modo similar a um ciclo Rankine que opera com vapor de água, apresentando os mesmos componentes básicos, uma caldeira, uma máquina de expansão, um condensador e uma bomba (WENZEL, 2015). A principal diferença entre um ORC e um ciclo Rankine com vapor de água é o fluido utilizado, que apresenta diferentes propriedades termodinâmicas.

De acordo com Quoilin (2011), devido às características das propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos, não é necessário superaquecê-los antes da entrada na turbina, pois o mesmo ao entrar como vapor saturado, já conta com a possibilidade de sair como vapor superaquecido, conforme pode ser visto no diagrama $T-s$ da Figura 3.

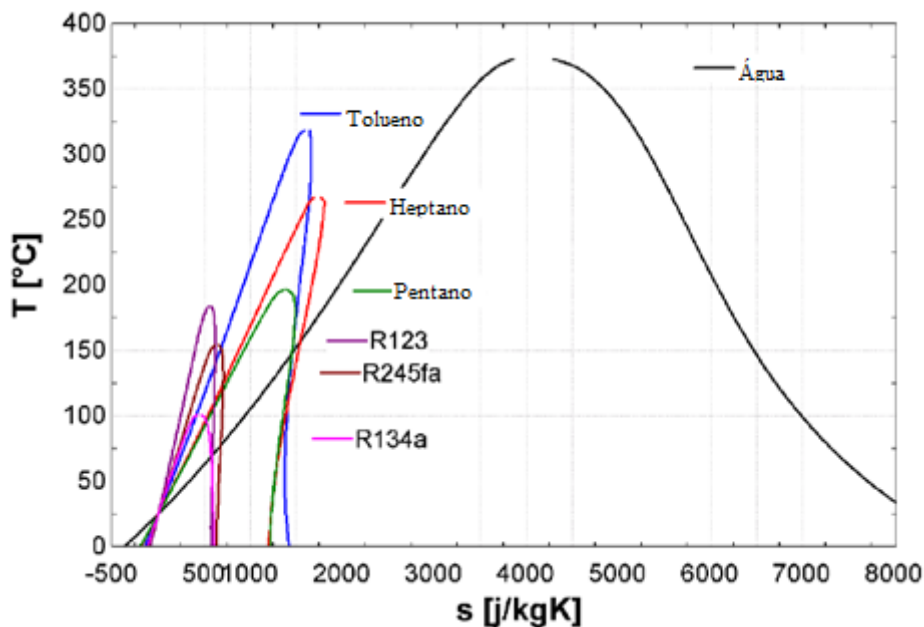


Figura 3 - Diagrama $T-s$ de alguns fluidos orgânicos em comparação com a água (adaptado de QUOILIN, 2011).

1.2 Objetivos do trabalho

O presente trabalho teve como objetivos gerais analisar alternativas para o aproveitamento de rejeitos térmicos em uma indústria de laticínios do oeste catarinense. Para tanto foram selecionados dois rejeitos: (i) os gases de exaustão de uma caldeira a biomassa e (ii) água quente proveniente de processos de ultrapasteurização de leite. Para atingir os objetivos gerais, o trabalho foi dividido em objetivos específicos conforme apresentados a seguir

Para analisar a possibilidade de aproveitamento térmico dos gases de exaustão da caldeira, foi necessária a realização das seguintes etapas:

- determinação da vazão mássica e características dos gases de exaustão;
- determinação da potência térmica disponível nos gases de exaustão para pré-aquecer água da caldeira, e para geração de energia elétrica em um ciclo Rankine orgânico;

- determinação do fluido de trabalho que fornece a maior eficiência para o ciclo Rankine orgânico;
- determinação da potência elétrica que pode ser gerada.

Quanto a análise do aproveitamento do rejeito térmico do setor de ultrapasteurização de leite, foi necessário a realização das seguintes etapas:

- dimensionamento de um sistema para coleta e armazenamento dos rejeitos térmicos;
- determinação da potência térmica disponível para pré-aquecer água limpa com os rejeitos térmicos.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os cálculos e as considerações efetuados para a determinação das vazões mássicas dos gases de exaustão e de água fria na caldeira, para o pré-aquecimento de água com os gases de exaustão e para a cogeração. Além da metodologia relacionada a análise da caldeira a biomassa, serão apresentados os cálculos e considerações para o aproveitamento dos rejeitos térmicos no setor de ultrapasteurização de leite.

2.1 Determinação da vazão mássica de água fria na caldeira

Para a estimativa da vazão mássica de água fria da caldeira, é importante entender o funcionamento do sistema de vapor na indústria de estudo.

A caldeira analisada no presente trabalho opera com lenha em toras, e apresenta as características descritas na Tabela 1. Os dados da Tabela 1 foram fornecidos pelo fabricante do equipamento (H. BREMER).

Tabela 1 – Dados nominais da caldeira.

Capacidade de geração de vapor (kg/h)	25.000
Capacidade térmica (kcal/h)	16.730.000
Pressão máxima de trabalho (kgf/cm²)	24,3
Superfície de aquecimento (m²)	875,5

O vapor gerado pela caldeira é utilizado em processos abertos e fechados, ou seja, há o consumo de vapor diretamente, e também existe o uso de vapor em trocadores de calor, onde não ocorre mistura. Conseqüentemente, parte do vapor produzido pela caldeira retorna na forma de condensado, e então deve-se repor o nível de água consumido com água de outras fontes.

O condensado que retorna é inserido em um tanque de armazenamento, onde água fria é misturada com este líquido de retorno a uma temperatura mais elevada. A água de alimentação da caldeira é a mistura destes dois fluxos. A Figura 4 esquematiza o sistema de geração, distribuição e consumo de vapor na indústria estudada. A temperatura da água dentro deste tanque de armazenamento está na faixa dos 70 °C.

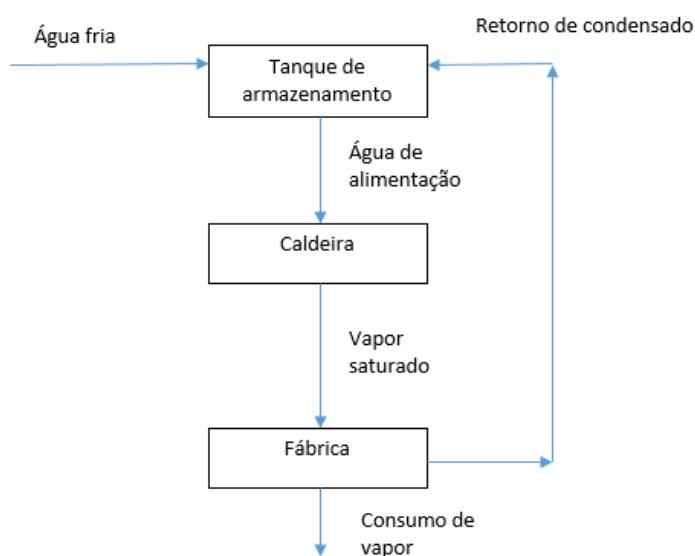


Figura 4 - Esquema de geração, distribuição e consumo de vapor.

A vazão de água fria que é inserida no tanque de armazenamento foi obtida a partir de medições em hidrômetro instalado na empresa, e foi de 2,7 kg/s.

2.2 Caracterização do rejeito e cálculo da vazão mássica dos gases de exaustão

Para realizar estudos sobre o aproveitamento térmico dos gases de exaustão, deve-se conhecer a vazão mássica, composição química e temperatura desse rejeito.

O combustível utilizado na caldeira analisada é lenha de eucalipto. Utilizou-se a composição química da lenha com base na literatura (BAZZO, 1995), mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 - Composição química do combustível (BAZZO, 1995).

Análise elementar	Lenha
C (% , base seca)	49
H (% , base seca)	6
O (% , base seca)	44
Cinzas (% , base seca)	1

A vazão mássica dos gases de exaustão pode ser obtida a partir de medições nas tubulações de escape, entretanto devido à falta de equipamentos adequados, fez-se o uso de cálculos indiretos para a obtenção da mesma.

A temperatura dos gases foi obtida com um termômetro analógico de espeto que encontra-se acoplado na tubulação de saída da caldeira. A temperatura dos gases de exaustão variou entre 200 e 220 °C, portanto utilizou-se o valor de 210 °C.

A Tabela 3 apresenta a composição dos gases de exaustão conforme fornecida pelo fabricante.

Tabela 3 – Composição dos gases de exaustão (base seca).

Componente	Percentual volumétrico
CO ₂	11%
CO	0,2%
O ₂	10%

Com base na composição química dos gases de exaustão, e devido as características do processo de combustão, sabe-se que existe uma certa quantidade de monóxido de carbono e dióxido de carbono, onde o primeiro é obtido a partir da combustão incompleta e o segundo a partir da combustão completa do combustível. A reação de combustão completa é mostrada na equação 1, e a reação de combustão incompleta na equação 2.



Todo o carbono presente nos gases de exaustão, seja no formato de monóxido ou dióxido de carbono, é proveniente do processo de combustão da lenha, portanto, se a vazão mássica, a composição química da lenha, e a composição dos gases são conhecidos é possível obter a vazão de carbono na exaustão. A composição química dos gases de exaustão indica o percentual molar de cada um dos componentes presentes, assim sendo, com a obtenção da vazão mássica de carbono na saída, é possível calcular a vazão mássica total dos gases de exaustão.

