

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
EDUARDO VINICIUS KIRCH

**SISTEMA DE SERPENTINA PARA APROVEITAMENTO DO CALOR DOS
GASES DE EXAUSTÃO DE UM FOGÃO A LENHA PARA AQUECIMENTO DE
ÁGUA**

CASCABEL – PR

2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
EDUARDO VINICIUS KIRCH

**SISTEMA DE SERPENTINA PARA APROVEITAMENTO DO CALOR DOS
GASES DE EXAUSTÃO DE UM FOGÃO A LENHA PARA AQUECIMENTO DE
ÁGUA**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: M.e Eng. Mec. Sergio Henrique Rodrigues Mota.

CASCADEL - PR
2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ - FAG
EDUARDO VINICIUS KIRCH

**SISTEMA DE SERPENTINA PARA APROVEITAMENTO DO CALOR DOS
GASES DE EXAUSTÃO DE UM FOGÃO A LENHA PARA AQUECIMENTO DE
ÁGUA**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do professor M.e Eng. Mec. Sergio Henrique Mota

BANCA EXAMINADORA

Orientador M.e Sergio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz - FAG
Engenheiro Mecânico

Professor M.e Roberson Roberto Parizoto
Centro Universitário Assis Gurgacz - FAG
Engenheiro Mecânico

Professor M.e José Cláudio Terra Silveira
Centro Universitário Assis Gurgacz - FAG
Engenheiro Mecânico

CASCADEL-PR, 2018

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus por mais um sonho realizado, a minha família, aos amigos e professores.

AGRADECIMENTO

Agradeço a minha família, que sempre me motivaram, incentivaram e me deram forças nas horas mais difíceis.

Agradeço ao meu orientador, Sergio Henrique Rodrigues Mota, pela dedicação e paciência ao me orientar, com suas correções e incentivos.

Agradeço a empresa EBS, pelo aprendizado oferecido, durante o período da graduação.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram com minha formação, meu sincero agradecimento.

RESUMO

Este trabalho acadêmico tem como tema o aproveitamento do calor desperdiçado pela chaminé de um fogão a lenha para o aquecimento de água. O objetivo geral é dimensionar e analisar a utilização de uma serpentina para o aquecimento de água para residências, aproveitando a energia térmica dos gases de exaustão de um fogão a lenha. Foi realizado o levantamento dos dados e informações na residência em estudo. Os trocadores de calor são dispositivos que permitem a troca de calor ou transferência de calor entre dois fluidos necessitando um diferencial de temperatura. Para atingir os objetivos são utilizados métodos para cálculo de trocadores de calor e teste prático para comparação. Todos os objetivos do trabalho foram alcançados, comprovando através do teste que o sistema funciona.

Palavras-chave: Temperatura. Transferência de calor. Trocador de calor.

ABSTRACT

This academic work has as its theme the utilization of the heat wasted by the chimney of a wood stove for the heating of water. The objective is to size and analyze the use of a serpentine for heating of water for residences, taking advantage of the thermal energy of the exhaust gases of a wood stove. Data and information were collected at the study residence. Heat exchangers are devices that allow heat exchange or heat transfer between two fluids requiring a temperature differential. To obtain the objectives heat calculation methods and practical test for comparison are necessary. All the objectives of the work were achieved, proving through the test that the system works.

KEYWORDS: Temperature. Heat transfer. Heat exchanger.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Matriz energética Brasileira em 2016	16
Figura 2: Fogão a lenha	20
Figura 3: Porcentagem de domicílios que usam combustivel para cocção em 2017	21
Figura 4: Regimes de escoamento para trocador de calor de tubo duplo	35
Figura 5: Regimes de escoamento cruzado para trocador de calor	35
Figura 6: Regimes de escoamento para trocadores de calor de multipasses	36
Figura 7: Tipos de serpentina	40
Figura 8: Desenho esquemático e dimensional para o teste do sistema (mm	42
Figura 9: Desenho esquemático para teste da trasnferência de calor	43
Figura 10: Medidor de velocidade do ar (anemômetro)	46
Figura 11: Termômetro digital com infravermelho	46
Figura 12: Dimensões em (mm) da serpentina no interior da chaminé.....	48
Figura 13: Imagem da serpentina após o teste.....	54
Figura 14: Dimenções em (mm) da serpentina.....	54
Figura 15: Temperatura máxima de saída da água quente durante o teste, vazão de 44,2l/h...	56
Figura 16: Esquema para aquecimento de ambiente utilizando fogão a lenha.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Estágios de desenvolvimento e consumo de energia.....	15
Tabela 2: Classificação das fontes de energia	16
Tabela 3: Eficiência em diversos modelos de fogão a lenha	21
Tabela 4: Condutividade térmica de alguns materiais.....	30
Tabela 5: Tabela de Temperatura média e velocidade média dos gases de exaustão	47

LISTA DE ABREVIATURAS

A: área (m^2)

A_c : área da secção transversal do duto (m^2);

A_s : área superficial (m^2);

α : difusidade molecular térmica (m^2/s);

C_p : calor específico a pressão constante (J/kgK);

C_v : calor específico a volume constante (J/kgK)

d : difusividade molecular de quantidade de movimento (m^2/mK)

ε : emissividade (adimensional)

h : coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

k : coeficiente de condutividade térmica ($\text{W}/(\text{m.K})$);

L_c : comprimento característico (m)

m : massa (kg),

$\dot{m}$: vazão mássica (kg/s);

Nu : número de Nusselt;

Pr : número de Prandtl;

R : constante do gás ($287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ para o ar e $462 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ para a água)

Re : número de Reynolds (adimensional)

T : temperatura absoluta (K);

T_s : temperatura da superfície (K)

T_∞ : temperatura do fluido suficientemente longe da superfície (K)

V : volume (m^3);

Vaz : vazão volumétrica (m^3/h)

v : volume específico (m^3/kg)

vel : velocidade (m/s);

vis : viscosidade cinemática (m^2/s)

P : pressão (Pa)

F : força (N)

ρ : massa específica (kg/m^3).

u : viscosidade dinâmica (m^2/s)

Q : taxa líquida de calor (W)

Q : valor líquido de calor transferido para o sistema (J)

Q_{cond} : taxa de transferência de calor por condução (W)

Qconv: taxa de transferência de calor por conv (W)

Qrad: taxa de transferência de calor por radiação (W)

W: valor líquido de trabalho efetuado pelo sistema (J)

ΔE : variação de energia total do sistema (J)

ΔU : variação de energia total interna (J),

ΔT : variação de temperatura do sistema (K)

Δx : espessura do material (m)

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

U: coeficiente global de transferência de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$)

ΔT_{lm} : é a diferença de temperatura média logarítmica (K);

F: fator de correção para a geometria do trocador (adimensional)

Qreal: é a taxa de transferência de calor real (W);

Qmax: é a taxa de transferência de calor máxima possível (W);

Cmin: é a menor valor entre Cc e Ch (W/K);

Tc,entrada: é a temperatura de entrada do fluido quente (K);

Th,entrada: é a temperatura de entrada do fluido frio (K);

Cc: é a capacidade térmica do fluido quente (W/K);

Ch: é a capacidade térmica do fluido frio (W/K);

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 JUSTIFICATIVA	18
1.2 PROBLEMATIZAÇÃO	18
1.3 OBJETIVO GERAL	18
1.3.1 Objetivos específicos	18
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 FOGÃO A LENHA	20
2.1.1 Uso do fogão na atualidade	20
2.1.2 Eficiência dos fogões a lenha	21
2.1.3 Componentes do Fogão a Lenha	22
2.1.4 Biomassa.....	22
2.1.4.1 Poder calorífico.....	22
2.1.4.2 Teor de umidade	23
2.2 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	23
2.2.1 Temperatura.....	24
2.2.2 Pressão	24
2.2.3 Massa Específica	24
2.2.3 Calor Sensível.....	25
2.2.4 Calor Latente	25
2.2.5 Calor Específico	26
2.2.6 A lei dos gases perfeitos	26
2.3 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	27
2.3.1 Balanço de Energia para Sistemas Fechados.....	27
2.3.2 Balanço de Energia para Sistemas de Escoamento em regime permanente.....	28
2.4 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	29

2.4.1 Transferência de Calor por Condução	30
2.4.2 Transferência de Calor por Convecção	31
2.4.2.1 Número de Nusselt	32
2.4.2.2 Número de Prandtl.....	33
2.4.2.3 Número de Reynolds	33
2.4.3 Transferência de calor por radiação.....	34
2.5 TROCADORES DE CALOR.....	34
2.5.1 Coeficiente global de transferência de calor.....	36
2.5.2 Fator de incrustação.....	37
2.5.3 Taxa de transferência de calor no método LMTD.....	38
2.5.4 Taxa de transferência de calor no método da efetividade-NTU	39
2.5. Serpentina	40
3 METODOLOGIA	41
3.1 APROVEITAMENTO DOS GASES DE ESCAPE DE UM FOGÃO A LENHA	41
3.1.1 Esquema para o teste da transferência de calor	42
3.2 CÁLCULO DA ENERGIA PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA.....	43
3.2.1 Cálculo para a quantidade de água a ser aquecida.....	43
3.2.2 Cálculo da quantidade de energia para aquecimento de água	44
3.2.3 Cálculo da taxa de energia para aquecimento de água	45
3.3 CÁLCULO DA TAXA DE ENERGIA CEDIDA PELOS GASES DE ESCAPE	45
3.3.1 Cálculo da vazão mássica	45
3.3.2 Cálculo da taxa de energia dos gases de exaustão.....	47
3.4 DIMENSIONAMENTO DA SERPENTINA	48
3.4.1 Velocidade dos gases de escape	48
3.4.2 Cálculo do calor máximo.....	49
3.4.3 Cálculo do coeficiente médio de convecção dos gases de exaustão	50
3.4.4 Cálculo do coeficiente médio de convecção da água	51

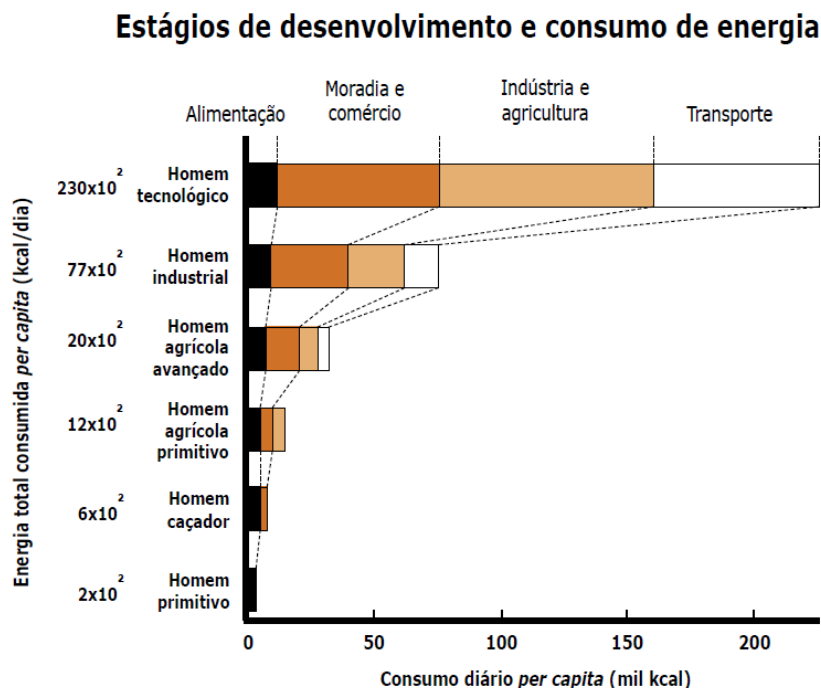
3.4.5 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor	52
3.4.6 Cálculo da diferença de temperatura média logarítmica para o arranjo	53
3.4.7 Cálculo da área de transferência de calor	53
3.5 TESTE	54
3.6 CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL REAL	57
3.7 CÁLCULO DO CALOR MÁXIMO QUE PODE SER ABSORVIDO DOS GASES DE EXAUSTÃO TENDO COMO BASE O TESTE	59
4. RESULTADOS E DISCUÇÕES	61
5. CONCLUSÃO	63
5.1 CONTRIBUIÇÕES	63
5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	64
REFERÊNCIAS	65
ANEXOS	67

1 INTRODUÇÃO

“Energia, ar e água são ingredientes essenciais à vida humana. Nas sociedades primitivas seu custo era praticamente zero. A energia era obtida da lenha das florestas, para aquecimento e atividades domésticas, como cozinhar. Aos poucos, porém, o consumo de energia foi crescendo tanto que outras fontes se tornaram necessárias. Durante a Idade Média, as energias de cursos d’água e dos ventos foram utilizadas, mas em quantidades insuficientes para suprir as necessidades de populações crescentes, sobretudo nas cidades. Após a Revolução Industrial, foi preciso usar mais carvão, petróleo e gás, que têm um custo elevado para a produção e transporte até os centros consumidores” (GOLDEMBERG & LUCON, 2007, p. 7).

“A energia, nas suas mais diversas formas, é indispensável à sobrevivência da espécie humana. E mais do que sobreviver, o homem procurou sempre evoluir, descobrindo fontes e formas alternativas de adaptação ao ambiente em que vive e de atendimento às suas necessidades ” (ANEEL, 2002).