A umidade da lenha em indústrias está em torno de 10% a 30% (BAZZO, 1995), e dados da empresa comprovaram que a caldeira estudada opera com percentual de umidade similar, portanto para fins de cálculo o valor de 20% foi utilizado.

Transformando 1 kg de lenha, com as propriedades descritas na Tabela 2 e o valor de umidade de 20%, para base úmida obtém-se os dados mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 - Composição elementar da lenha.

<i>Componente</i>	<i>% massa (b.s)</i>	<i>% massa (base úmida)</i>	<i>massa (g) em 1 kg</i>	<i>mols em 1 kg</i>
<i>C</i>	49%	39,2%	392	32,7
<i>H</i>	6%	4,8%	48	48,0
<i>O</i>	44%	35,2%	352	22,0
<i>Umidade (H₂O)</i>	-	20,0%	200	11,1
<i>Cinzas</i>	1%	0,8%	8	-

A quantidade de combustível que entra na caldeira foi monitorada por operadores da caldeira, que o fazem pelo cálculo do volume ocupado pela lenha que entra na caldeira. A conversão da vazão volumétrica medida pelos operadores para a vazão mássica depende da massa correspondente de lenha em uma quantidade específica de volume de lenha mais o ar entre as toras, o cálculo desta densidade é realizado pela equação 3.

$$\rho_{ar+combustível} = \frac{\text{massa de combustível}}{\text{volume da pilha de toras (ar + combustível)}} \quad (3)$$

A massa de combustível foi obtida com base na entrada e saída dos caminhões na fábrica, onde é efetuada a medição da massa do caminhão mais a lenha que o mesmo carrega, juntamente com o volume da pilha de toras na entrada. Na saída da indústria, o caminhão é novamente pesado, portanto obtém-se a massa total de lenha (diferença entre a entrada e a saída) e o volume da pilha.

A densidade da mistura ar e madeira foi calculada como 560 kg/m³, a partir dos valores de massa e volume medidos por funcionários da empresa cujo processo foi estudado neste trabalho. A partir dos valores de vazão volumétrica da mistura ar e combustível e densidade dessa mistura, foi possível estimar com a equação 3 a vazão mássica de lenha em 1,9 kg/s.

Todo o carbono presente nos gases de exaustão é proveniente do combustível, portanto, é possível estimar a vazão mássica na saída com base nas reações de combustão. Considerou-se que ocorreram na fornalha, além das reações previamente citadas nas equações 1 e 2, a reação ilustrada pela equação 4, onde o hidrogênio faz parte da composição química da lenha.



Considerou-se que o oxigênio presente na lenha pode servir como oxidante nas reações de combustão. As reações de combustão em fornalhas utilizam ar em excesso para minimizar a combustão incompleta, portanto sempre existirá uma fração de oxigênio nos gases de exaustão.

Como estimativa da vazão mássica de carbono nos gases de exaustão, pode-se considerar a combustão estequiométrica do combustível (sem excesso de oxigênio), entretanto em casos onde há a presença de monóxido de carbono na saída deve-se levar em consideração este fator no cálculo da combustão estequiométrica. Portanto, um certo

percentual do carbono reagirá pela equação 1, e o restante pela equação 2. Este percentual é obtido pela composição química dos gases de exaustão. Considerou-se que a umidade presente no combustível será apenas transformada em vapor de água.

O oxigênio necessário para as reações de combustão será obtido, conforme citado previamente, a partir do percentual disponível no combustível, e o restante será proveniente dos gases da atmosfera. Sabe-se que cerca de 21% das moléculas de ar atmosférico são compostas por oxigênio e os 79% restantes são representados por nitrogênio, esta relação diz que de 4,76 mols de ar atmosférico, apenas 1 mol é de oxigênio. Portanto, para efetuar a combustão utilizando os gases da atmosfera, existe uma parcela significativa de nitrogênio (considera-se que o mesmo não sofrerá reações químicas) que é inserido juntamente com o oxigênio necessário.

A partir das reações de combustão de 1, 2 e 4, da análise elementar e da umidade do combustível, consegue-se obter a vazão mássica, e a composição química dos gases de exaustão sem a presença de excesso de oxigênio.

Percebe-se que as quantidades molares de CO, CO₂ e H₂O não mudarão para as reações com e sem excesso de ar, então estes valores podem ser utilizados de modo a obter a vazão real dos gases de exaustão, juntamente com o excesso de ar utilizado na caldeira.

2.3 Determinação da potência térmica disponível para pré-aquecimento de água na caldeira

Como uma das opções de aproveitamento térmico dos gases de exaustão, propõe-se que a água fria que é inserida no tanque de armazenamento seja pré-aquecida por estes gases.

Para realizar o estudo sobre o potencial de aproveitamento térmico, deve-se saber quanto de água pretende-se aquecer. O valor de vazão de água utilizado é o da água de reposição da caldeira, equivalente a 2,7 kg/s.

A temperatura dos gases considerada, conforme explicado anteriormente, foi de 210 °C, já a composição química dos gases de exaustão na reação sem excesso de oxigênio foi obtida a partir da metodologia descrita na seção 2.2.

Para o cálculo do calor específico utilizou-se as propriedades termodinâmicas dos gases presentes na referência Borgnakke; Sonntag (2009). Retirou-se da referência o valor de calor específico de cada componente para uma temperatura média de 440 K. Após a obtenção dos valores de calor específico para cada componente, fez-se uma média ponderada dos mesmos, com base na composição mássica dos gases de exaustão. O valor obtido para o calor específico foi de 1,09 kJ/(kg.K).

A temperatura da água fria será estimada em 20 °C, pois assume-se que esta seria uma temperatura que representaria bem uma média anual.

A partir do momento em que os dados de temperatura, vazão e calor específico da água fria e dos gases de exaustão foram obtidos, pôde-se iniciar o processo de estudo para conhecimento do potencial de aproveitamento térmico.

Sabe-se que em um trocador de calor ideal, sem perdas para o ambiente externo, as seguintes equações são válidas:

$$q = \dot{m}_q * c_{p,q} * (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (5)$$

$$q = \dot{m}_f * c_{p,f} * (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (6)$$

onde q é a taxa de transferência de calor, \dot{m}_q é a vazão mássica do fluido quente, \dot{m}_f é a vazão mássica do fluido frio, $c_{p,q}$ é o calor específico do fluido quente, $c_{p,f}$ é o calor específico do fluido frio, $T_{q,e}$ é a temperatura de entrada do fluido quente, $T_{q,s}$ é a temperatura de saída do fluido quente, $T_{f,e}$ é a temperatura de entrada do fluido frio e $T_{f,s}$ é a temperatura de saída do fluido frio.

Como os valores de temperatura de entrada dos fluidos frio e quente, vazões mássicas e calores específicos já eram conhecidos, foi possível obter as temperaturas de saída dos fluidos e a taxa de transferência de calor a partir do conhecimento da efetividade do trocador de calor. A equação 7 define a efetividade de um trocador de calor:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{máximo}}} \quad (7)$$

onde, $q_{\text{máximo}}$ é a taxa de transferência de calor máxima teórica. O $q_{\text{máximo}}$ é calculado pela equação 8:

$$q_{\text{máximo}} = C_{\text{mínimo}} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (8)$$

onde, $C_{\text{mínimo}}$ é a capacidade calorífica mínima no trocador de calor, $T_{q,e}$ é a temperatura de entrada do fluido quente e $T_{f,e}$ é a temperatura de entrada do fluido frio. A capacidade calorífica é calculada pela equação 9.

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (9)$$

Para se ter uma estimativa da efetividade, precisa-se ter o conhecimento de que tipo de trocador de calor será utilizado. Neste caso escolheu-se o trocador de calor com escoamento cruzado, onde o fluido quente é misturado, e o fluido frio está dentro de tubos (não misturado).

A equação 10, obtida na referência Bergman et al. (2011) para o cálculo da efetividade em um trocador de calor com escoamento cruzado, onde o fluido com maior capacidade térmica está misturado e o fluido com menor capacidade térmica está em escoamento não misturado é mostrada abaixo:

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} * \{1 - \exp[-C_r * (1 - \exp(-NTU))]\} \quad (10)$$

onde C_r é a razão entre as capacidades térmicas mínimas e máximas e NTU (Número de unidades térmicas) é dado pela equação abaixo:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\text{min}}} \quad (11)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor e A é a área de troca térmica.

Devido à característica exponencial da equação 10, ela atinge um valor praticamente constante para a efetividade a partir de um valor de NTU próximo a 5. De tal maneira, neste trabalho para a obtenção das propriedades do trocador de calor que operasse com eficiência máxima, foi assumido que NTU é igual a 5. O valor obtido para a efetividade máxima foi de 0,758.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido a partir das características do trocador de calor. Esta etapa foge do escopo do presente trabalho, portanto, para fins de estimativa da área necessária para troca de calor foi utilizado um valor de U encontrado na referência Kakaç; Liu (2002). Os autores Kakaç; Liu (2002) apresentam que os valores de U relacionados à trocas de calor entre água e gases são em média 250 W/(m².K), portanto este valor foi utilizado para estimar a área de troca térmica necessária. O valor de NTU pode ser alterado para se obter diferentes temperaturas de

saída, e conseqüentemente diferentes valores de taxa de transferência de calor e de área de troca térmica.