Tabela 1: Estágios de desenvolvimento e consumo de energia



Fonte: GOLDEMBERG E LUCON (2007)

Segundo Goldemberg e Lucon (2007) as fontes de energia são classificadas e renováveis e não-renováveis.

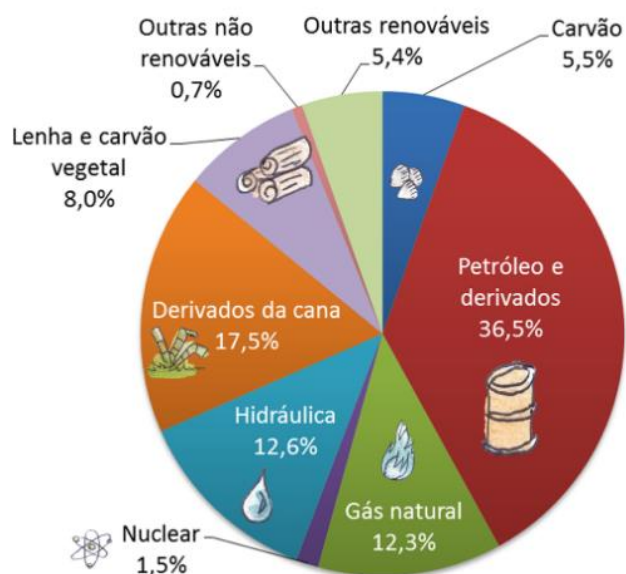
Tabela 2: Classificação das fontes de energia

Fontes		Energia primária		Energia secundária	
Não-renováveis	Fósseis	carvão mineral		termoeletricidade, calor, combustível para transporte	
		petróleo e derivados			
		gás natural			
	Nuclear	materiais físeis		termoeletricidade, calor	
Renováveis	"Tradicionais"	biomassa primitiva: lenha de desmatamento		calor	
	"Convencionais"	potenciais hidráulicos de médio e grande porte		hidreletricidade	
		potenciais hidráulicos de pequeno porte			
	"Novas"	biomassa "moderna": lenha replantada, culturas energéticas (cana-de-açúcar, óleos vegetais)		biocombustíveis (etanol, biodiesel), termeletricidade, calor	
		outros	energia solar		calor, eletricidade fotovoltaica
			geotermal		calor e eletricidade
			eólica		eletricidade
	maremotriz e das ondas				

Fonte: GOLDEMBERG E LUCON (2007)

A matriz energética do Brasil é diferente da mundial. No Brasil usamos mais fontes renováveis se comparado mundialmente. Somando lenha, carvão vegetal, hidráulica, derivados de cana e outras energias renováveis, representam um total de 41,1% da matriz energética (Empresa de Pesquisa Energética, S/DATA).

Figura 1: Matriz energética Brasileira em 2016



Fonte: EPE (s/data)

Para Borges (1994, p. 4) “o fogão a lenha é sabidamente um dos equipamentos térmicos mais antigos feitos pelo homem”.

O fogão a lenha é um recurso bastante antigo, mas muito usado em propriedades rurais até os dias de hoje como fonte de calor. Com a chegada dos modernos fogões a gás, muitos dos fogões a lenha foram abandonados. Contudo, existem muitas situações como em chácaras, sítios ou mesmo em residências urbanas onde é possível utilizar um fogão a lenha para cozimento de alimentos e aquecimento de água. Assim, é bastante relevante o estudo para reaproveitamento do calor emanado pela chaminé de um fogão a lenha.

Uma forma de absorção do calor emanado pela chaminé é a utilização de um tipo de trocador de calor.

“Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com o outro. Os trocadores de calor são utilizados, na prática, em uma ampla gama de aplicações, desde sistemas de aquecimento e ar condicionados domésticos a processos químicos e produção de potência em grandes usinas. Os trocadores de calor diferem de câmaras de mistura na medida em que não permitem a mistura dos dois fluidos envolvidos” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 629).

Segundo Çengel (2012, p.629), “a transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluidos”.

Neste trabalho de conclusão de curso serão estudadas etapas para o dimensionamento

de um sistema de troca de calor utilizando a energia dos gases de exaustão do fogão para aquecer a água, fazendo uma adaptação no fogão já existente.

1.1 JUSTIFICATIVA

Uma considerável fonte de consumo de energia elétrica é o aquecimento de água para banho no setor residencial. Um dos equipamentos utilizados para aquecimento de água em residências é o chuveiro elétrico. Para as regiões Centro-Oeste, Sudeste e Sul a utilização desse equipamento para banho representa 87%, 91% e 79% respectivamente. Já o uso de gás para o aquecimento de água é baixo, cerca de 17% para a região Nordeste e 4% para a região Sudeste. O aquecimento solar ainda é pouco utilizado em todo país. (FEDRIGO, GHISI, & LAMBERTS, 2009).

Justifica-se porque na residência onde moro há um fogão a lenha que é utilizado para cocção dos alimentos cinco vezes por semana onde a biomassa lenhosa como combustível para alimentação do utensílio doméstico é abundante.

Inicialmente analisando a energia dos gases de escape do fogão a lenha, percebe-se que pode ser dimensionado um sistema para aproveitamento da energia desperdiçada pela chaminé.

1.2 PROBLEMATIZAÇÃO

A problematização da presente pesquisa se resume em avaliar a funcionalidade de um sistema de serpentina para chaminé com finalidade de aquecimento de água residencial.

1.3 OBJETIVO GERAL

O objetivo do trabalho é dimensionar e analisar a utilização de uma serpentina para o aquecimento de água para residências aproveitando a energia térmica dos gases de exaustão de um fogão a lenha.

1.3.1 Objetivos específicos

O objetivo específico do trabalho é propor um sistema de serpentina para aproveitamento da energia desperdiçada pelos gases de exaustão do fogão a lenha.

Para alcançar o objetivo proposto, serão realizadas as seguintes etapas nesse trabalho:

- Coletar os dados;
- Cálculo da quantidade de água suficiente para um banho diário de cinco pessoas, com finalidade para a residência em estudo;
- Cálculo da energia necessária para o aquecimento de água;
- Dimensionar o sistema de serpentina para transferir a energia dos gases para a água;
- Calcular a quantidade de calor que os gases são capazes de fornecer;
- Avaliar a funcionalidade do sistema;

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Na residência para qual a pesquisa é direcionada moram 5 pessoas, que tomam banho no mínimo uma vez por dia. Cada banho demora em média 10 minutos, totalizando um volume de 216 litros de água quente por dia. A temperatura ideal para o banho no caso mais extremo (inverno) é de aproximadamente 45°C, o sistema de aproveitamento de calor estudado deve ser dimensionado para atender à necessidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FOGÃO A LENHA

O fogão a lenha é uma ferramenta doméstica onde pode ser considerada como sendo uma das mais antigas produzidas pelo ser humano. Este utensílio doméstico é utilizado principalmente para a cocção de alimentos e também para aquecimento de ambientes. Porém, com a inserção de combustíveis fósseis, houve uma diminuição na utilização de combustíveis sólidos para a cocção, onde os fogões a gás são mais utilizados (BORGES, 1994).

Figura 2: Fogão a lenha



Fonte: Autor

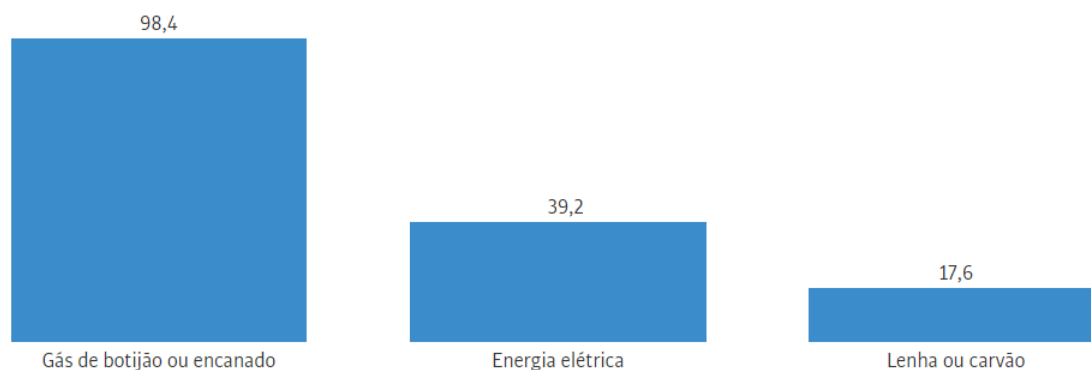
2.1.1 Uso do fogão na atualidade

De acordo com a publicação da Folha de S.Paulo (2018), em 2017 o botijão de gás passou a ser substituído em várias residências por carvão e lenha como combustível alternativo para a cocção de alimentos, isto devido a um aumento significativo no preço do gás, ou seja,

16,4% no ano.

“Em 2017, 12,3 milhões de domicílios usaram lenha ou carvão como combustível para cocção. O número representa um crescimento de 11% com relação aos 11,1 milhões verificados no ano anterior” (Folha de S.Paulo, 2018).

Figura 3: Porcentagem de domicílios que usam combustível para cocção em 2017



Fonte: IBGE (2017)

2.1.2 Eficiência dos fogões a lenha

Segundo Sanga (2004), através de estudos relata que na maioria das vezes a eficiência de fogões a lenha utilizados para a cocção de alimentos seja inferior a 10%.

A eficiência dos fogões a lenha depende do tipo de combustão, da tecnologia e da forma construtiva, essa eficiência pode variar entre 5% e 30% (REGUEIRA, 2010).

Tabela 3: Eficiência em diversos modelos de fogão a lenha

Combustível	Tipo/construção de fogão	Eficiência [%]		Aceitáveis
		Laboratório	Campo	
Lenha	Três pedras (panela de argila)	-	5-10	7
	Três pedras (panela de alumínio)	18-24	13-15	15
	Tradicional forno aberto	-	3-6	5
	Melhorado barro/argila	11-23	8-14	10
	Tijolos	15-25	13-16	15
	Metal e portátil	25-35	20-30	25

Fonte: Kammen (1995)

2.1.3 Componentes do Fogão a Lenha

O fogão a lenha é composto de: câmara de combustão, grelha, chapa condutora de calor, cinzeiro, válvula reguladora de exaustão e chaminé. Na câmara de combustão é onde ocorre a combustão da lenha. A grelha é um suporte em forma de grelha onde é colocada a lenha para combustão. A chapa condutora de calor é o componente que absorve o calor da câmara de combustão e transfere por condução o calor para os utensílios domésticos. A válvula reguladora serve para dosar a quantidade de gases lançados para a atmosfera e a chaminé é responsável por conduzir e lançar os gases para a atmosfera. O cinzeiro é onde são armazenados as cinzas e partes da lenha que caem da grelha (MARTINELLI Jr., 2017).

2.1.4 Biomassa

As principais fontes renováveis para recursos energéticos são: a biomassa, a energia solar e a energia eólica. A conversão de biomassa pode gerar três tipos diferentes (sólido, líquido ou gasoso) podendo se adaptar de acordo com a situação. Outra característica importante são as inúmeras “formas” que são encontradas com potencial para aproveitamento energético, onde podem ser: resíduos culturais agrícolas (oriundos das atividades de cultivo – manutenção, tratamentos culturais e colheita), resíduos industriais (resultantes de matéria-prima – serrarias, produção de cana-de-açúcar, produção de celulose e papel, entre outros), plantios energéticos e florestas nativas. (MULLER, 2005).

A biomassa lenhosa é uma das mais antigas fontes de energia para preparação e aquecimento de alimentos e é também a forma mais simples de aquecimento doméstico. (FERREIRA, 2012).

A composição físico-química é um fator importante para o processo de combustão, pois tem influência na eficiência e em emissões de poluentes atmosféricos (FERREIRA, 2012).

2.1.4.1 Poder calorífico

“O poder calorífico define-se como a quantidade de energia na forma de calor liberada pela combustão de uma unidade de massa da madeira”. (QUIRINO, 2005, p. 2)

“O poder calorífico divide-se em superior e inferior. O poder calorífico superior é aquele

em que a combustão se efetua a volume constante e no qual a água formada durante a combustão é condensada e o calor que é derivado desta condensação é recuperado” (QUIRINO, 2005, p. 2)

2.1.4.2 Teor de umidade

O teor de umidade indica a quantidade de água presente na madeira e como a umidade presente na madeira faz com que ocorra um desperdício de calor na combustão, assim o teor de umidade deve ser minimizado. O teor máximo que a água presente na madeira pode apresentar para entrar em combustão é de 65%, acima desse valor são necessários meios para secagem da madeira e conseqüentemente a combustão (CIVIDINI, 2017).

2.2 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Por experiência, sabe-se que se deixar um frasco de bebida quente na geladeira, ela resfriará, partindo do mesmo princípio, se deixar uma lata de cerveja gelada em condições ambientes ela esquentará. Esse fenômeno ocorre por causa da transferência de energia do meio quente para o meio frio. A transferência de calor ocorre sempre do meio mais quente para o meio mais frio, interrompendo esse processo quando os dois meios atingem a mesma temperatura (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

A ciência que estuda a quantidade de calor transferido quando um sistema passa de um estado de equilíbrio para outro é a termodinâmica, sem fazer nenhuma referência sobre quanto tempo demora esse processo (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Para Borgnakke (2013, p.21), “o campo da termodinâmica se relaciona com a ciência da energia, com foco em armazenamento e processos de conversão de energia”.