De acordo com Nogueira et al. (2005) o limite inferior de temperatura dos gases de exaustão para caldeiras que queimam gás natural é de 120 °C, para carvões e óleos com baixos teores de enxofre 150 °C e 180 °C para óleos combustíveis com elevados teores de enxofre. Assim sendo de modo a evitar a corrosão, utilizou-se a temperatura mínima de saída dos gases de exaustão após o trocador de calor como 150 °C. Todavia, se o trocador operar com sua efetividade máxima, a temperatura na saída será menor do que 150 °C, de forma que este trocador não pode operar com a efetividade máxima.

2.4 Geração de energia elétrica com os rejeitos da caldeira

Conforme explicado na seção de introdução, existe a possibilidade de aproveitamento térmico dos gases de exaustão para a geração de energia elétrica por cogeração *bottoming*. Aliando o presente estudo às outras formas de aproveitamento deste resíduo vistas anteriormente, propõe-se que a energia retirada dos gases de exaustão seja a mesma retirada na proposta de pré-aquecimento de água, onde os gases de exaustão da caldeira rejeitavam calor até atingir a temperatura de 150 °C.

Diferentes fluidos foram analisados de modo a obter o ciclo que opera com a maior eficiência. Os fluidos estão mostrados na Tabela 5, juntamente com a sua temperatura de ponto crítico.

Tabela 5 - Fluidos analisados.

Fluido	Temperatura no ponto crítico (°C)
SES36	177,5
Tolueno	318,6
Isobutano	134,6
Heptano	267
R245fa	153,8
Pentano	196,5

Um ciclo de potência Rankine orgânico simples pode ser modelado como mostra a Figura 5.

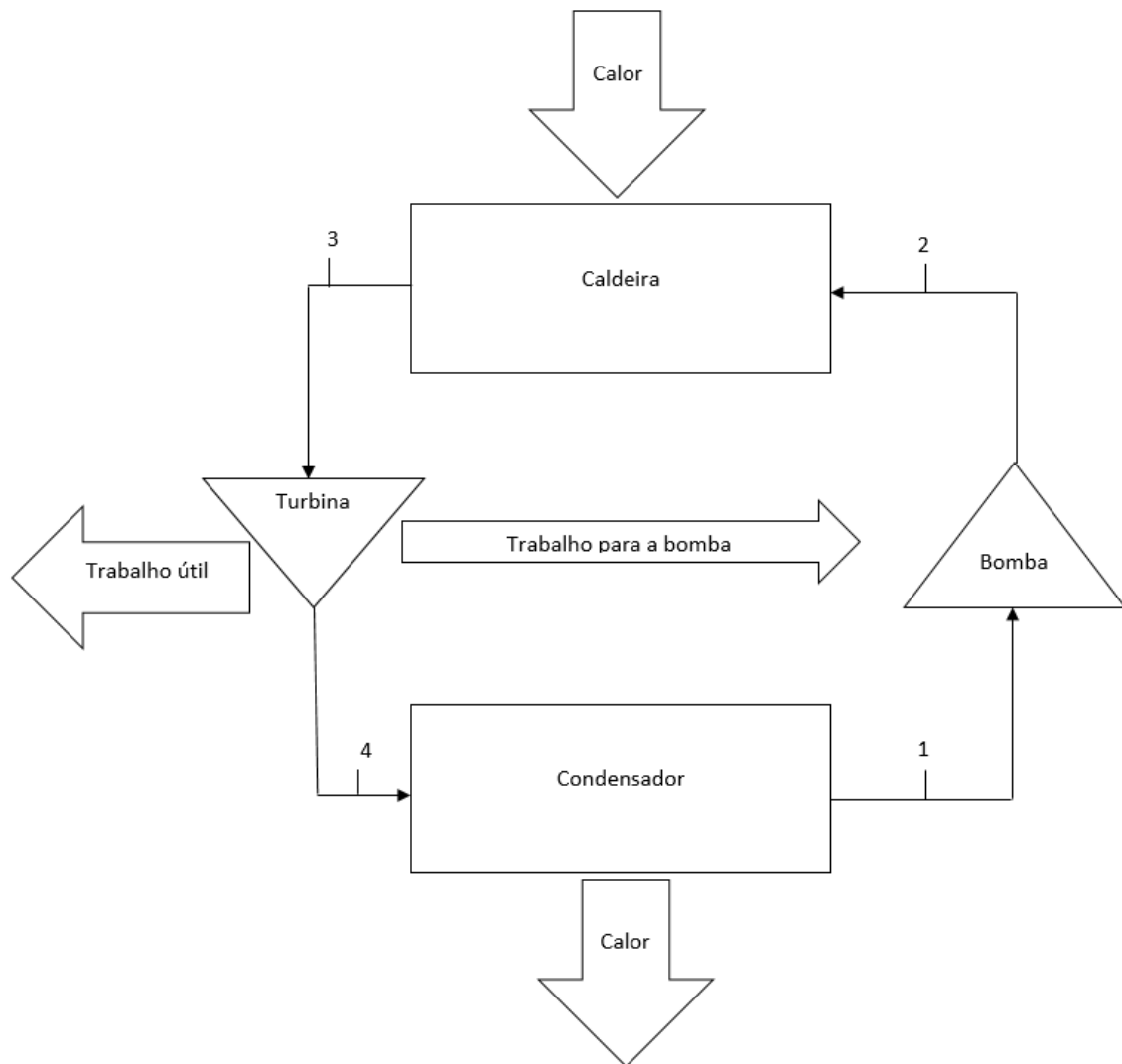


Figura 5 - Ciclo de potência simples

Para simulação do ciclo de potência, escolheu-se um valor de pressão baixa (pontos 1 e 4 da Figura 5) igual ao da pressão de saturação a 40 °C dos diferentes fluidos de trabalho analisados neste estudo. Os valores de eficiência isoentrópica da turbina e da bomba foram variáveis conhecidas, e as perdas de carga foram desconsideradas. Já o ponto 1 do ciclo será composto por fluido em seu estado de líquido saturado, para evitar cavitação na bomba.

A partir da modelagem do sistema, calculou-se a eficiência do ciclo para diferentes fluido de trabalho (conforme Tabela 5) sendo cada um deles, aquecido até que o fluido no ponto 3 seja vapor saturado e a sua temperatura fosse 2 °C menor que do a do seu ponto crítico, ou que não excedesse 140 °C, para não haver uma diferença de temperatura (*pinch point*) entre o fluido de trabalho e a saída dos gases de exaustão menor do que 10 °C.

Desenvolveu-se um código no software MATLAB, onde o ciclo mostrado na Figura 5 é resolvido, ajustando a temperatura de evaporação para os diferentes fluidos. Os valores das propriedades termodinâmicas foram retirados da biblioteca CoolProp.

A equação 12 representa a primeira lei da termodinâmica aplicada a volumes de controle que compreendem os componentes do ciclo em regime permanente, que pode ser aplicada entre os pontos no ciclo de potência (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009):

$$\dot{Q}_{V.C} + \sum \dot{m}_e \cdot h_{tot,e} = \dot{W}_{V.C} + \sum \dot{m}_s \cdot h_{tot,s} \quad (12)$$

onde, $\dot{Q}_{V.C}$ é a taxa de transferência de calor, $h_{tot,e}$ representa a entalpia específica de entrada, o subscrito s representa saída e $\dot{W}_{V.C}$ representa a potência. A eficiência de uma turbina pode ser descrita pela equação 13, e a de uma bomba pela equação 14.

$$\eta_{isoentrópica,turbina} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{isoentrópico}} \quad (13)$$

$$\eta_{isoentrópica,bomba} = \frac{\dot{W}_{isoentrópico}}{\dot{W}_{real}} \quad (14)$$

A eficiência isoentrópica da bomba foi assumida como 60% (QUOILIN, 2011), e para a turbina foi de 90% (ANEKE et al., 2012). Utilizou-se os valores de eficiência isoentrópica e as equações 13 e 14 para encontrar as propriedades nos pontos 4 e 2 do ciclo. Após a obtenção das propriedades nos pontos 2 e 4, utilizando a equação 12 na caldeira do ciclo, sabendo que a potência térmica é a referente ao caso em que os gases de exaustão são resfriados a até 150 °C, foi possível encontrar a vazão mássica de fluido no ciclo. Aplicando a equação 12 nos componentes restantes do ciclo, o trabalho na turbina, na bomba e o calor dissipado no condensador puderam ser calculados. A eficiência do ciclo foi calculada com base na equação 15.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{turbina} - |\dot{W}_{bomba}|}{\dot{Q}_{caldeira}} \quad (15)$$

2.5 Aproveitamento térmico no setor de produção de leite ultrapasteurizado

Existem diversos desperdícios de água neste setor, entretanto nenhum destes fluxos apresenta água limpa, são mistura de água com leite e outros contaminantes. Porém, alguns destes resíduos apresentam temperaturas acima de 50 °C e vazões acima de 70 litros por hora, sendo considerados, portanto, passíveis de reaproveitamento.

A Tabela 6 mostra as vazões de resíduos estudados e considerados aproveitáveis (temperatura maior do que 50 °C e vazão acima de 70 litros por hora). As temperaturas foram obtidas com a utilização de um termômetro, já as vazões foram obtidas com o uso de um bécker e um cronômetro.

Além dos homogeneizadores e da câmara de vácuo, outros componentes que auxiliam no processo de ultrapasteurização de leite apresentam resíduos térmicos, e no presente trabalho estes equipamentos foram enumerados de 1 a 3.

Para se obter uma estimativa do que estas vazões representam monetariamente, fez-se um cálculo de potência equivalente, ou seja, qual seria a potência térmica necessária para obter a mesma vazão e temperatura partindo de 20 °C. Este resultado foi obtido com base na diferença de entalpia entre a temperatura do rejeito e a temperatura de referência de 20 °C.

O custo médio da unidade de energia térmica produzida pela caldeira e aproveitada na forma de vapor na indústria estudada, nos meses de janeiro a agosto de 2017, foi de 0,057 R\$/kWh térmicos. O custo médio foi obtido pela equação 16:

$$\text{Custo da energia térmica} = \frac{\text{Gastos com combustível (R\$)}}{\text{Quantidade de vapor gerado} * (h_{\text{entrada}} - h_{\text{saída}})} \quad (16)$$

onde h_{entrada} e $h_{\text{saída}}$ são as entalpias específicas de entrada e saída de água na caldeira.

Utilizando o valor energético anual representado pela potência equivalente e o valor da energia térmica na indústria, calculou-se o valor monetário que seria gasto para suprir tal demanda energética. Os valores obtidos estão demonstrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Fluxos de água no setor de ultrapasteurização de leite.

<i>Equipamento</i>	<i>Temperatura - °C</i>	<i>Vazão mássica (kg/s)</i>	<i>Potência equivalente (kW)</i>	<i>Reais em um ano</i>
<i>Homogeneizador 1</i>	74	0,056	12,9	R\$ 6.352,99
<i>Homogeneizador 2</i>	74	0,037	8,5	R\$ 4.186,08
<i>Câmara de vácuo</i>	63	0,56	98,7	R\$ 48.607,78
<i>Equipamento 1</i>	53	0,31	40,7	R\$ 20.043,94
<i>Equipamento 2</i>	69	0,022	4,5	R\$ 2.216,16
<i>Equipamento 3</i>	71	0,05	10,7	R\$ 5.269,54

A partir da caracterização do rejeito térmico, pôde-se sugerir propostas para aproveitá-lo e que foram as seguintes:

- coleta e armazenamento para utilização em higienizações de locais e equipamentos.
- pré-aquecimento de água limpa para outros usos.

2.5.1 Coleta e armazenamento do rejeito

Como uma das propostas de aproveitamento térmico, sugeriu-se que as vazões de água sejam destinados para um tanque, onde será possível utilizar os resíduos em processos de higienização de edifícios, por exemplo. A água não deverá ser utilizada para higienizar equipamentos que interfiram na qualidade dos produtos, pois a mesma apresenta impurezas.

Foram propostos dois tanques para o sistema, um de pequeno porte com volume de 200 litros, localizado abaixo do nível de saída dos rejeitos térmicos de modo que o escoamento fosse por gravidade, e outro de maior porte com capacidade de 10.000 litros. O transporte dos rejeitos térmicos do menor tanque para o maior deveria ser feito por bomba hidráulica.

Com base na vazão dos resíduos térmicos considerados aproveitáveis, foi possível dimensionar o sistema de bombeamento necessário para transportar a água quente do tanque de menor volume para o tanque de maior volume.

A Figura 6 representa a planta do sistema proposto. As linhas de saída dos equipamentos (marrons e finas) são as tubulações pré-existentes de descarte dos resíduos térmicos. Os tracejados vermelhos e mais largos representam o canal de coleta desses

resíduos, e cujo diâmetro sugerido foi de 3 ½” pois com esse diâmetro é possível acoplar as tubulações de descarte existentes.

As linhas pretas e largas representam as paredes do local, já as linhas mais grossas e azuis representam a tubulação de abastecimento do tanque maior, cujo diâmetro foi de 2”. O tamanho de 2” foi escolhido devido à disponibilidade na empresa, pois havia um excesso deste tipo de tubulação para descarte, portanto para fins de economia, este foi o diâmetro selecionado. O retângulo verde e fino, que engloba os equipamentos geradores de resíduos, representa uma fronteira fictícia onde em seu interior ocorre o processo de ultrapasteurização do leite.

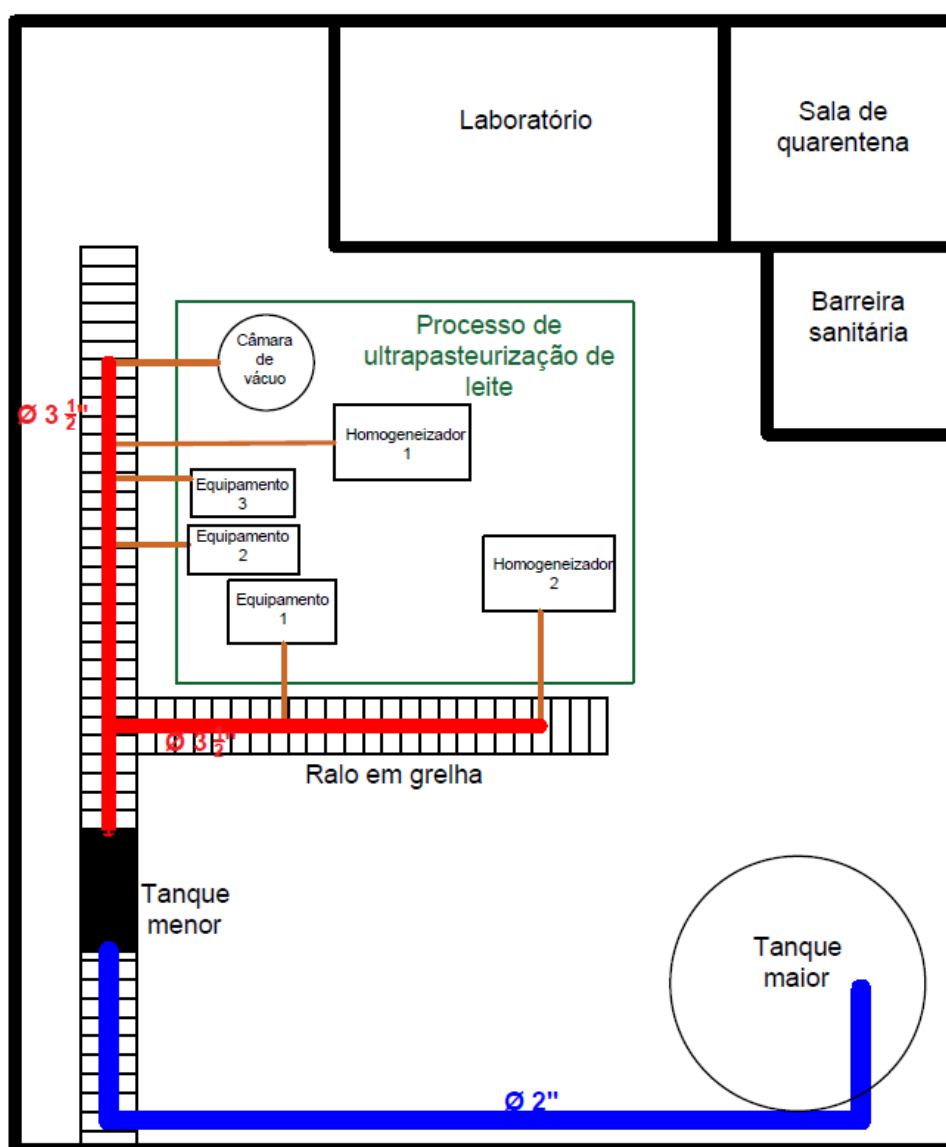


Figura 6 - Vista superior.

A Figura 7 representa a vista frontal do alçado principal do sistema proposto. Note que o tanque menor encontra-se abaixo do nível do solo, pois o fluido escoará nas tubulações de coleta pela ação gravitacional. Existe um suporte de tubulações não mostrado na figura, no qual a tubulação de abastecimento será apoiada.