Çengel e Ghajar (2012), definem calor como a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles, a ciência que estuda as taxas de transferência do calor é chamada de transferência de calor.

Segundo Incropera (2008), transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a diferença de temperatura no espaço.

2.2.1 Temperatura

A temperatura (T) de uma substância indica o seu estado térmico e sua capacidade de trocar energia com outra substância que esteja em contato térmico. Assim, uma substância a uma temperatura mais alta pode ceder calor a outra a uma temperatura mais baixa (STOECKER & JONES, 1985).

“Uma diferença de temperatura cria a força motriz que determina a transmissão de calor de uma fonte a um receptor” (KERN, 1987, p. 62).

2.2.2 Pressão

Pressão (P) é a força normal por unidade de área da superfície sobre a qual a força atua. Denomina-se pressão manométrica ao valor de pressão em relação à pressão atmosférica, caso contrário tem-se a pressão absoluta, medida a partir do vácuo absoluto (STOECKER & JONES, 1985).

Para Borgnakke e Sonntag (2013), a pressão é definida pela equação (1)

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

P: pressão (Pa);

F: força (N);

A: área (m²).

2.2.3 Massa Específica

Massa específica é massa de uma substância por unidade de volume (BRUNETTI, 2008, p. 8).

A massa específica pode ser determinada pela equação (2)

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2)$$

Onde:

ρ : massa específica (kg/m³);

m : massa (kg);

V : volume (m³).

Dentre as formas de energia que existem, como a térmica, mecânica, cinética, potencial, elétrica, magnética, química e nuclear, a soma delas é a energia total (E) de um sistema. A forma de energia relacionada com a estrutura molecular é chamada de energia microscópica e a soma desta forma de energia é denominado de energia interna (U) (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

2.2.3 Calor Sensível

Conforme Çengel e Ghajar (2012 p.06), “a energia interna pode ser entendida como a soma das energias cinética e potencial das moléculas. A parte da energia interna associada com a energia cinética das moléculas é denominada energia sensível”.

Calor sensível é quando ocorre a variação de temperatura em um determinado corpo sem que aconteça a mudança de seu estado.

2.2.4 Calor Latente

A energia interna também está associada com as forças intermoleculares, estas forças unem as moléculas umas às outras. Quando fornecido energia suficiente para um sólido ou líquido romper as forças de ligação entre suas moléculas ocorre a mudança de fase, esta energia interna associada com a fase de um sistema é chamada de calor latente (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Diferente do calor sensível, o calor latente é definido como sendo a energia térmica necessária para mudar a fase de uma substância sem alterar a sua temperatura.

2.2.5 Calor Específico

“O calor específico de uma substância é a energia necessária para elevar 1 kelvin (K) a temperatura de uma massa unitária dessa substância. Uma vez que o valor numérico dessa propriedade depende da maneira como o processo é realizado, deve-se descrever o modo pelo qual o calor é fornecido ou removido. As descrições para calor específico a volume constante (C_v) e à pressão constante (C_p)” (STOECKER & JONES, 1985, p. 17).

O calor específico a volume constante (C_v) pode ser entendido como a energia necessária para elevar a temperatura em um grau de unidade de massa de dada substância mantendo seu volume constante. Já para o calor específico a pressão constante segue o mesmo princípio mas a pressão constante. (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

“O calor específico a pressão constante (C_p) é maior que (C_v), uma vez que, em um processo isobárico, ocorre uma expansão, e a energia para esse trabalho de expansão também deve ser fornecida ao sistema” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 8)

O calor específico (C_p) e (C_v) são iguais para substâncias incompressíveis, sendo o calor específico apenas representado por (C) (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Calor específico é a relação entre a capacidade térmica e a massa do corpo considerado.

2.2.6 A lei dos gases perfeitos

Segundo Stoecker e Jones (1985, p.21) “um modelo do comportamento dos gases, denominado gás perfeito, tem pressão, temperatura e o volume específico relacionados pela equação (3)”

$$Pv = RT \quad (3)$$

Onde:

P: pressão (Pa);

v: volume específico (m^3/kg);

R: constante do gás (287 $J/kg \cdot K$ para o ar e 462 $J/kg \cdot K$ para a água);

T: temperatura absoluta em (K).

Está relação para os gases ideais representam uma boa aproximação do comportamento das variáveis P-v-T para gases reais com baixas densidades com erros desprezíveis

(frequentemente menor que 1%). Já os gases densos, como vapor de água e vapor de fluido refrigerante não podem ser tratados como gases ideais, uma vez que eles normalmente estão em um estado próximo a saturação (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

2.3 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica, também conhecida como princípio da conservação de energia, de acordo com Çengel e Ghajar (2012, p.11), “estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; pode apenas mudar de forma”:

$$\text{Energia total de entrada} - \text{Energia total saída} = \text{Variação da energia do sistema}$$

A primeira lei indica as formas nas quais pode cruzar a fronteira de um sistema. Para um sistema fechado (uma região de massa fixa), há somente duas: transferência de calor através da fronteira e trabalho realizado pelo sistema (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008, p. 8), expresso pela equação (4)

$$\Delta E = Q - W \quad (4)$$

Onde:

ΔE : variação de energia total do sistema (J);

Q : valor líquido de calor transferido para o sistema (J);

W : valor líquido de trabalho efetuado pelo sistema (J).

2.3.1 Balanço de Energia para Sistemas Fechados

Conservação da massa ou lei de Lavoisier enuncia que: numa reação química que ocorre num sistema fechado, a massa total antes da reação é igual à massa total após a reação.

Um sistema fechado é um sistema de massa constante. Na prática a energia total E do sistema consiste em energia interna (U), especialmente no uso dos sistemas estacionários. A relação para o balanço de energia nesses casos é expressa da seguinte forma (ÇENGEL & GHAJAR, 2012), expresso pela equação (5)

$$\Delta E = \Delta U = m * C_v * \Delta T \quad (5)$$

Onde:

ΔE : variação de energia total do sistema (J);

ΔU : variação de energia total interna (J);

m : massa do sistema (kg);

C_v : é o calor específico a volume constante (J/kgK);

ΔT : variação de temperatura do sistema (K).

Para sistemas onde ocorre apenas a transferência de calor e o trabalho é nulo tem-se a equação (6)

$$Q = m * C_v * \Delta T \quad (6)$$

Onde (Q) é a quantidade líquida de transferência de calor em (J) para ou do sistema. Está é a forma de balanço de energia mais usada para sistemas de massa fixa (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 12).

2.3.2 Balanço de Energia para Sistemas de Escoamento em regime permanente

Quando em um dispositivo existe determinada quantidade de massa que flui por meio de uma secção transversal, por unidade de tempo, fenômeno denominado vazão mássica ($\dot{m}$). Vazão mássica de um fluido que escoar em um duto é proporcional à área de secção transversal (A_c) do duto, à densidade (ρ) e a velocidade (vel) do fluido (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 13), assim tem-se a equação (7)

$$\dot{m} = \rho * vel * A_c \quad (7)$$

Onde:

$\dot{m}$: vazão mássica (kg/s);

ρ : massa específica (kg/m³);

vel : velocidade do fluido (m/s);

Ac: área de secção transversal do duto (m²).

“Define-se vazão em volume (Vaz) como o volume de fluido que atravessa uma certa seção de escoamento por unidade de tempo” (BRUNETTI, 2008, p. 72). Pode-se calcular a vazão pela equação (8)

$$Vaz = vel * Ac = \frac{V}{t} \quad (8)$$

Onde:

Vaz: vazão volumétrica (m³/h);

vel: velocidade de escoamento do fluido (m/s);

Ac: área da secção transversal do duto (m²);

V: volume (m³);

t: tempo (s).

Quando as variações na energia cinética e potencial forem desprezíveis e não houver incidência de trabalho, o balanço de energia para esse escoamento em regime permanente se reduzirá (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 13) a equação (9)

$$Q = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (9)$$

Onde:

Q: taxa líquida de calor (W);

$\dot{m}$: vazão mássica (kg/s);

C_p: calor específico (J/kgK);

ΔT : variação de temperatura do sistema (K).

2.4 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Kern (1987, p. 01) “a transferência de calor é a ciência que trata das taxas de troca de calor entre um corpo quente denominado fonte e um corpo frio denominado receptor”.

“O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação.

Todos os modos de transferência de calor exigem a existência da diferença de temperatura e todos ocorrem da maior para a menor temperatura” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 17)

2.4.1 Transferência de Calor por Condução

“A condução pode ser vista com a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas” (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008, p. 3)

“A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases. Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos, ela acontece por causa da combinação das vibrações das moléculas em rede e a energia é transportada por elétrons livres” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 18)

Considerando a condução em regime permanente através de uma grande parede plana de espessura $\Delta x=L$ e área A e diferença de temperatura $\Delta T=T_1-T_2$. Experimentos demonstram que a taxa de transferência Q através da parede dobra quando a diferença de temperatura ΔT ou a área (A) normal em direção da transferência de calor é dobrada, mas é reduzida à metade quando a espessura L da parede é dobrada. Assim conclui-se que a taxa de condução de calor através de uma camada plana é proporcional à diferença de temperatura através da camada e área de transferência de calor, mas inversamente proporcional à espessura da camada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). O cálculo da taxa de transmissão de calor por condução é dado pela equação (10)

$$Q_{\text{cond}} = -k * A * \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (10)$$

Onde:

Q_{cond} : taxa de transferência de calor por condução (W);

k : condutividade térmica no material (W/mK);

A : área (m²);

ΔT : variação de temperatura do sistema (K);

Δx : espessura do material (m).

Tabela 4: Condutividade térmica de alguns materiais

Material	Temperatura °C	Densidade, kg/m ³	Condutividade, W/m·K
Alumínio (puro)	20	2707	204
Cobre (puro)	20	8954	386
Tijolo	20	2000	1,32
Vidro (janela)	20	2700	0,78
Água	21	997	0,604
Madeira (pinho)	23	640	0,147
Ar	27	1,177	0,026

Fonte: Stoecker e Jones (1985)

A condutividade térmica e, portanto, a taxa de transferência de calor por condução, é relacionada à estrutura molecular dos materiais (STOECKER & JONES, 1985, p. 28)

Segundo Çengel (2012, p. 20) “a condutividade térmica de um material pode ser definida como a taxa de transferência de calor por meio de uma unidade de comprimento de um material por unidade de área por unidade de diferença de temperatura”.

2.4.2 Transferência de Calor por Convecção

Convecção é denominado como sendo um mecanismo de transferência de calor através de fluido na presença do movimento da sua massa (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

“A transferência de calor por convecção é a transferência de energia ocorrendo no interior de um fluido devido aos efeitos combinados da condução e do escoamento global ou macroscópico do fluido” (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008, p. 6)

Çengel (2012), define que a convecção como sendo o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Quanto maior a velocidade do fluido, maior será a transferência de calor por convecção. Na ausência de movimento de massa de fluido, a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido adjacente se dá por pura condução (ÇENGEL & GHAJAR, 2012). Expresso pela equação (11)

$$Q_{\text{conv}} = h * A_s * (T_s - T_{\infty}) \quad (11)$$

Onde:

Q_{conv}: taxa de transferencia de calor por convecção (W);

h : coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m^2K);

A_s : área superficial em que ocorre a transferência de calor (m^2);

T_s : temperatura da superfície (K);

T_∞ : temperatura do fluido suficientemente longe da superfície (K).

2.4.2.1 Número de Nusselt

Wilhelm Nusselt (1882-1957) foi um engenheiro alemão que em um de seus trabalhos propôs um parâmetro ou equação para adimensionalizar o coeficiente de transferência de calor (h), que ficou conhecido como número de Nusselt, definido como (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Expresso pela equação (12)

$$Nu = \frac{h * L_c}{k} \quad (12)$$

Onde:

Nu : número de Nusselt (adimensional);

h : coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m^2K);

L_c : é o comprimento característico (m);

k : é a condutividade térmica do fluido (W/mK).

O número de Nusselt relaciona a fração de transferência de calor por convecção dividida pela transferência de calor por condução, assim quanto maior o número de Nusselt mais eficaz será a convecção (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

A convecção é classificada como convecção forçada ou convecção natural. Na convecção forçada, o ar ou um fluido qualquer é forçado a escoar sobre a superfície e/ou dentro de tubos ou dutos por meio de mecanismos externos como bombas ou ventiladores. Já na convecção natural o movimento do fluido é causado por meios naturais como por exemplo a diferença de temperatura do ar, ar atmosférico com maior temperatura tende a subir devido a sua densidade ser menor do que o ar frio (KERN, 1987).

2.4.2.2 Número de Prandtl

A espessura das camadas limite hidrodinâmica e térmicas é descrita pelo parâmetro adimensional do número de Prandtl, (ÇENGEL & GHAJAR, 2012) Expresso pela equação (13)

$$Pr = \frac{d}{\alpha} = \frac{u * Cp}{k} \quad (13)$$

Onde:

Pr: número de Prandtl (adimensional);

d: difusidade molecular de quantidade de movimento (m²/s);

α : difusidade molecular térmica (m²/s);

u: viscosidade dinâmica (kg/ms);

Cp: calor específico (J/kgK);

k: condutividade térmica no material (W/mK).