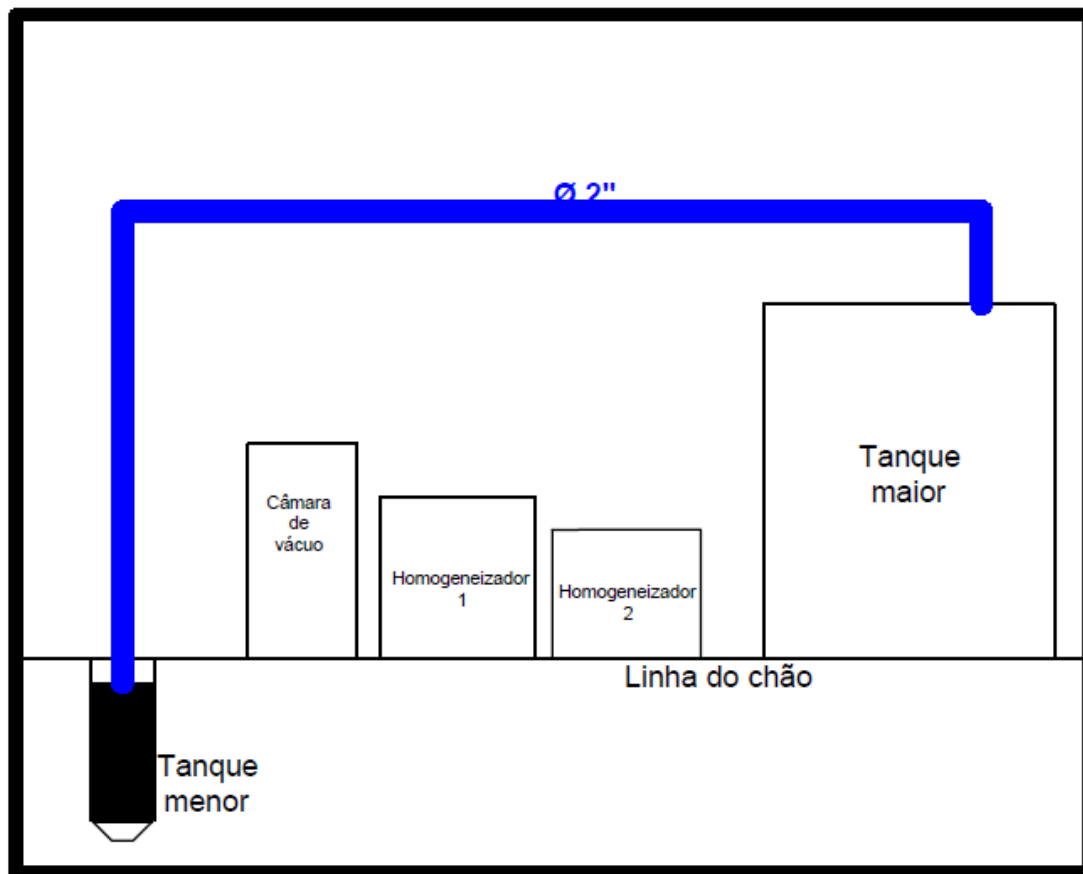


Figura 7 - Alçado principal do sistema.

A vazão necessária para a bomba deve ser maior do que os valores medidos e mostrados na Tabela 6, pois deve-se levar em consideração a imprecisão na hora da medição, juntamente com a necessidade de enviar toda a água para o tanque maior (evitar que o tanque menor transborde). Portanto, a vazão selecionada para a bomba é de 1,1 l/s. Em seguida, foi possível obter a estimativa da perda de carga no sistema, de modo a escolher uma bomba que consiga atender a necessidade.

A perda de carga pode ser obtida a partir da equação de *Bernoulli* estendida, juntamente com as equações para o cálculo das perdas de carga localizadas e distribuídas. A equação de *Bernoulli* estendida é representada pela equação 17:

$$\frac{P_0}{\rho \cdot g} + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + z_0 + H_{sistema} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + H_{perdas} \quad (17)$$

onde P representa a pressão, g a aceleração da gravidade, v a velocidade do fluido no escoamento, z a altura da linha do fluido, $H_{sistema}$ é a altura manométrica necessária para que o sistema opere, os subscritos 0 e 1 representam entre quais pontos a equação será aplicada, neste caso entre os dois tanques. H_{perdas} é o somatório das perdas de carga localizadas, calculada pela equação 18, e as perdas distribuídas, calculadas pela equação 19:

$$H_{perdas\ localizadas} = \sum \frac{Kl \cdot v^2}{2 \cdot g} \quad (18)$$

$$H_{perdas\ distribuídas} = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot D \cdot g} \quad (19)$$

onde Kl é o coeficiente de perda para os componentes das tubulações (curvas, retornos, tês etc). O anexo A ilustra alguns valores para Kl , retirados da referência Munson; Young; Okiishi (2004). O fator de atrito é representado por f , obtido a partir de correlações, ou a partir do diagrama de *Moody* (Anexo B). L é o comprimento da tubulação e D é o diâmetro interno da tubulação. Para a obtenção do fator de atrito pelo diagrama de *Moody* é necessário o conhecimento da rugosidade da tubulação, alguns valores de referência para a rugosidade equivalente são mostrados no Anexo C, e no presente trabalho utilizou-se a rugosidade do aço comercial.

Assumindo que as pressões em ambos os reservatórios serão iguais a atmosférica (presença de um dispositivo de segurança para evitar vazamentos), a altura manométrica necessária para o sistema torna-se a soma das perdas de carga com a diferença de altura entre os pontos.

O comprimento para a tubulação proposta é de 38 metros, tendo como acessórios para perda de carga localizada cinco curvas de 90° flangeadas, seis uniões rosqueadas e duas válvulas do tipo gaveta.

Obtendo o valor da altura manométrica necessária para atender ao sistema, juntamente com a vazão necessária, pode-se escolher uma bomba que consiga suprir a carga demandada. Para fazer esta análise recomenda-se utilizar manuais de fabricantes, como a KSB. O fabricante disponibilizará curvas de bombas, com a vazão no eixo das abscissas e a altura manométrica fornecida pela bomba no eixo das ordenadas. Tem-se que a altura manométrica fornecida pela bomba deve ser maior ou igual ao requerido pelo sistema.

2.5.2 Pré-aquecimento de água limpa

Para a determinação da potência térmica disponível para pré-aquecimento de água, selecionou-se um trocador de casco e tubos, pois como o rejeito térmico apresenta um certo grau de impureza, o escoamento no casco do trocador torna mais fácil a limpeza do mesmo.

Utilizou-se a mesma metodologia descrita nas seções anteriores sobre determinação da potência térmica em trocadores de calor, exceto pela equação em que se obtém a efetividade. Neste caso, como escolheu-se estudar um trocador de casco e tubos, a equação 20, característica para este tipo de equipamento, foi utilizada (BERGMAN et al., 2014).

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} * \frac{1 + \exp[-(NTU) * (1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU) * (1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (20)$$

Para efetuar a estimativa da área de troca térmica necessária, considerou-se um valor aproximado para o coeficiente global de transferência de calor U de 1.000 W/(m².K), dito como um valor representativo em trocas térmicas água/água, de acordo com Bergman et al. (2014).

Selecionou-se a vazão de fluido frio como 0,75 kg/s para se obter uma vazão próxima a do rejeito térmico, no entanto apresentando diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador maior do que a ocorre no lado do rejeito térmico.

3 RESULTADOS

No presente capítulo são apresentados os resultados obtidos através das metodologias explicadas no capítulo anterior para o estudo do aproveitamento térmico dos resíduos na indústria analisada.

3.1 Caracterização do rejeito térmico e determinação da vazão mássica dos gases de exaustão

Conforme valores apresentados na Tabela 3, verificou-se que 11% dos gases de exaustão eram CO₂ e 0,2% era CO, e portanto 98,2% de todo o carbono nos gases estava

na forma de dióxido de carbono, formado conforme reação da equação 1, e o restante do carbono reagiu conforme reação da equação 2.

As subseções 3.1.1 e 3.1.2 apresentam os resultados dos cálculos da vazão mássica dos gases de exaustão, e o Apêndice A explica os cálculos efetuados e mostrados nas seguintes seções de modo mais detalhado. Inicialmente, foi calculada a vazão mássica desses gases sem excesso de oxigênio para que fosse encontrada a vazão molar de carbono. Como a vazão molar de carbono independe da vazão de oxigênio, uma vez, foi possível utilizar o valor da vazão molar de carbono para recalcular a vazão mássicas dos gases, levando-se em consideração, o excesso de oxigênio.

3.1.1 Combustão sem excesso de oxigênio

Considerando as reações mostradas nas equações 1, 2 e 4, tem-se que 1 mol de C, quando ocorre a combustão completa, utiliza um mol de O₂ e gera um mol de CO₂. Já na combustão incompleta, um mol de C utiliza meio mol de O₂ e gera um mol de CO, e na reação com o hidrogênio, um mol de H₂ utiliza meio mol de O₂ e gera um mol de H₂O. A Tabela 7 mostra os valores obtidos com base na quantidade de mols presentes em 1 kg de combustível.

Tabela 7 – Resumo das reações.

Componente	Utiliza	Gera
0,6 mols de C	0,3 mols de O ₂	0,6 mols de CO
32,1 mols de C	32,1 mols de O ₂	32,1 mols de CO ₂
48 mols de H	12 mols de O ₂	24 mols de H ₂ O
22 mols de O	-	Equivale a 11 mols de O ₂

Com base na Tabela 7, pode-se obter o valor de O₂ necessário para realizar a combustão nas condições propostas. O valor obtido de O₂ foi de 33,4 mols que são provenientes do ar atmosférico.

Utilizando a relação entre o oxigênio necessário, pode-se obter a quantidade de nitrogênio que é inserido. O valor obtido foi de 125,5 mols de nitrogênio que são inseridos na caldeira, e que devido às suas propriedades, são eliminados pela caldeira com a mesma composição química.

Assumindo que os gases na exaustão comportam-se como gases ideais, pode-se utilizar a equação característica (equação 21):

$$P.V = n.R.T \quad (21)$$

onde P é a pressão do gás, V é o volume ocupado por ele, n são o número de mols, R é a constante universal dos gases, e T é a temperatura absoluta do mesmo. Neste caso, considerou-se o modelo de Agamat, com pressão de 1 atm e a temperatura de 210 °C, que foi medida nas tubulações dos gases de escape da caldeira.

Com base na equação 21, conseguiu-se obter o volume ocupado por cada componente dos gases de exaustão, juntamente com as respectivas frações volumétricas. É importante destacar que a fração volumétrica é igual a fração molar, pois considerou-se gases ideais. Os valores obtidos estão na Tabela 8.

Tabela 8 - Gases de exaustão para a combustão sem excesso de ar.