2.4.2.3 Número de Reynolds

O coeficiente, número de Reynolds é um número adimensional usado em mecânica dos fluidos para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido sobre uma superfície.

O número de Reynolds é a razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido.

A expressão para o cálculo do número de Reynolds (ÇENGEL & GHAJAR, 2012) é definida pela equação (14)

$$Re = \frac{vel * Lc}{vis} = \frac{\rho * vel * Lc}{u} \quad (14)$$

Onde:

Re: número de Reynolds (adimensional);

vel: é a velocidade do fluido (m/s);

Lc: é o comprimento característico (m);

ρ : densidade do fluido (kg/m³);

u: é a viscosidade dinâmica (kg/ms);

vis: é a viscosidade cinemática (m^2/s).

2.4.3 Transferência de calor por radiação

“Radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. Assim como a emissão de radiação ocorre a partir de superfícies sólidas o mesmo é valido para gases e líquidos” (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008, p. 6)

Para Çengel (2012, p. 27), “a radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas”.

Quando uma superfície de emissividade (ϵ) e área superficial (A_s) a uma temperatura termodinâmica (T_s) é completamente delimitada por superfície maior (ou preta) a uma temperatura termodinâmica (T_{cir}) separadas por um gás (como o ar) que não intervém na radiação, a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre essas duas superfícies (ÇENGEL & GHAJAR, 2012) é dada pela equação (15)

$$Q_{rad} = \epsilon * A_s * \sigma * (T_s^4 - T_{cir}^4) \quad (15)$$

Onde:

Q_{rad} : taxa de transferência de calor por radiação (W);

ϵ : emissividade (adimensional);

A_s : área superficial em que ocorre a transferência de calor (m^2)

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$);

T_s : temperatura da superfície (K);

T_{cir} : temperatura da superfície ao redor (K).

2.5 TROCADORES DE CALOR

Trocador de calor é o dispositivo usado para realizar o processo da troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas. Este sistema é muito comum na engenharia.

Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos, evitando a mistura de um com o outro. Os trocadores de calor diferem de câmaras de mistura na medida em que não permitem a mistura dos dois fluidos envolvidos (ÇENGEL & GHAJAR,

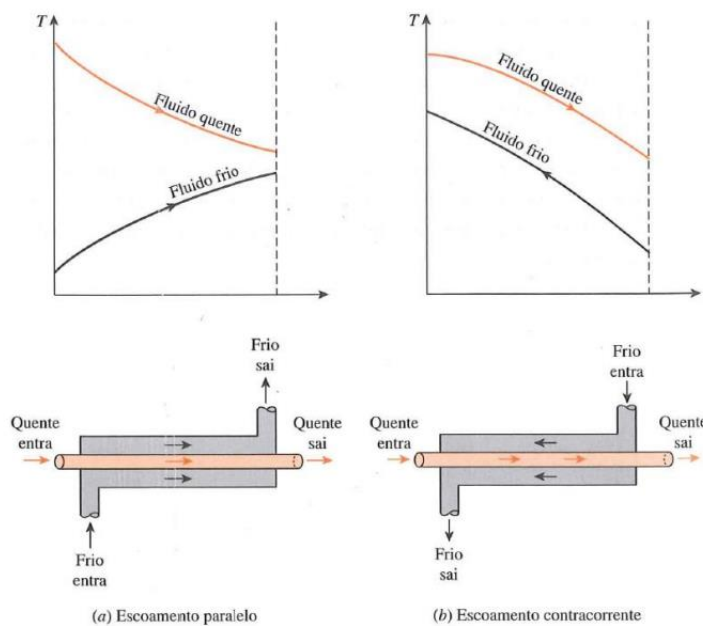
2012).

Tipicamente, os trocadores de calor são classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. Nos trocadores de calor mais simples, os fluidos se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos.

Na configuração paralela, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento no mesmo lado (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Já na configuração contracorrente, os fluidos quente e frio entram no trocador de calor em extremos opostos e escoam em direções opostas (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008).

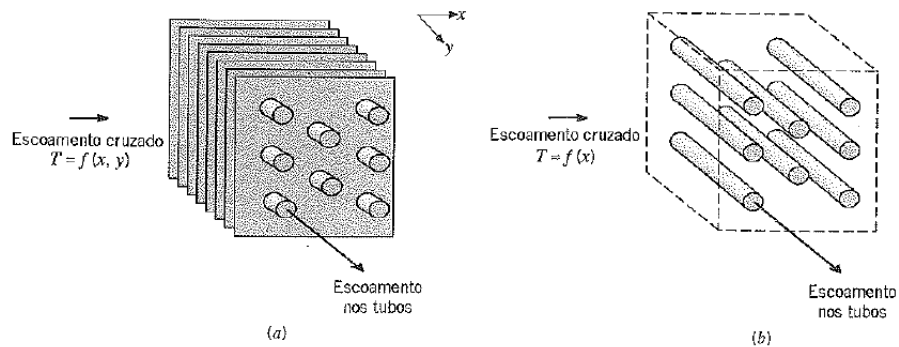
Figura 4: Regimes de escoamento para trocador de calor de tubo duplo



Fonte: Çengel (2012)

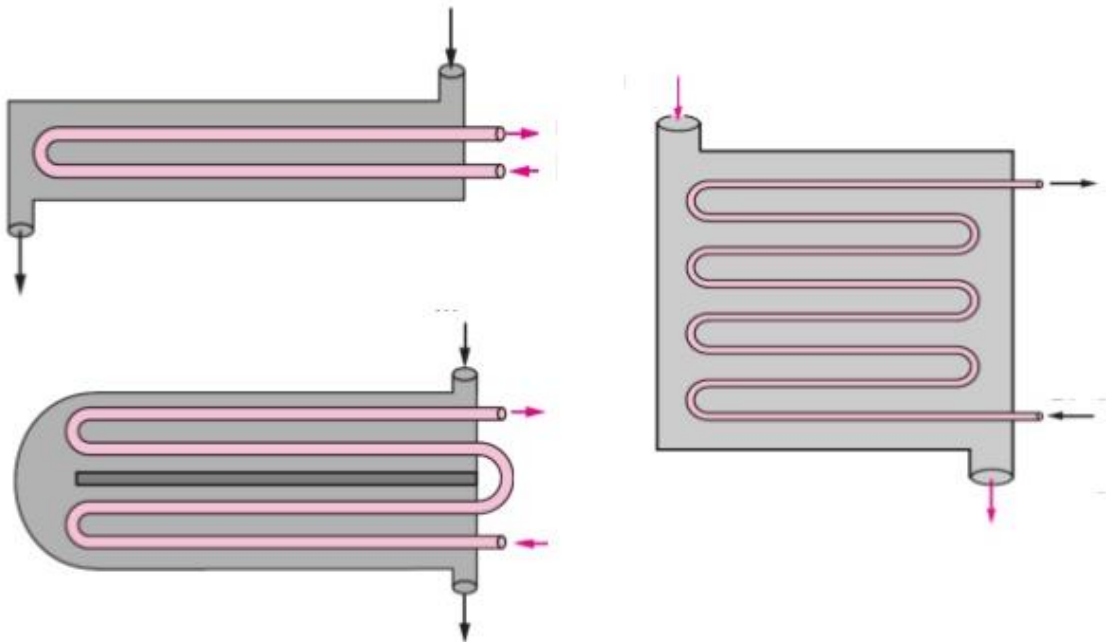
Em trocadores de calor compactos, normalmente os dois fluidos circulam perpendiculares um ao outro, e essa configuração de escoamento é chamada de escoamento cruzado. (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008)

Figura 5: Regimes de escoamento cruzado para trocador de calor



Fonte: Incropera (2012)

Figura 6: Regimes de escoamento para trocadores de calor de multipasses



Fonte: Çengel (2012)

2.5.1 Coeficiente global de transferência de calor

Nos trocadores de calor onde os dois fluidos não se misturam os mesmos são separados por uma parede sólida. Assim o calor inicialmente é transferido do fluido quente para parede por convecção, consequentemente pela parede por condução, e da parede para o fluido frio novamente por condução. A transmissão por radiação é computada no coeficiente de transferência de calor por convecção (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

A determinação do coeficiente global de transferência de calor é a etapa mais imprecisa

na análise do trocador de calor. Ao longo da operação do trocador podem ocorrer incrustações, ou seja depósito de sujidades consequentes dos fluidos, havendo a formação de um filme sobre a superfície do trocador, aumentando a resistência da troca de calor (INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, & LAVINE, 2008).

Assim a equação para o coeficiente global de transferência de calor é dada pela equação (16)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (16)$$

Onde:

U : é o coeficiente global de transferência de calor (W/m²K);

h_i : é o coeficiente de convecção médio dentro do tubo (W/m²K);

h_o : é o coeficiente de convecção médio fora do tubo (W/m²K).

A incerteza no cálculo do coeficiente global de transferência (U) pode exceder os 30%, assim é natural os trocadores de calor serem superdimensionados, evitando que o trocador não atenda a necessidade (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

2.5.2 Fator de incrustação

Com o acúmulo de sujidades nas superfícies de transferência de calor acabam afetando o desempenho dos trocadores de calor. O fator de incrustação (R_f), representa uma resistência térmica adicional na transferência de calor (ÇENGEL & GHAJAR, 2012), o fator (R_f) pode ser determinado pela equação (17).

$$R = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 * \pi * k * L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o * A_o} \quad (17)$$

Onde:

h_i : é o coeficiente de convecção médio dentro do tubo (W/m²K);

h_o : é o coeficiente de convecção médio fora do tubo (W/m²K);

A_i : é a área da superfície interna (m²);

A_o : é a área da superfície do lado de fora do tubo (m²);

D_i : é o diâmetro interno do tubo (m);
 D_o : é o diâmetro externo do tubo (m);
 $R_{f,i}$: é o fator de incrustação interno do tubo (adimensional);
 $R_{f,o}$: é o fator de incrustação externa do tubo (adimensional);
 k : é a resistência térmica do tubo (W/mK);
 L : é o comprimento do tubo (m).

2.5.3 Taxa de transferência de calor no método LMTD

Para a análise de trocadores de calor usando o método LMTD, que é o método da diferença temperatura média logarítmica (ÇENGEL & GHAJAR, 2012), a taxa de transferência de calor para trocador de calor com escoamento cruzado de casco e tubos de multipasses é determinada a partir da equação (18)

$$Q = U * A_s * F * \Delta T_{lm} \quad (18)$$

Onde:

U : é o coeficiente global (W/m²K);
 A_s : é a área superficial do tubo (m²);
 F : fator de correção para a geometria do trocador (adimensional);
 ΔT_{lm} : é a diferença de temperatura média logarítmica (K).

E a equação para determinar a diferença de temperatura média logarítmica é dada pela equação (19)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (19)$$

Onde:

ΔT_1 : é a temperatura de entrada do fluido quente menos a temperatura de entrada do fluido frio (K);

ΔT_2 : é a temperatura de saída do fluido quente menos a temperatura de saída do fluido frio (K);

2.5.4 Taxa de transferência de calor no método da efetividade-NTU

Quando em uma análise de trocador de calor as temperaturas de entrada dos fluidos não são conhecidas o balanço de energia pode ser determinado pelo método da efetividade-NTU (ÇENGEL & GHAJAR, 2012), a efetividade da transferência de calor (parâmetro adimensional) é definida pela equação (20)

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} \quad (20)$$

Onde:

Q_{real}: é a taxa de transferência de calor real (W);

Q_{max}: é a taxa de transferência de calor máxima possível (W).

Para determinar a taxa de transferência de calor máxima possível deve-se determinar a taxa de transferência de calor de cada fluido em estudo (ÇENGEL & GHAJAR, 2012), determinado pelas seguintes equações

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h, entrada} - T_{c, entrada}) \quad (21)$$

$$C_c = \dot{m}_h * C_{ph} \quad (22)$$

$$C_h = \dot{m}_h * C_{ph} \quad (23)$$

Onde:

Q_{max}: é a taxa de transferência de calor máxima possível (W);

C_{min}: é a menor valor entre C_c e C_h (W/K);

T_{h, entrada}: é a temperatura de entrada do fluido quente (K);

T_{c, entrada}: é a temperatura de entrada do fluido frio (K);

C_h: é a capacidade térmica do fluido quente (W/K);

C_c: é a capacidade térmica do fluido frio (W/K).

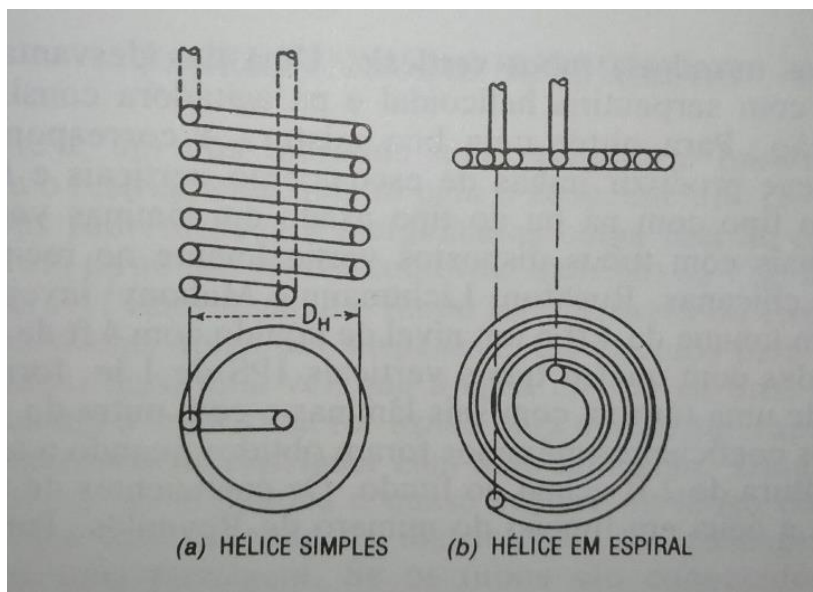
A razão de capacidade c (parâmetro adimensional) de um trocador de calor é definido pela equação (24)

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (24)$$

2.5. Serpentinhas

Tubos em forma de serpentina normalmente são caracterizados com uma forma construtiva mais barata de se obter área para transferência de calor. As serpentinhas são feitas enrolando-se tubos em forma de hélices. Normalmente as serpentinhas são instaladas em recipientes cilíndricos existindo um espaço livre entre a serpentina e a parede para possibilitar a circulação (KERN, 1987).

Figura 7: Tipos de serpentina



Fonte: Kern (1987)

3 METODOLOGIA

Método é um meio utilizado para alcançar um objetivo, ou seja, um meio necessário quando se deseja chegar a um fim. Todas as ciências necessariamente utilizam de métodos científicos (MARCONI & LAKATOS, 2003).

Para Marconi (2003, p.83) o conceito de método “ é o conjunto das atividades sistemáticas e racionais que, com maior segurança e economia, permite alcançar o objetivo – conhecimentos válidos e verdadeiros -, traçando o caminho a ser seguido, detectando erros e auxiliando as decisões do cientista”.

“Pode-se definir pesquisa como o procedimento racional e sistemático que tem como objetivo proporcionar respostas aos problemas que são propostos. A pesquisa é requerida quando não se dispõe de informação suficiente para responder ao problema, ou então quando a informação disponível se encontra em tal estado de desordem que não possa ser adequadamente relacionada ao problema” (GIL, 2002, p. 17).

“Técnica é um conjunto de preceitos ou processos de que se serve uma ciência ou arte; é a habilidade para usar esses preceitos ou normas, a parte prática. Toda ciência utiliza inúmeras técnicas na obtenção de seus propósitos” (MARCONI & LAKATOS, 2003, p. 174).

3.1 APROVEITAMENTO DOS GASES DE ESCAPE DE UM FOGÃO A LENHA

Esta pesquisa busca analisar a energia dos gases de escape do fogão a lenha que pode ser transferida para o aquecimento de água no setor residencial.

Depois do referencial teórico apresentado o foco da pesquisa será para a análise e dimensionamento de uma serpentina de cobre para transferência de calor.

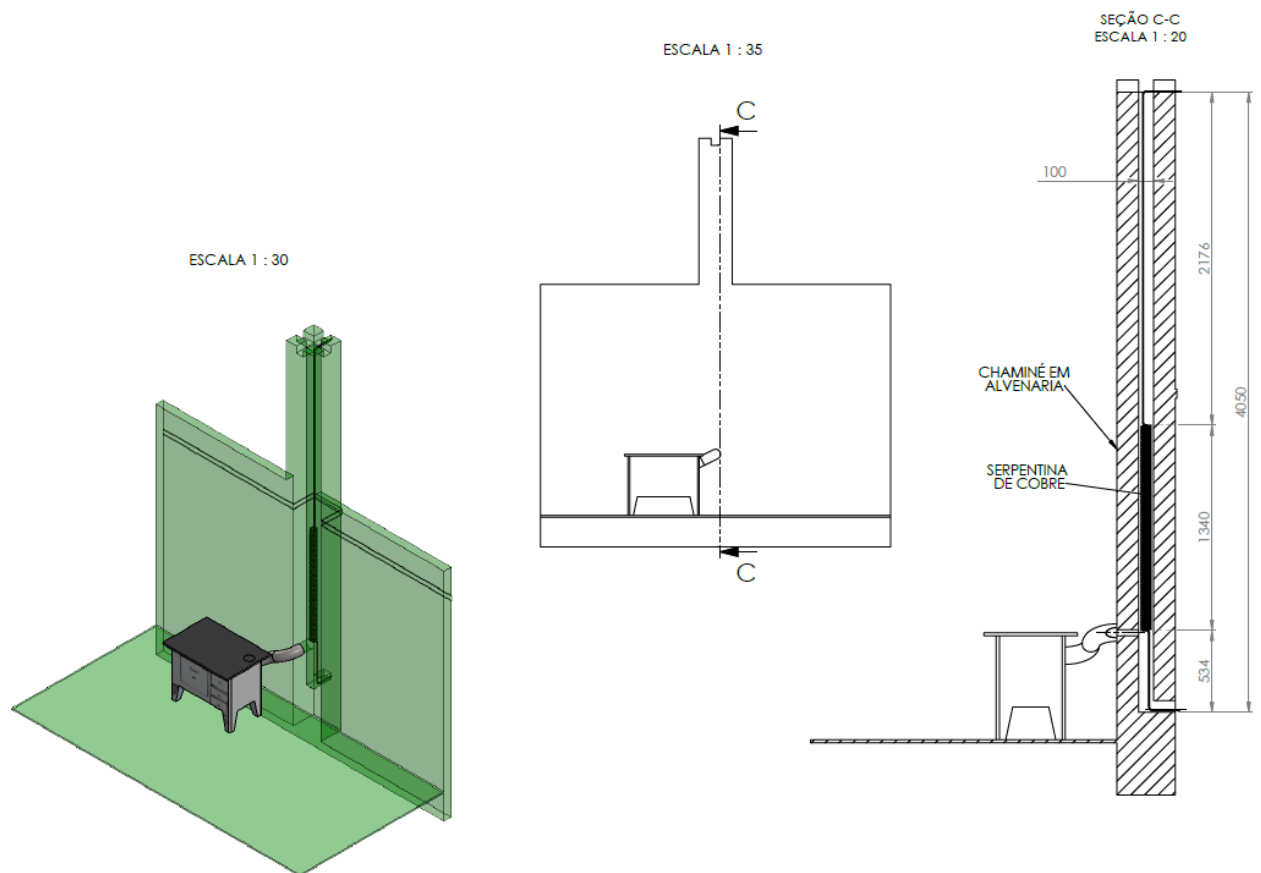
A água será direcionada através de uma serpentina de cobre posicionada ao longo do comprimento da chaminé, onde através do escoamento dos gases de escape sobre a superfície externa da serpentina ocorrerá a troca de calor com a água que flui no interior da serpentina.

No geral, esta pesquisa busca dimensionar uma serpentina para aproveitando a energia que, no momento está sendo desperdiçada pelos gases de escape do fogão a lenha, para aquecimento de água residencial com finalidade para 1 banho diário de 5 pessoas de uma residência.

3.1.1 Esquema para o teste da transferência de calor

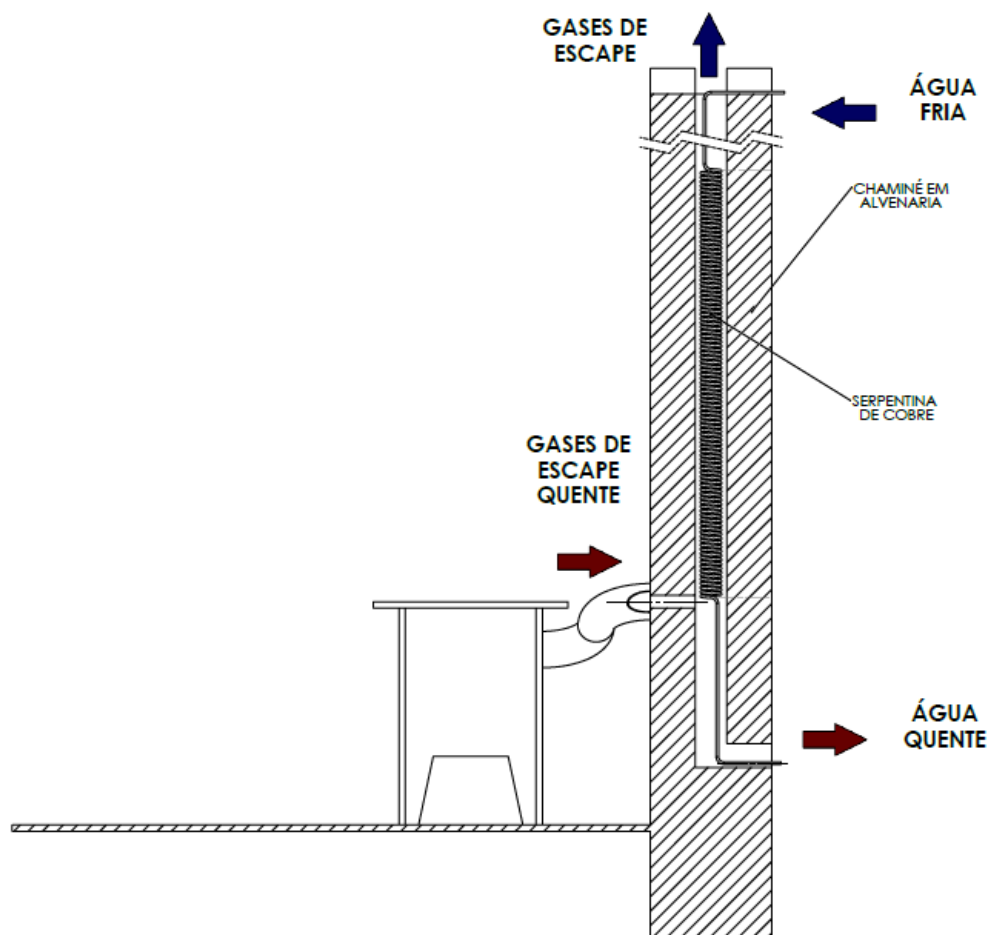
O sistema para a troca de calor escolhido é um sistema de serpentina, trocador contracorrente de fluxo cruzado, onde a entrada de água fria será pela parte superior da chaminé e sairá aquecida pela parte inferior da chaminé, assim, tendo um movimento de contracorrente em relação ao fluxo dos gases de escape.

Figura 8: Desenho esquemático e dimensional para o teste do sistema (mm)



Fonte: Autor

Figura 9: Desenho esquemático para teste da transferência de calor



Fonte: Autor

3.2 CÁLCULO DA ENERGIA PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA

3.2.1 Cálculo para a quantidade de água a ser aquecida

De acordo com as configurações existentes no sistema hidráulico da residência pode-se mensurar a vazão na linha do chuveiro simplesmente cronometrando o tempo em que um recipiente leva para encher usando a equação (8):

Considerações:

- Recipiente de 3,0 litros;
- Tempo de 41,6 segundos;

$$Vaz = \frac{V}{t} = \frac{3,0\text{ l}}{41,6\text{ s}} = 0,072115 \frac{\text{l}}{\text{s}} \text{ ou } 4,32 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Sabendo a vazão é possível determinar a quantidade diária de água que deve ser aquecida.

Considerações:

- Residência com 5 pessoas;
- Considerando um banho diário com duração de 10 minutos;
- Considerando uma vazão de 4,32 l/min;

Para o cálculo do volume diário de água quente tem-se:

$$\frac{Vol}{diario} = 5\text{ pessoas} * 10\text{ min} * 4,32 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 216\text{ l}$$

3.2.2 Cálculo da quantidade de energia para aquecimento de água

A temperatura máxima em que a água sai do chuveiro existente na residência é de 40°C, onde atende confortavelmente um banho no inverno. Supondo que a temperatura de armazenamento da água no reservatório seja de 50°C e que a temperatura da água na caixa de alimentação seja em média de 20°C, assim tem-se uma temperatura média de 35°C onde através da tabela de propriedades da água saturada (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 878) obtém-se o valor do calor específico para a temperatura de 35°C

$$Cp = 4.178 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Também utilizando a temperatura média de 35°C é possível determinar a densidade ou massa específica da água para o cálculo da massa de água através da tabela de propriedades da água saturada (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 878), assim a densidade da água para 35°C é

$$\rho = 994,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Utilizando a equação (2), apenas manipulando a equação para cálculo de massa, sabendo o volume de água (V) e sabendo a massa específica (ρ) de água é possível calcular a massa

$$m = 994,0 \frac{kg}{m^3} * 0,216m^3 = 214,7kg$$

Depois de determinado a massa e o calor específico, tendo a variação de temperatura $\Delta T = 30^\circ C$, a quantidade de energia necessária para elevar 214,7kg de água a $20^\circ C$ para $50^\circ C$ é através da equação (6)

$$Q = 214,7kg * 4.178 \frac{J}{kg * K} * 30K = 26910,5kJ$$

3.2.3 Cálculo da taxa de energia para aquecimento de água

Para aquecimento da água será utilizado a energia dos gases de exaustão de um fogão a lenha.