Componente	Mols por kg de lenha	Volume (m³/kg de lenha)	Percentual volumétrico
H₂O	35,1	1,39	18,2%
CO	0,6	0,02	0,30%
CO₂	32,1	1,27	16,6%
N₂	125,5	4,97	64,9%
Total	193,3	7,66	100%

3.1.2 Combustão com excesso de ar

Segundo a Tabela 3, percebe-se que a caldeira opera com excesso de oxigênio, e para encontrar a vazão mássica dos gases de exaustão, deve-se levar em conta este excesso. Sabe-se que todo o carbono, seja no formato de CO ou CO₂ é proveniente do combustível pois são oriundos das reações de combustão incompleta e completa, respectivamente. Contudo, na seção anterior conseguiu-se encontrar os valores de CO e CO₂ obtidos na combustão, que no caso de uma combustão sem excessos, representavam

0,3% e 16,6% do percentual volumétrico dos gases de exaustão, e agora estes valores são 0,2% e 11%.

Sabendo que o percentual volumétrico de CO₂ é de 11%, e que o volume ocupado por ele é de 1,27 m³ obtém-se o volume total ocupado pelos gases de exaustão, em base seca, que é de 11,6 m³. Já o oxigênio representa 10% do volume, portanto ocupa 1,16 m³ (condição de pressão atmosférica e 210 °C). O nitrogênio ocupará o volume total, menos o volume ocupado pelos componentes oxigênio, monóxido de carbono e dióxido de carbono, que é cerca de 9,1 m³.

Utilizando os valores molares, que estão diretamente relacionados ao volume ocupado de acordo com a equação 21, pode-se obter a massa de cada um dos componentes ao mesmo tempo em que encontra-se a massa total dos gases de exaustão. Os valores obtidos estão representados na Tabela 9.

Tabela 9 - Gases de exaustão para a combustão real em base úmida.

Componente	Mols desprendidos por kg de lenha	Volume (m³/kg de lenha)	Percentual volumétrico	Massa (kg por kg de lenha)
H₂O	35,11	1,39	10,7 %	0,6
O₂	29,17	1,16	8,9 %	0,9
CO	0,58	0,02	0,18 %	--
CO₂	32,08	1,27	9,8 %	1,4
N₂	229,8	9,11	70,3 %	6,4
Total:	326,8	12,95	100%	9,4

Sendo assim, tem-se que a vazão mássica dos gases de exaustão é de 9,4 kg por kg de combustível queimado.

Utilizando-se o dado de vazão mássica média de alimentação da caldeira de 1,9 kg/s, encontra-se a vazão mássica dos gases de exaustão de 18,3 kg/s.

3.2 Pré-aquecimento de água da caldeira

Utilizando o valor de efetividade máxima, obtido com um NTU de 5, pode-se obter as variáveis que faltam para resolver o sistema das equações 5, 6, 7 e 11. Seguindo

a metodologia descrita na seção 2.3, pode-se recuperar uma potência térmica de 1,6 MW, com temperatura de saída dos gases de exaustão de 128 °C e de saída da água de 164 °C. O valor de UA para realizar essa troca térmica foi de 56 kW/K. Como citado na seção de materiais e métodos, não se deve operar com temperaturas de gases de exaustão abaixo de 150 °C, portanto percebe-se que a operação na máxima efetividade é inviável. Utilizando como referência o valor de U igual a 250 W/m²K, conforme disponível na referência Kakaç; Liu (2002), foi possível estimar a área de troca térmica necessária. Calculou-se que a área do trocador de calor com máxima efetividade deveria ser igual a 226 m². Esse valor é relativamente alto para um trocador de calor de recuperação, visto que a caldeira inteira apresenta uma área de troca de mesma ordem de grandeza.

Para obter o valor de 150 °C na saída dos gases de exaustão, o trocador de calor deverá operar com uma efetividade de 0,55. Os valores obtidos neste caso são para a taxa de transferência de calor, 1,2 MW, temperatura de saída da água líquida pressurizada de 125 °C e UA de 12,4 kW/K. O valor de área de troca térmica para essa efetividade é de 49 m². A Tabela 10 ilustra diferentes situações para a operação de um trocador de calor, mantendo a temperatura mínima de saída dos gases de exaustão a 150 °C. Caso a potência térmica passível de reaproveitamento fosse disponibilizada pelo sistema atual de geração de vapor, a mesma apresentaria o custo anual representado na Tabela 10, conforme valor de custo energético na empresa obtido pela equação 16.

Tabela 10 - Pontos de operação para o trocador de calor.

Temperatura de saída da água (°C)	Temperatura de saída dos gases de exaustão (°C)	Efetividade do trocador de calor	Potência térmica (kW)	Área de troca térmica necessária (m ²)	Custo anual representativo
65	183	0,241	519	13	R\$ 259.147,08
70	181	0,266	572	15	R\$ 285.611,04
74	178	0,289	623	17	R\$ 311.076,36
80	175	0,317	682	19	R\$ 340.536,24
85	172	0,343	738	21	R\$ 368.498,16
90	169	0,371	800	24	R\$ 399.456,00
95	166	0,398	857	27	R\$ 427.917,24
100	164	0,422	909	29	R\$ 453.881,88
105	161	0,449	966	33	R\$ 482.343,12
110	158	0,476	1.025	36	R\$ 511.803,00
115	155	0,501	1.078	40	R\$ 538.266,96
120	152	0,528	1.138	44	R\$ 568.226,16
123	151	0,543	1.170	47	R\$ 584.204,40
125	150	0,553	1.190	49	R\$ 594.190,80

3.3 Cogeração com ciclo Rankine orgânico

Seguindo a metodologia descrita na seção 2.4, foi possível analisar diferentes situações de operação do ciclo Rankine orgânico. A potência térmica recuperável pela caldeira do ciclo Rankine orgânico é a mesma para pré-aquecer água, resfriando os gases de exaustão a até 150 °C, sendo o valor utilizado de 1,2 MW.

A Figura 8 mostra o comportamento da eficiência do ciclo conforme a temperatura do ponto 3 varia para os diferentes fluidos analisados.

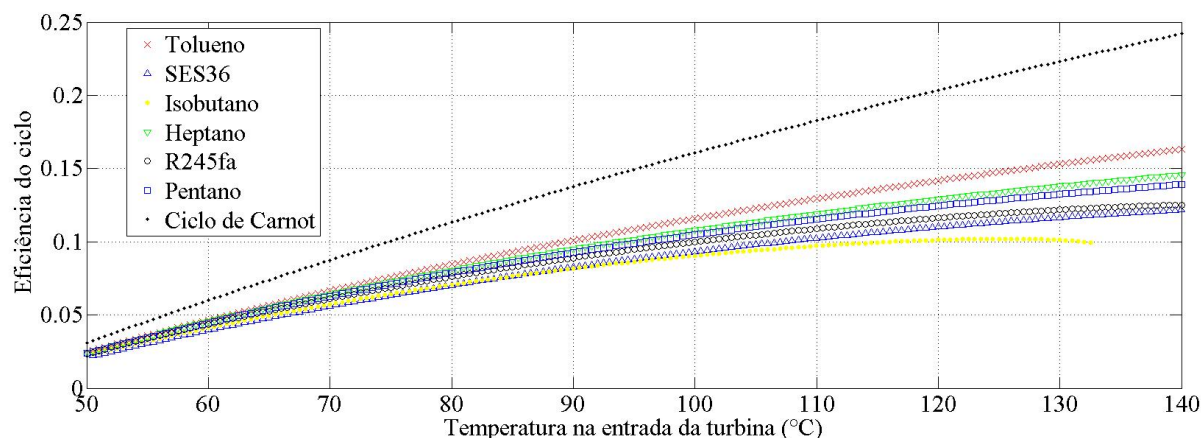


Figura 8 - Eficiência do ciclo para os diversos fluidos.

Analisando as diferentes curvas, percebe-se que o tolueno proporciona uma maior eficiência do ciclo em praticamente todas as temperaturas analisadas. Portanto, sugere-se o uso desse fluido para a geração de energia elétrica no ciclo de potência Rankine orgânico.

A Figura 9 representa a potência produzida pelo ciclo, em função da temperatura na entrada da turbina utilizando como fluido de trabalho o tolueno.

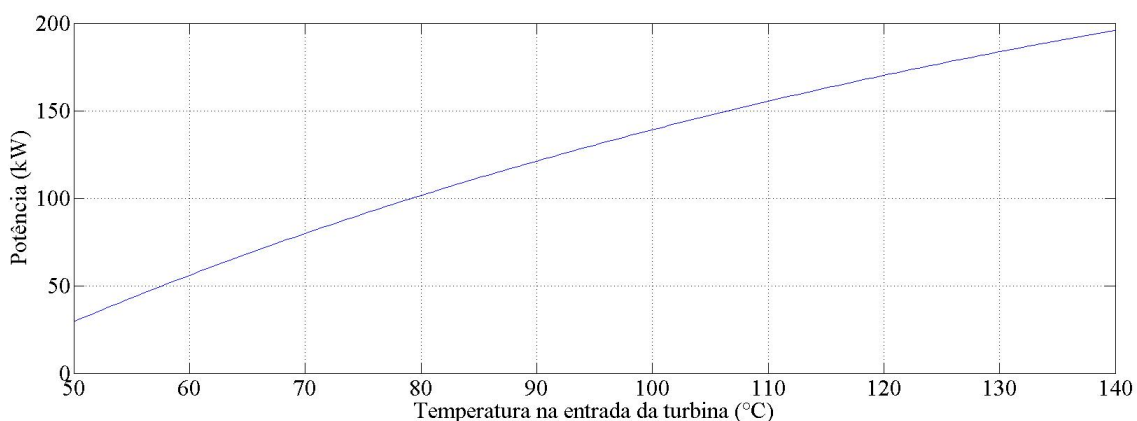


Figura 9 - Potência gerada no ORC operando com tolueno.