Supondo que o fogão opere das 07:30 da manhã até 12:30, ou seja, em média 5 horas por dia, pode-se calcular a taxa de transferência de calor para a água para atender à necessidade pela equação

$$Q_{real} = \frac{26.910,5kJ}{5 * 3600s} = 1495W$$

3.3 CÁLCULO DA TAXA DE ENERGIA CEDIDA PELOS GASES DE EXAUSTÃO

3.3.1 Cálculo da vazão mássica

Para sistemas com escoamento em regime permanente tendo uma entrada e uma saída, a vazão mássica que entra deve ser igual a vazão mássica que sai (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Através de um termômetro digital obteve-se a temperatura dos gases de escape de $60^\circ C$ na saída da chaminé. Mensurou-se também, com um anemômetro digital, a velocidade dos

gases de escape na saída da chaminé, obtendo uma velocidade média de 1,3m/s.

Figura 10: Medidor de velocidade do ar (anemômetro)



Fonte: Autor

Figura 11: Termômetro digital com infravermelho



Fonte: Autor

Considerando os gases de escape com as mesmas propriedades do ar, a densidade do ar a 60°C pode ser determinado através da tabela de propriedades do ar (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 884)

$$\rho = 1,059 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

A vazão mássica do ar pode ser calculada com a equação (07)

Considerações:

- Velocidade de saída da chaminé, 1,3m/s;
- Temperatura de saída, 60°C;

- Densidade do ar a 60°C, 1,059kg/m³;
- Área da secção transversal da chaminé, 0,0196m²;

$$\dot{m} = 1,059 \frac{kg}{m^3} * 1,3 \frac{m}{s} * 0,0196 m^2 = 0,02698 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m} = 0,02698 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{1h} = 97 \frac{kg}{h}$$

3.3.2 Cálculo da taxa de energia dos gases de exaustão

Através de coleta de dados os gases de escape entram na chaminé com temperatura de 160°C e saem da chaminé com 60°C, assim é possível determinar o calor específico médio consultando a tabela de propriedades do ar (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 884), temperatura média de 110°C

$$C_p = 1.010 \frac{J}{kgK}$$

Sabendo a vazão mássica, a variação de temperatura e também o calor específico médio, a taxa de calor cedida pelos gases é dada pela equação (9)

$$Q = 0,02698 \frac{kg}{s} * 1.010 \frac{J}{kg * K} * (160 - 60) = 2725W$$

	T1	T2	V SAÍDA
	°C	°C	m/s
	220	85	1,6
	160	45	1,4
	178	62	1,2
	135	52	1,1
	114	60	1,3
	120	58	1,2
	178	62	1,2
	198	68	1,3
	133	51	1,3
MÉDIA	160	60	1,3

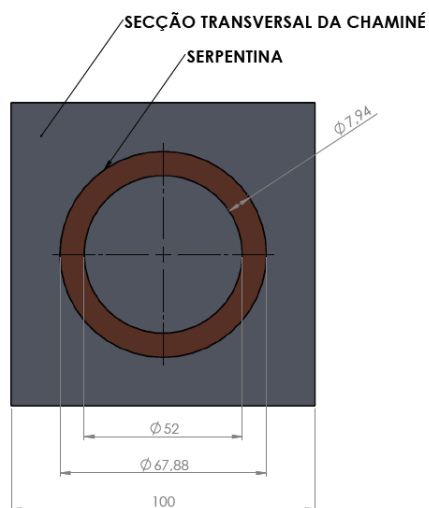
Fonte: Autor

3.4 DIMENSIONAMENTO DA SERPENTINA

3.4.1 Velocidade dos gases de escape

Com o sistema de serpentina a velocidade dos gases de exaustão passa a ser maior devido à diminuição da área transversal da chaminé.

Figura 12: Dimensões em (mm) da serpentina no interior da chaminé



Fonte: Autor

A chaminé está construída em alvenaria sem acabamento e a parte interna é bem

irregular, na saída a dimensão é 140x140mm, já a parte com menor área tem em torno de 100x100 ou menor, não foi possível mensurar a dimensão interna da chaminé onde será inserido a serpentina, assim será considerado a velocidade média de saída para os cálculos iniciais, onde está velocidade média é 1,3m/s, para fins de cálculo aproximado.

Procurando por um tubo de cobre no ferro velho, achou-se um tubo de cobre com Ø7,94mm e comprimento de aproximadamente 18,8m, o mesmo foi tomado como base para o estudo.

Para conseguir formar uma serpentina, o tubo flexível de cobre deve ser enrolado sobre a superfície de um tubo, será utilizado um tubo de 50,8mm para formar a serpentina.

3.4.2 Cálculo do calor máximo

Analisando o sistema como sendo um trocador de calor casco e tubo de multipasses, e de escoamento cruzado, a capacidade térmica dos dois fluidos é definido pelas equações

Considerações:

- Temperatura inicial da água, 20°C;
- Vazão mássica da água, 0,011927kg/s;
- Calor específico médio da água, 4.178J/kgK;
- Temperatura de inicial dos gases de escape, 160°C;
- Vazão mássica dos gases de escape, 0,02698kg/s;
- Calor específico médio dos gases de escape, 1.010J/kgK;

$$Ch = \dot{m}h * Cph = 0,011927 \frac{kg}{s} * 4.178 \frac{J}{kgK} = 50 \frac{W}{K}$$

$$Cc = \dot{m}c * Cpc = 0,02698 \frac{kg}{s} * 1.010 \frac{J}{kgK} = 27 \frac{W}{K}$$

Assim, considerando que a capacidade mínima é 27W/m²K pode-se calcular a taxa de transferência de calor máxima para o trocador de calor através da equação (21)

$$Q_{max} = C_{min}(T_{c, entrada} - T_{h, entrada}) = 27 \frac{W}{K} * (160 - 20) = 3815W$$

A efetividade da transferência de calor é dada pela equação (20)

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} = \frac{1495W}{3815W} = 0,39$$

A temperatura de saída dos gases de escape logo acima da serpentina pode ser determinada através da equação

$$T_{c, saída} = T_{c, entrada} - \frac{Q_{real}}{ch} = 160 - \frac{1495W}{27 \frac{W}{K}} = 105^{\circ}C$$

3.4.3 Cálculo do coeficiente médio de convecção dos gases de exaustão

Considerações:

- Temperatura inicial dos gases de exaustão, 160°C;
- Temperatura logo acima da serpentina, 105°C;

Com a tabela de propriedades do ar (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 884) e a temperatura de 132,5°C determina-se as seguintes propriedades

$$k = 0,03322 \frac{W}{mK}$$

$$Pr = 0,7053$$

$$u = 2,661375 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Através da equação (14) calcula-se o número de Reynolds para escoamento externo sobre o tubo de Ø7,94mm

$$Re = \frac{\frac{1,3m}{s} * 0,00794m}{2,661375 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 387,84$$

Para convecção forçada externa com escoamento cruzado sobre cilindros, o número de

Nusselt pode ser determinado através da tabela de Nusselt médio para convecção forçada para cilindros circulares (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 436), para determinada faixa de Reynolds $40 < Re < 4.000$

O número de Nusselt médio para escoamento cruzado sobre o tubo de Ø7,94mm é

$$Nu = 0,683 * 387,84^{0,466} * 0,7053^{\frac{1}{3}} = 9,77$$

O coeficiente médio de convecção para o tubo de Ø7,94mm, determina-se através da equação

$$h_c = \frac{0,03322 \frac{W}{mK} * 9,77}{0,00794m} = 41 \frac{W}{m^2K}$$

3.4.4 Cálculo do coeficiente médio de convecção da água

Considerações:

- Temperatura inicial da água, 20°C;
- Temperatura de saída da água, 50°C;
- Velocidade da água para uma vazão de 43,2l/h, 0,378m/s;
- Diâmetro interno do tubo, Ø6,35mm;

Com a tabela de propriedades de água saturada (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 878) e a temperatura de 35°C determina-se as seguintes propriedades

$$k = 0,623 \frac{W}{mK}$$

$$Pr = 4,83$$

$$u = 7,24346 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Através da equação (14) calcula-se o número de Reynolds para o tubo de Ø6,35mm

$$Re = \frac{\frac{0,378m}{s} * 0,00635m}{7,24346 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 3313,74$$

Considerando a superfície interna do tubo com lisa, o fator de atrito de escoamentos para $3.000 < Re < 5 * 10^6$ (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 488) é definido pela equação (25)

$$f = (0,79 * \ln Re - 1,64)^{-2} = (0,79 * \ln 3313,74 - 1,64)^{-2} = 0,04 \quad (25)$$

Para convecção forçada interna o número de Nusselt relacionado com o fator de atrito (F) (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 488), pode ser determinado através da equação (26)

$$Nu = 0,125 * f * Re * Pr^{\frac{1}{3}} = 0,125 * 0,04 * 3313,74 * 4,83^{\frac{1}{3}} = 28 \quad (26)$$

O coeficiente médio de convecção para o tubo de Ø5mm determina-se através da equação

$$h_i = \frac{0,623 \frac{W}{mK} * 28}{0,00635m} = 2747,8 \frac{W}{m^2K}$$

3.4.5 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Determinado o coeficiente médio do ar e da água pode-se calcular o coeficiente global de transferência de calor com a equação (16)

Considerações:

- h_i é o coeficiente médio de convecção da água, $2747,8 W/m^2K$;
- h_c é o coeficiente médio de convecção dos gases de exaustão, $41 W/m^2K$;

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_c}} = \frac{1}{\frac{1}{2747,8W/m^2K} + \frac{1}{41W/m^2K}} = 41 \frac{W}{m^2K}$$

3.4.6 Cálculo da diferença de temperatura média logarítmica para o arranjo

Como a temperatura inicial dos gases de escape é 160°C e conseqüentemente logo acima da serpentina a temperatura é de 105°, valor calculado anteriormente, e também sabendo a temperatura de entrada e saída da água a ser aquecida que é 20°C e 50°C respectivamente, então determina-se a diferença de temperatura média logarítmica pela equação (19)

Considerações:

- ΔT_1 : é a temperatura de entrada do fluido quente menos a temperatura de saída do fluido frio, 110°C;

- ΔT_2 : é a temperatura de saída do fluido quente menos a temperatura de entrada do fluido frio, 85 °C;

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{110 - 85}{\ln \frac{110}{85}} = 97^\circ C$$

Para determinar o fator de correção (F) para trocadores de calor utilizou-se o gráfico para um passe no casco e multipasses no tubo, entra-se com as temperaturas de entrada e saída de cada fluido para obtenção do fator de correção (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 645)

$$F = 0,97$$

3.4.7 Cálculo da área de transferência de calor

Como para elevar 214,7kg de água de uma temperatura de 20°C para 50°C em 5 horas são necessários 1495W, a área de transferência de calor pode ser determinada para tal através da equação (18)

$$A_s = \frac{Q}{U * F * \Delta T_{lm}} = \frac{1495W}{41W/m^2K * 0,97 * 97K} = 0,3875m^2$$

Sabendo a área superficial de um cilindro e o seu diâmetro é possível determinar o seu comprimento (L) para o tubo de Ø7,94mm

$$L = \frac{0,3875\text{m}^2}{0,00794\text{m} * \pi} = 15,5\text{m}$$

Então para que se consiga transferir a energia dos gases de escape para a água a ser aquecida, a serpentina com tubo de cobre de Ø7,94mm de diâmetro deve possuir no mínimo 15,5m de comprimento.

3.5 TESTE

O teste foi realizado com um tubo usado que foi comprado no ferro velho, as dimensões do mesmo são: Ø7,94mm de diâmetro e 18,8m de comprimento.

Para formar a serpentina foi utilizado a superfície de um tubo com Ø50,8mm, o mesmo serviu como gabarito para enrolar o tubo de cobre em volta, formando a serpentina.

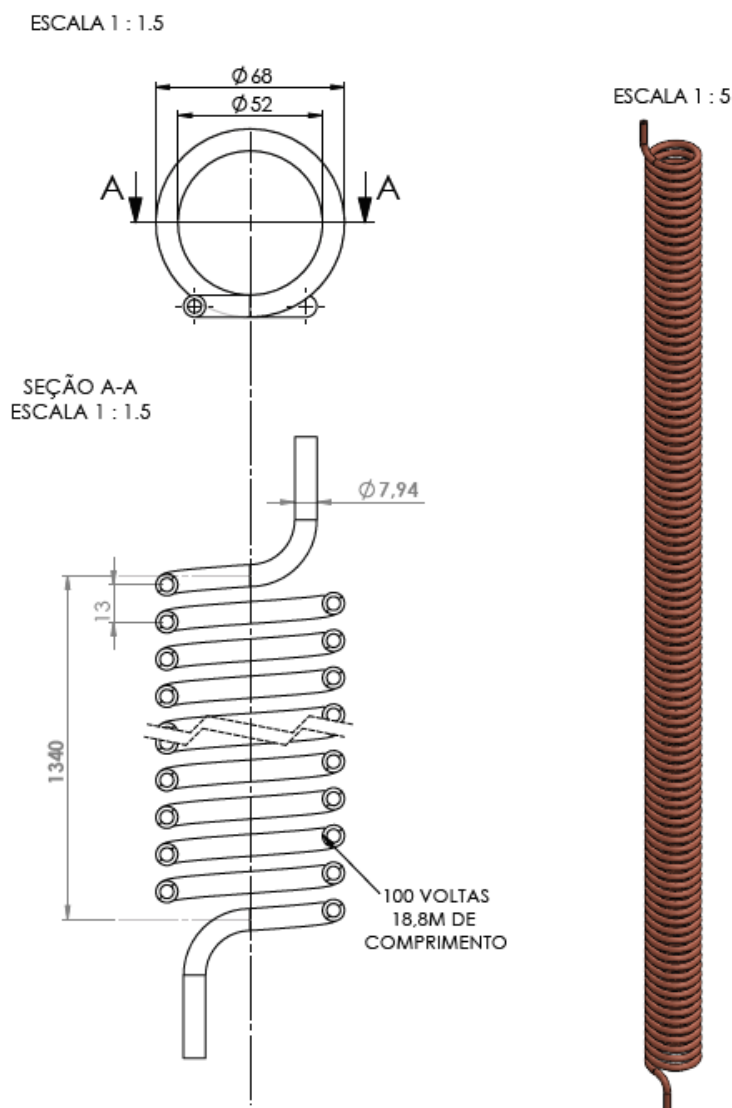
Próximo passo foi deixar um espaçamento entre as hélices da serpentina, para obter uma melhor troca de calor, dimensões da serpentina são demonstrados a seguir.

Figura 13: Imagem da serpentina após o teste



Fonte: Autor

Figura 14: Dimensões em (mm) da serpentina



Fonte: Autor

A serpentina foi inserida no interior da chaminé de alvenaria, a parte inferior da serpentina ficou logo acima da entrada dos gases de exaustão na chaminé. Como o tubo de cobre não chegou até na parte superior da chaminé a conexão superior da serpentina foi feita com mangueira de jardim, não recomendado, pois essas mangueiras não suportam altas temperaturas, mas para efeito de teste foi utilizado esta mangueira.

Durante o teste os gases de exaustão entravam na chaminé com uma temperatura média de 154°C e a temperatura de saída da água aquecida teve uma média de 46°C com vazão média de 52l/h.

A linha hidráulica usada para o teste possuía mais de um ponto de consumo, então a

vazão de água teve algumas variações, assim a vazão de água teve de ser mensurada a cada medição de temperatura dos dois fluidos.

Figura 15: Temperatura máxima de saída da água quente durante o teste, vazão de 44,2l/h



Fonte: Autor

Tabela 7: Tabela de temperatura dos gases de exaustão e água de aquecimento

GASES DE EXAUSTÃO				ÁGUA PARA AQUECIMENTO		
Nº	T1	T2	V SAÍDA	T1	T2	VAZÃO
MEDIÇÕES	°C	°C	m/s	°C	°C	l/h
1	160	42	0,9	21	50	23,4
2	102	40	0,7	21	38	39,7
3	130	48	0,8	21	42	67,3
4	202	50	0,8	21	59	46,9
5	145	50	0,9	21	44	44,2
6	220	71	0,9	21	62	44,2
7	213	62	0,7	21	52	64,5
8	165	67	0,8	21	44	61,92
9	137	60	0,9	21	40	61,92
10	102	48	1	21	36	61,92
11	160	57	1,1	21	54	45,5
12	150	60	0,9	21	45	55,3
13	119	50	1,1	21	38	61,92
MÉDIA	154	54	0,9	21	46	52

Fonte: Autor

Através do teste é possível calcular a taxa de transferência real para a água

Considerações:

- Vazão de água, 52 l/h;
- Temperatura de entrada da água, 21°C;
- Considerando a densidade da água à 35°C, 994kg/m³;
- Temperatura de média de saída da água, 46°C;
- Calor específico médio da água, 4.178J/kgK;

A taxa de transferência de calor líquida pode ser calculada através da equação (9)

$$Q_{real} = 0,014357 \frac{kg}{s} * 4.178 \frac{J}{kgK} * (46 - 21)K = 1500W$$

3.6 CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL REAL

Para determinar o a diferença de temperatura média logarítmica tendo como base o teste, a temperatura dos gases de exaustão logo acima da serpentina é calculado através da equação

Considerações:

- Temperatura de inicial dos gases de escape, 154°C;
- Vazão mássica dos gases de escape, 0,01903kg/s;
- Calor específico médio dos gases de escape, 1.007J/kgK;

$$Cc = \dot{m}c * Cpc = 0,01903 \frac{kg}{s} * 1.007 \frac{J}{kgK} = 19 \frac{W}{K}$$

A temperatura de saída dos gases de escape logo acima da serpentina pode ser determinada através da equação

$$T_{c, saída} = T_{c, entrada} - \frac{Q_{real}}{Cc} = 154 - \frac{1500W}{19 \frac{W}{K}} = 76^{\circ}C$$

Como a temperatura inicial dos gases de escape é 154°C e consequentemente logo acima da serpentina a temperatura é de 76°C, valor calculado acima, e também sabendo a temperatura de entrada e saída da água que é 21°C e 46°C respectivamente, então se determina a diferença de temperatura média logarítmica pela equação

Considerações:

- $\Delta T1$: é a temperatura de entrada do fluido quente menos a temperatura de saída do fluido frio, 108°C;
- $\Delta T2$: é a temperatura de saída do fluido quente menos a temperatura de entrada do fluido frio, 55 °C;

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \frac{\Delta T1}{\Delta T2}} = \frac{108 - 55}{\ln \frac{108}{55}} = 79^{\circ}C$$

O cálculo da área superficial do tubo de cobre é dado pela equação

Considerações:

- Diâmetro externo, Ø7,94mm;
- Comprimento do tubo, 18,8m;

$$As = D * L * \pi = 0,00794m * 18,8m * \pi = 0,46895m^2$$

Assim, o cálculo do coeficiente global de transferência de calor real é determinado pela equação

Considerações:

A_s : é a área superficial do tubo, 0,46895m²;

F : fator de correção para a geometria do trocador, 0,95;

ΔT_{lm} : é a diferença de temperatura média logarítmica, 79°C;

Q_{real} : é a taxa de transferência real do sistema, 1500W;

$$U_{real} = \frac{Q_{real}}{A_s * F * \Delta T_{lm}} = \frac{1500W}{0,46895m^2 * 0,95 * 79K} = 43 \frac{W}{m^2K}$$

3.7 CÁLCULO DO CALOR MÁXIMO QUE PODE SER ABSORVIDO DOS GASES DE EXAUSTÃO TENDO COMO BASE O TESTE

Aproveitando o teste, pode-se calcular a quantidade de calor máxima que pode ser aproveitado dos gases de exaustão

Considerações:

-Temperatura inicial da água, 21°C;

-Considerando a temperatura média da água, 35°C;

-Vazão mássica da água, 0,014357kg/s;

-Calor específico médio da água, 4.178J/kgK;

-Temperatura de inicial dos gases de escape, 154°C;

-Vazão mássica dos gases de escape, 0,01903kg/s;

-Calor específico médio dos gases de escape, 1.010J/kgK;

$$Ch = \dot{m}_h * C_{ph} = 0,014357 \frac{kg}{s} * 4.178 \frac{J}{kgK} = 60 \frac{W}{K}$$

$$Cc = \dot{m}_c * C_{pc} = 0,01903 \frac{kg}{s} * 1.010 \frac{J}{kgK} = 19 \frac{W}{K}$$

Assim pode-se calcular a taxa de transferência de calor máxima para o trocador de calor através da equação

$$\mathbf{Q_{max}} = C_{min}(T_{c, entrada} - T_{h, entrada}) = 19 \frac{W}{K} * (154 - 21) = 2556W$$

A quantidade de calor máxima que pode ser extraída dos gases de exaustão é

$$\mathbf{Q_{real}} = C_{min}(T_{c, entrada} - T_{c, saida}) = 19 \frac{W}{K} * (154 - 54) = 1900W$$

Então 1900W é a transferência de energia máxima que os gases de exaustão podem ceder a água, a temperatura de saída da água pode ser calculada a partir da equação seguinte

$$T_{h, saida} = T_{h, entrada} + \frac{Q_{real}}{C_h} = 21 + \frac{1900W}{60 \frac{W}{K}} = 53^{\circ}C$$

Assim, aproveitando todo calor cedido pelos gases de exaustão, é possível elevar a temperatura da água de 21°C para 53°C com uma vazão de 52l/h.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com a parte teórica apresentada juntamente com o procedimento de teste, foi possível perceber os resultados.

Para atender um banho diário de dez minutos para uma família de cinco pessoas é necessário que seja aproveitado dos gases de exaustão uma quantidade de calor de 1495W, ou seja, necessitando para o sistema estudado 18,8m de tubo de cobre com diâmetro de Ø7,94mm.

Para suprir a necessidade, com os gases de exaustão entrando na chaminé com 160° e vazão de 97m³/h, e a água entrando com 20°C e saído à 50°C com vazão de 43,2l/h, através das equações apresentadas, foi determinado um coeficiente global de transferência de calor de 41W/m²K e uma área superficial para a troca de calor de 0,3875m², esta área para um tubo flexível de cobre com Ø7,94mm de diâmetro, são necessários aproximadamente 15,5m de comprimento. Valor determinado sem considerar a resistência adicional pelo fator de incrustação e também não foi considerado a resistência térmica pela espessura do tubo de cobre.

Temperatura média dos gases de exaustão (durante o teste) deixam o utensílio doméstico (fogão a lenha) a 154°C saindo da chaminé a uma temperatura de 54°C e velocidade média de 0,9m/s consequentemente tendo uma vazão de exaustão de 68kg/h. Esta vazão e diferença de temperatura fornece uma quantidade de calor bruta de 1900W, ou seja, no momento são desperdiçados 1900W de energia dos gases de exaustão do fogão a lenha todos os dias. Essa energia desperdiçada pelos gases de exaustão pode variar de acordo com o tipo de lenha utilizada para alimentação do fogão e também o seu teor de umidade. Durante o teste a água elevou sua temperatura de 21°C à 46°C com uma vazão média de 52l/h.

Outro ponto observado foi a redução da velocidade dos gases de exaustão na saída da chaminé durante o teste, mesmo com a redução da velocidade, os gases de exaustão continuaram escoando pela chaminé não retornando para a boca de alimentação, o sistema de exaustão dos gases continuou funcionando perfeitamente sem necessidade do uso de exaustor.

Com o teste realizado obteve-se um coeficiente global de transferência de calor próximo do calculado teoricamente, mas obteve-se uma diferença no diferencial de temperatura logarítmica devido a menor vazão mássica dos gases de exaustão durante o teste.

Ocorrendo que para transferência de 1495W dos gases de exaustão para água, seja necessário 18,8m de comprimento de tubo de cobre com Ø7,94mm de diâmetro.

O consumo de lenha para combustão não teve um aumento, justamente pelo fato da serpentina ser instalada na chaminé onde a energia dos gases de exaustão é aproveitada. Em média são consumidos 1,7kg/h de lenha para alimentação do fogão.

5. CONCLUSÃO

Foi realizado levantamento dos dados e informações na residência em estudo. Com o fogão em pleno funcionamento obteve-se os dados para os cálculos iniciais onde os gases de exaustão entravam na chaminé com uma temperatura média de 160°C e saíam com uma temperatura de 60°C e velocidade de 1,3m/s totalizando uma vazão mássica de 97kg/h.

A quantidade de água a ser aquecida para a residência em estudo totalizou 216 litros de água quente por dia, atendendo um banho diário para cinco pessoas. O cálculo foi realizado a partir da linha hidráulica do chuveiro existente.

A energia necessária para elevar 216 litros de água de 20° à 50°C, aproveitando a energia dos gases de exaustão é de aproximadamente 1495W.

Para conseguir transferir 1495W de calor dos gases de exaustão, foi dimensionado uma serpentina de cobre de Ø7,94mm de diâmetro em formato de hélice simples, totalizando um comprimento 15,5m. Através do teste notou-se que a área superficial para troca térmica calculada, ou seja, os 15,5m de comprimento para o tubo não eram suficientes para absorver 1495W de calor dos gases de exaustão.

O comprimento total do tubo de cobre com Ø7,94mm, necessário para absorver 1500W de calor dos gases de exaustão durante o teste, foi de 18,8m, em formato de serpentina de hélice simples.

A quantidade total de energia que pode ser aproveitado dos gases de exaustão chega a aproximadamente 1900W, isso tendo como base o teste prático feito, onde a temperatura dos gases de exaustão na entrada da chaminé eram de 154°C e a temperatura de saída de 54°C com vazão mássica de 68kg/h.

Os objetivos do estudo foram alcançados, analisando a serpentina como alternativa para aproveitamento da energia térmica desperdiçada pelos gases de exaustão do fogão a lenha.

Como o fogão a lenha é utilizado para outros fins, dentre eles a cocção de alimentos, fica notável através do teste que o sistema é capaz de aquecer uma quantidade de água considerável e que se utilizado para banho pode reduzir a utilização de energia elétrica para o aquecimento de água.