Percebe-se pela Figura 9 que o aproveitamento térmico dos gases de exaustão pode ser suficiente para se obter uma potência elétrica de até cerca de 220 kW.

3.4 Aproveitamento térmico no setor de ultrapasteurização de leite

Seguindo a metodologia descrita na seção 2.5.1, a altura manométrica do sistema encontrada foi de 6,7 metros de coluna d'água. Com a vazão de 1,1 l/s e a altura manométrica calculada procurou-se nos gráficos do fabricante de bombas KSB a bomba que atende essa demanda. A bomba escolhida foi a KSB Meganorm 25-150.

Portanto, utilizando a bomba, os tanques e o traçado das tubulações escolhidos, é possível reaproveitar os resíduos térmicos para higienização de pisos.

3.4.1 Utilização dos resíduos para pré-aquecimento de água

Desconsiderando as perdas térmicas no caminho entre a saída dos equipamentos e a entrada no trocador de calor, a temperatura média do fluido quente foi calculada em 61,5 °C, com uma vazão mássica de 1,04 kg/s.

Utilizando as vazões mássicas do fluido quente e do fluido frio, calculou-se que a razão das capacidades térmicas é de 0,725. Utilizando esta razão e as relações disponíveis

em Bergman et al. (2014), a efetividade máxima do trocador de calor foi calculada como sendo 0,674, com NTU igual a 5.

Com base na metodologia descrita anteriormente, foi possível calcular que a taxa de transferência de calor no trocador é 88 kW. Neste caso os valores de temperatura nas saídas foram, respectivamente, para o fluido quente e para o fluido frio, 41,2 °C e 48 °C.

A potência térmica obtida no trocador de calor, se fosse proveniente da caldeira a biomassa, poderia ser relacionada a um custo anual de aproximadamente R\$ 40.000,00.

Considerando o valor típico, segundo Bergman et al. (2014), de 1.000 W/(m².K) para coeficiente U, o valor de área de troca térmica necessária para que o sistema opere com a eficiência máxima é de 16 m².

Caso o trocador opere com uma efetividade de 0,48 (NTU de 0,91) as temperaturas de saída dos fluidos sujo e limpo, são de, respectivamente, 47 °C e 40 °C. A taxa de transferência de calor obtida neste caso é de 63 kW e a área de troca térmica é de 3 m². A potência térmica, caso viesse da caldeira, representaria um gasto anual da ordem de R\$ 30.000,00.

4 CONCLUSÃO

Este trabalho analisou alternativas de aumento da eficiência energética através do aproveitamento de rejeitos térmicos em uma indústria de laticínios localizada no oeste catarinense.

As propostas estudadas foram sobre o aproveitamento dos gases de exaustão de uma caldeira a biomassa, e do aproveitamento de uma série de rejeitos térmicos na forma de água impura com diferentes vazões e temperaturas.

Para os gases de exaustão, estudou-se o aproveitamento térmico dos mesmos em trocadores de calor de modo a pré-aquecer água fria da caldeira, obtendo potências térmicas recuperáveis de até 1.200 kW. A potência térmica recuperável de 1.200 kW, caso viesse a ser obtida a partir do sistema de geração de vapor atual representaria custos na ordem de R\$ 600.000,00.

Além do pré-aquecimento de água, estudou-se o aproveitamento térmico dos gases de exaustão para geração simultânea de energia elétrica e térmica por meio de um ciclo Rankine orgânico, onde o tolueno foi o fluido que resultou no ciclo mais eficiente, podendo gerar até 220 kW de potência elétrica reaproveitando 1.200 kW de potência térmica.

Foi possível estudar diferentes formas de aproveitamento dos rejeitos do setor de produção de leite ultrapasteurizado, que consistem no uso de água residual para limpeza de pisos e edifícios e pré-aquecimento de água limpa. Para o reaproveitamento dos resíduos térmicos com o seu uso em higienização de pisos, dimensionou-se um sistema com tubulações, tanques e uma bomba para atender o objetivo. O aproveitamento dos resíduos térmicos para pré-aquecimento de água limpa, que pode ser utilizada em banheiros ou para outros fins, resulta em potência térmica aproveitável de até 88 kW.

Os resultados obtidos a partir da conclusão dos objetivos previamente definidos mostram que há grande potencial para redução de custos com aproveitamento de resíduos térmicos na indústria de laticínios estudada.

Apesar de o trabalho ter sido feito em uma indústria de laticínios, o mesmo pode ser aplicado a diferentes setores industriais, particularmente em indústrias do setor de alimentos e bebidas, pois grande parte das empresas geram vapor em caldeiras, e podem ter como resíduos água quente.

Como sugestão para futuros trabalhos, análises econômicas relacionando o preço para a implementação dos sistemas com a potência recuperada são de suma relevância.

Espera-se que o presente trabalho incentive os estudos na área de eficiência energética no setor de laticínios e em outros setores industriais.

REFERÊNCIAS

ALVES, O; BRITO, P; LOPES, P; REIS, P. Optimization of Energy Consumption in Cold Chambers in the Dairy Industry. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 50, p.494-503, 2014. Elsevier BV.

ANEKE, M; AGNEW, B; UNDERWOOD, C; MENKITI, M. Thermodynamic analysis of alternative refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application. **International Journal Of Refrigeration**. p. 1349-1358. abr. 2012.

BAZZO, Edson. **Geração de Vapor**. 2. ed. Florianópolis: Ed. da Ufsc, 1995. 216 p.

BIANCO, V.; DE ROSA, M; SCARPA, F; TAGLIAFICO, L. A. Implementation of a cogeneration plant for a food processing facility. A case study. **Applied Thermal Engineering**, p. 500-512. abr. 2016.

CAVARARO, Roberto. Produção da Pecuária Municipal, Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. v. 43, p. 49. Rio de Janeiro, 2015.

DEBASTIANI, Gilson et al. Auditoria energética em uma agroindústria de laticínios. *Eng. Agrícola*, Jaboticabal, v. 34, n. 2, p 194-202. 2014.

Federação das Indústrias do Estado de SC, **Santa Catarina em Dados**. Florianópolis, 2015. 192 p. Disponível em: fiesc.com.br/sites/default/files/medias/sc_em_dados_site_correto.pdf. Acesso em: 14/05/2017.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat Exchangers: Selection, Ratings, and Thermal Design**. 2. ed. Boca Raton: Crc Press, 2002. 501 p.

MARQUES, Milton César Silva; HADDAD, Jamil; MARTINS, André Ramon Silva. **Eficiência Energética de Equipamentos e Instalações**. Itajubá: Fupai, 2006.

MIAH, J.H; GRIFFITHS, A.; MCNEIL, R; POONAJI, I; MARTIN, R; YANG, A; MORSE, S. Heat integration in processes with diverse production lines: A comprehensive framework and an application in food industry. **Applied Energy**, [s.l.], v. 132, p.452-464, nov. 2014. Elsevier BV.

MUNSON, Bruce Roy; OKIISHI, Theodore H.; YOUNG, Oran R.. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. Blücher, 2004.

NOGUEIRA, L. A. H.; ROCHA, C. R.; NOGUEIRA, F. J. H.; MONTEIRO, M. A. G. Eficiência energética no uso de vapor, Manual prático. 2005.

QUOILIN, Sylvain. **Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications**. 2011. 183 f. Tese (Doutorado) - Applied Sciences, University Of Liège, Liège, 2011.

RAMIREZ, C.A.; BLOK, K; NEELIS, M; PATEL, M. Adding apples and oranges: The monitoring of energy efficiency in the Dutch food industry. **Energy Policy** 34: 1720-1735. 2006.

RAMIREZ, C.A; PATEL, M.; BLOK, K. From fluid milk to milk power. Energy use and energy efficiency in the European dairy industry. **Energy** 31: 1984-2004. 2006.

ROCHA. C. R.; BAJAY, S.; GORLA, F.D. Oportunidades de eficiência energética para a indústria: relatório setorial: alimentos e bebidas. Brasília: CNI, 2010. Disponível em: arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo.../20121127135353451768i.pdf. Acesso em: 14/05/2017.

SILVA, Paulo César. **Gestão da Energia na Indústria de Laticínios**. 2014. 198 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.



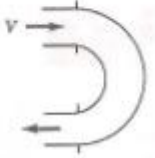
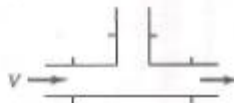

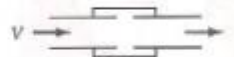
SILVA, Andressa Carla Cintra da. **Conservação e Gerenciamento de Energia em Sistemas de Vapor**. 2013. 197 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Alimentos, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campo Mourão, 2013.

WANG, Lijun. **Energy Efficiency and Management in Food Processing Facilities**. Boca Raton: Crc, 2009.

WENZEL, Thiago Andrei. **Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)**. 2015. 15 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ANEXO A

Tabela 8.2 Coeficientes de perda ($h_L = K_L V^2 / 2g$) para alguns componentes de tubulações (Dados obtidos nas Refs. [5, 10, 27]).

Componente	K_L	
a. Curvas		
90° (raio normal), flangeada	0,3	
90° (raio normal), rosqueada	1,5	
90° (raio longo), flangeada	0,2	
90° (raio longo), rosqueada	0,7	
45° (raio longo), flangeada	0,2	
45° (raio normal)	0,4	
b. Retornos (curvas com 180°)		
flangeados	0,2	
rosqueados	1,5	
c. Tês		
Escoamento alinhado, flangeado	0,2	
Escoamento alinhado, rosqueado	0,9	
Escoamento derivado, flangeado	1,0	
Escoamento derivado, rosqueado	2,0	
d. União rosqueada		
	0,08	
e. Válvulas*		
Globo, totalmente aberta	10	
Gaveta, totalmente aberta	0,15	
Gaveta, 1/4 fechada	0,26	
Gaveta, 1/2 fechada	2,1	
Gaveta, 3/4 fechada	17	
Retenção, escoamento a favor	2	
Retenção, escoamento contrário	∞	
Esfera, totalmente aberta	0,05	
Esfera, 1/3 fechada	5,5	
Esfera, 2/3 fechada	210	

Fonte: (MUNSON; OKIISHI; YOUNG, 2004)

ANEXO B

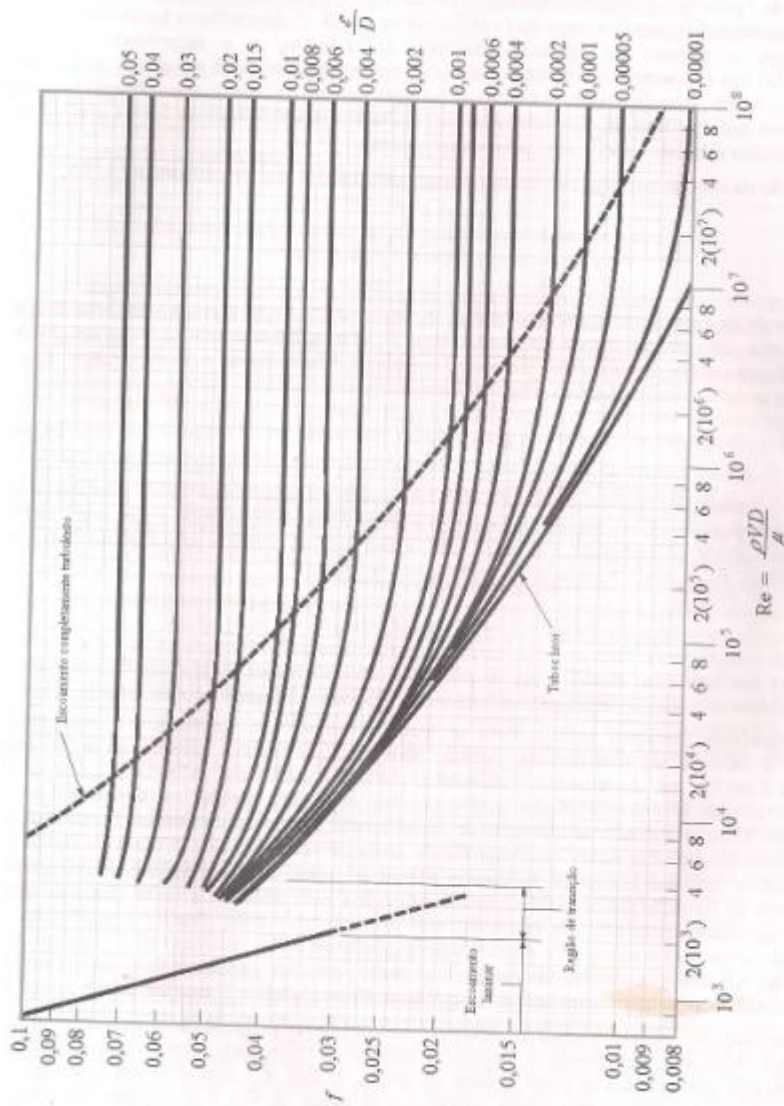


Figura 8.20 Diagrama de Moody (Dados da Ref. [7], reprodução autorizada).

Fonte: (MUNSON; OKIISHI; YOUNG, 2004)

ANEXO C

Rugosidade equivalente para tubos novos
(dados obtidos em Moody (Ref. [7]) e Colebrook (Ref. [8]).

Tubo	Rugosidade equivalente, ϵ (mm)
Aço rebitado	0,9 – 9,0
Concreto	0,3 – 3,0
Madeira aparelhada	0,18 – 0,9
Ferro fundido	0,26
Ferro galvanizado	0,15
Aço comercial ou estrudado	0,045
Tubo estirado	0,0015
Plástico, vidro	0,0 (liso)

Fonte: (MUNSON; OKIISHI; YOUNG, 2004)

APÊNDICE A

Para calcular a vazão mássica dos gases de exaustão, assumiu-se que ocorriam as reações mostradas nas equações 1, 2 e 4 presentes no capítulo 2. A partir da análise elementar do combustível e do percentual de umidade, para facilitar os cálculos, montou-se a Tabela 4 (mostrada aqui novamente):

Tabela 4 - Composição elementar da lenha.

<i>Componente</i>	<i>% massa (b.s)</i>	<i>% massa (base úmida)</i>	<i>massa (g) em 1 kg</i>	<i>mols em 1 kg</i>
<i>C</i>	49%	39,2%	392	32,7
<i>H</i>	6%	4,8%	48	48,0
<i>O</i>	44%	35,2%	352	22,0
<i>Umidade (H₂O)</i>	-	20,0%	200	11,1
<i>Cinzas</i>	1%	0,8%	8	-

Na Tabela 4, percebe-se que para a conversão da composição em base seca para base úmida, considera-se que os 80% restantes do combustível apresentam a distribuição de massa com as características da base seca. Como exemplo, 49% do combustível em base seca se resume em carbono, porém o combustível apresenta 20% de umidade, portanto 49% em base seca são $0,49 \cdot 0,8 = 39,2\%$ em base úmida.

Como 11% dos gases de exaustão são compostos por CO₂ e 0,2% são CO, sabe-se que 98,2% de todo o carbono proveniente da lenha sofre a reação de combustão completa, enquanto os 1,8% restantes sofrem a reação de combustão incompleta, gerando monóxido de carbono. Com base nisso, é possível calcular a combustão estequiométrica, ainda assim considerando a queima incompleta de carbono.

Analisando as reações mostradas nas equações 1, 2 e 4, tem-se que:

- 1 mol de C, quando ocorre a combustão completa (reação 1), utiliza um mol de O₂ e gera um mol de CO₂;
- 1 mol de C, quando ocorre a combustão incompleta (reação 2), utiliza meio mol de O₂ e gera um mol de CO;
- 1 mol de H₂ utiliza meio mol de O₂ e gera um mol de H₂O (reação 4).

A Tabela 7 mostrada novamente, resume os valores obtidos com base na quantidade de mols presentes em 1 kg de combustível.

Tabela 7 – Resumo das reações.

Componente	Utiliza	Gera
0,6 mols de C	0,3 mols de O ₂	0,6 mols de CO
32,1 mols de C	32,1 mols de O ₂	32,1 mols de CO ₂
48 mols de H	12 mols de O ₂	24 mols de H ₂ O
22 mols de O presentes na lenha	-	Equivale a 11 mols de O ₂

O valor de O₂ proveniente da atmosfera necessário para a combustão “estequiométrica” da lenha é de, portanto, $0,3+32,1+12-11=33,4$ mols de O₂. Cada mol de oxigênio que vem da atmosfera, traz consigo 3,76 mols de nitrogênio, conseqüentemente na combustão sem excesso de oxigênio junto aos gases de exaustão existem 125,5 mols de nitrogênio.

Utilizando a equação 21, considerando 1 atm e 210 °C, é possível encontrar o volume parcial de cada um dos componentes presentes nos gases de exaustão. A Tabela 8 mostrou a composição química final dos gases de exaustão, sem excesso de oxigênio.

Tabela 8 - Gases de exaustão para a combustão sem excesso de ar.

Componente	Mols por kg de lenha	Volume (m³/kg de lenha)	Percentual volumétrico
H₂O	35,1	1,39	18,2%
CO	0,6	0,02	0,30%
CO₂	32,1	1,27	16,6%
N₂	125,5	4,97	64,9%
Total	193,3	7,66	100%

Como informado pelo fabricante da caldeira, 11% dos gases de exaustão em base seca e percentual molar eram compostos de dióxido de carbono. Sabe-se que em 1 kg de lenha, geram-se 32,1 mols de CO₂, portanto a quantidade molar total em base seca dos gases de exaustão é $32,1/0,11=291,2$ mols. Porém, 10% dos gases em base seca eram compostos por oxigênio, então tem-se para a combustão real 29,1 mols de oxigênio em excesso a cada kg de lenha queimada, e o restante é composto por nitrogênio. Somando esses valores ao valor de vapor de água (24 mols do hidrogênio + 11,11 mols da umidade do combustível = 35,11 mols de H₂O) presente nos gases, foi possível montar a Tabela 9.

Tabela 9 - Gases de exaustão para a combustão real em base úmida.

Componente	Mols desprendidos por kg de lenha	Volume (m³/kg de lenha)	Percentual volumétrico	Massa (kg por kg de lenha)
H₂O	35,11	1,39	10,7 %	0,6
O₂	29,17	1,16	8,9 %	0,9
CO	0,58	0,02	0,18 %	--
CO₂	32,08	1,27	9,8 %	1,4
N₂	229,8	9,11	70,3 %	6,4
Total:	326,8	12,95	100%	9,4