5.1 CONTRIBUIÇÕES

A contribuição científica pretendida com este trabalho reside no fato de que possa

contribuir para futuras pesquisas quanto ao aproveitamento de energias alternativas e também pelo fato de que o sistema pode ser instalado em residências onde exista o uso de fogão a lenha.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

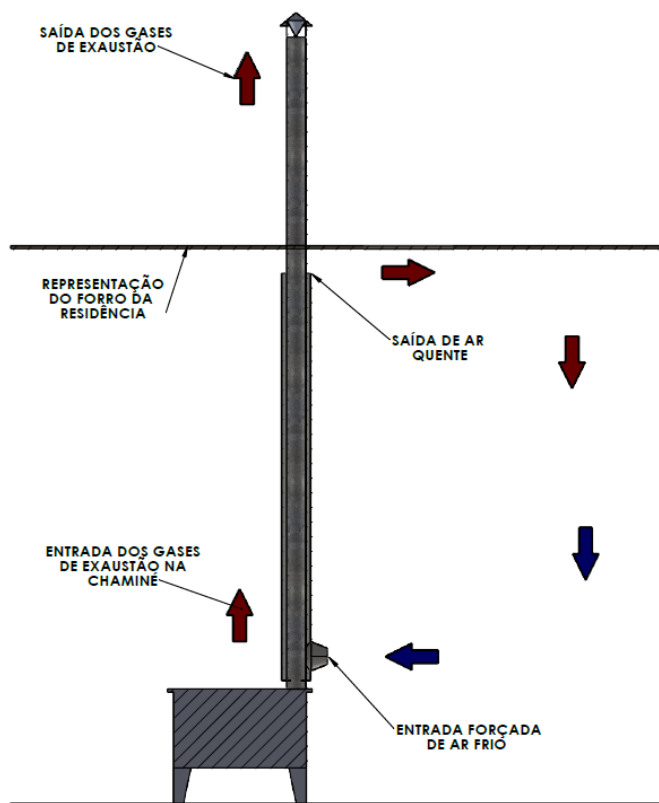
Possíveis trabalhos futuros podem ser realizados para complementação do presente estudo. Como por exemplo a viabilidade de instalação do sistema proposto com tubulações adequadas e reservatório térmico adequadamente dimensionado.

Outro exemplo é fazer um estudo para cálculo do fator de incrustação sobre a superfície externa da serpentina onde escoam os gases de exaustão.

Mais uma possibilidade é a análise do sistema de aquecimento com trocador de calor para chaminé em conjunto com um aquecedor solar.

Outra possibilidade é um estudo sobre um sistema de aquecimento de ambiente, também utilizando o calor dos gases de exaustão da chaminé, conforme indicado na representação a seguir.

Figura 16: Esquema para aquecimento de ambiente utilizando fogão a lenha



Fonte: Autor

REFERÊNCIAS

- ANEEL, A. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. Brasília, 2002.
- BORGES, T. P. **Fogão a Lenha de Combustão Limpa**. Dissertação, Dissertação (Dissertação em engenharia mecânica) UNICAMP, Campinas, 1994.
- BORGNAKKE, C., & SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: Blucher, 2013.
- BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- ÇENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2012.
- CIVIDINI, M. J. **ESTUDO DE UM SISTEMA MISTO DE APROVEITAMENTO DE ENERGIA TÉRMICA PROVENIENTE DA COMBUSTÃO DE BIOMASSA LENHOSA E ENERGIA SOLAR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA** Monografia (Monografia em Engenharia Mecânica) - UTFPR, Pato Branco, 2017.
- Empresa de Pesquisa Energética. **Matriz Energética e Elétrica**. Fonte: Empresa de Pesquisa Energética: <http://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica> 02 de 10 de S/DATA.
- FEDRIGO, N. S., GHISI, E., & LAMBERTS, R. **USOS FINAIS DE ENERGIA ELÉTRICA NO SETOR RESIDENCIAL**. Florianópolis, 2009.
- FERREIRA, M. C. **Consumo Doméstico de Biomassa Lenhosa e Emissões Atmosféricas na Cidade de Bragança**. Bragança: Dissertação apresentada à Escola Superior Agrária de Bragança para obtenção de Grau de Mestre em Tecnologia Ambiental, 2012.
- Folha de S.Paulo. **Com alta do gás, 1,2 mi domicílios apelaram a lenha ou carvão em 2017**. Acesso em 21 de 09 de 2018, disponível em Folha de S.Paulo: https://www1.folha.uol.com.br/mercado/2018/04/com-alta-do-gas-12-mi-domicilios-apelaram-a-lenha-ou-carvao-em-2017.shtml?utm_source=folha&utm_medium=site&utm_campaign=topicos, (26 de 04 de 2018).
- GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. São Paulo: ATLAS S.A. (2002).
- GOLDEMBERG, J., & LUCON, O. **Energias renováveis: um futuro sustentável**. Revista Universidade de São Paulo, 15, 2007.
- INCROPERA, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KERN, D. Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan S.A.

1987.

MARCONI, M. A., & LAKATOS, E. M. **Fundamentos de Metodologia Científica**. São Paulo: ATLAS S.A. 2003.

MARTINELLI Jr., L. C. **Estudo de um Sistema Misto de Aproveitamento de Energia Térmica Proveniente da Combustão de Biomassa Lenhosa e Energia Solar Para Aquecimento de Água**. Pato Branco, 2017.

MULLER, M. D. **Produção de madeira para geração de energia elétrica numa plantação clonal de eucalipto em Itamarandiba, MG**. Viçosa, Minas Gerais: UFV, 2005.

QUIRINO, W. F. **Poder calorífico da madeira e de materiais ligno-celulósicos**. *Revista da Madeira*, 12, 2005.

REGUEIRA, T. M. **Comparação Entre a Eficiência de Dois Modelos de Fogão a Lenha e Seus Impactos Sobre o Desmatamento da Caatinga**. Monografia (GRADUAÇÃO), Recife, 2010.

SANGA, G. A. **Avaliação de impactos de tecnologias limpas e substituição de combustíveis para cocção em residências urbanas na Tanzânia**. Campinas: UEC, 2004.

STOECKER, W. F., & JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

YIN, R. K. **Estudo de Caso Planejamento e Métodos**. Porto Alegre: Bookman, 2001.

ANEXOS

ANEXO 1 - Propriedades do ar a 1 atm depresso

TABELA A-15

Propriedades do ar a 1 atm de pressão

Temp. T , °C	Densidade ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , J/kg · K	Condutividade térmica k , W/m · K	Difusividade térmica α , m ² /s ²	Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s	Viscosidade cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-5}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-6}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1,002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-6}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1,004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-6}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1,005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-6}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1,006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-6}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1,006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-6}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1,006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-6}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1,006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-6}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1,007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-6}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1,007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-6}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1,007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-6}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1,007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-6}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1,007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-6}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1,007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-6}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1,007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-6}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1,007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-6}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1,007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-6}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1,007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-6}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1,008	0,02953	$2,931 \times 10^{-5}$	$2,096 \times 10^{-6}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1,008	0,03024	$3,086 \times 10^{-5}$	$2,139 \times 10^{-6}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1,009	0,03095	$3,243 \times 10^{-5}$	$2,181 \times 10^{-6}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1,011	0,03235	$3,565 \times 10^{-5}$	$2,264 \times 10^{-6}$	$2,522 \times 10^{-5}$	0,7073
140	0,8542	1,013	0,03374	$3,898 \times 10^{-5}$	$2,345 \times 10^{-6}$	$2,745 \times 10^{-5}$	0,7041
160	0,8148	1,016	0,03511	$4,241 \times 10^{-5}$	$2,420 \times 10^{-6}$	$2,976 \times 10^{-5}$	0,7014
180	0,7788	1,019	0,03646	$4,593 \times 10^{-5}$	$2,504 \times 10^{-6}$	$3,212 \times 10^{-5}$	0,6992
200	0,7459	1,023	0,03779	$4,954 \times 10^{-5}$	$2,577 \times 10^{-6}$	$3,455 \times 10^{-5}$	0,6974
250	0,6746	1,033	0,04104	$6,890 \times 10^{-5}$	$2,760 \times 10^{-6}$	$4,091 \times 10^{-5}$	0,6946
300	0,6158	1,044	0,04418	$6,871 \times 10^{-5}$	$2,934 \times 10^{-6}$	$4,765 \times 10^{-5}$	0,6935
350	0,5664	1,056	0,04721	$7,892 \times 10^{-5}$	$3,101 \times 10^{-6}$	$5,475 \times 10^{-5}$	0,6937
400	0,5243	1,069	0,05015	$8,951 \times 10^{-5}$	$3,261 \times 10^{-6}$	$6,219 \times 10^{-5}$	0,6948
450	0,4880	1,081	0,05298	$1,004 \times 10^{-4}$	$3,415 \times 10^{-6}$	$6,997 \times 10^{-5}$	0,6965
500	0,4565	1,093	0,05572	$1,117 \times 10^{-4}$	$3,563 \times 10^{-6}$	$7,806 \times 10^{-5}$	0,6986
600	0,4042	1,115	0,06093	$1,352 \times 10^{-4}$	$3,846 \times 10^{-6}$	$9,515 \times 10^{-5}$	0,7037
700	0,3627	1,135	0,06581	$1,598 \times 10^{-4}$	$4,111 \times 10^{-6}$	$1,133 \times 10^{-4}$	0,7092
800	0,3289	1,153	0,07037	$1,855 \times 10^{-4}$	$4,362 \times 10^{-6}$	$1,326 \times 10^{-4}$	0,7149
900	0,3008	1,169	0,07465	$2,122 \times 10^{-4}$	$4,600 \times 10^{-6}$	$1,529 \times 10^{-4}$	0,7206
1.000	0,2772	1,184	0,07858	$2,398 \times 10^{-4}$	$4,826 \times 10^{-6}$	$1,741 \times 10^{-4}$	0,7260
1.500	0,1990	1,234	0,09599	$3,908 \times 10^{-4}$	$5,817 \times 10^{-6}$	$2,922 \times 10^{-4}$	0,7478
2.000	0,1553	1,264	0,11113	$5,664 \times 10^{-4}$	$6,630 \times 10^{-6}$	$4,270 \times 10^{-4}$	0,7539

Nota: Para gases ideais, as propriedades c_p , k , μ e Pr são independentes da pressão. As propriedades ρ , ν e α na pressão P (em atm) diferente de 1 atm são calculadas multiplicando-se os valores de μ na temperatura dada por P e dividindo ν e α por P .

Fonte: Dados gerados a partir do programa EES desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. Fontes originais: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984; and Thermophysical Properties of Matter, v. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, v. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena and P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

ANEXO 2 - Propriedades da água saturada

TABELA A-9

Propriedades da água saturada

Temp. T, °C	Pressão de saturação P _{sat} , kPa	Densidade de ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporização h _{fg} , kJ/kg	Calor específico c _p , kJ/kg · K		Condutividade térmica k, W/m · K		Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansão volumétrica β , 1/K líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0,01	0,6113	999,8	0,0048	2.501	4.217	1.854	0,561	0,0171	$1,792 \times 10^{-3}$	$0,922 \times 10^{-8}$	13,5	1,00	$-0,068 \times 10^{-3}$
5,0	8721	999,9	0,0068	2.490	4.205	1.857	0,571	0,0173	$1,519 \times 10^{-3}$	$0,934 \times 10^{-8}$	11,2	1,00	$0,015 \times 10^{-3}$
10	1,2276	999,7	0,0094	2.478	4.194	1.862	0,580	0,0176	$1,307 \times 10^{-3}$	$0,946 \times 10^{-8}$	9,45	1,00	$0,733 \times 10^{-3}$
15	1,7051	999,1	0,0128	2.466	4.185	1.863	0,589	0,0179	$1,138 \times 10^{-3}$	$0,959 \times 10^{-8}$	8,09	1,00	$0,138 \times 10^{-3}$
20	2,339	998,0	0,0173	2.454	4.182	1.867	0,598	0,0182	$1,002 \times 10^{-3}$	$0,973 \times 10^{-8}$	7,01	1,00	$0,195 \times 10^{-3}$
25	3,169	997,0	0,0231	2.442	4.180	1.870	0,607	0,0186	$0,891 \times 10^{-3}$	$0,987 \times 10^{-8}$	6,14	1,00	$0,247 \times 10^{-3}$
30	4,246	996,0	0,0304	2.431	4.178	1.875	0,615	0,0189	$0,798 \times 10^{-3}$	$1,001 \times 10^{-8}$	5,42	1,00	$0,294 \times 10^{-3}$
35	5,628	994,0	0,0397	2.419	4.178	1.880	0,623	0,0192	$0,720 \times 10^{-3}$	$1,016 \times 10^{-8}$	4,83	1,00	$0,337 \times 10^{-3}$
40	7,384	992,1	0,0512	2.407	4.179	1.885	0,631	0,0196	$0,653 \times 10^{-3}$	$1,031 \times 10^{-8}$	4,32	1,00	$0,377 \times 10^{-3}$
45	9,593	990,1	0,0655	2.395	4.180	1.892	0,637	0,0200	$0,596 \times 10^{-3}$	$1,046 \times 10^{-8}$	3,91	1,00	$0,415 \times 10^{-3}$
50	12,35	988,1	0,0831	2.383	4.181	1.900	0,644	0,0204	$0,547 \times 10^{-3}$	$1,062 \times 10^{-8}$	3,55	1,00	$0,451 \times 10^{-3}$
55	15,76	985,2	0,1045	2.371	4.183	1.908	0,649	0,0208	$0,504 \times 10^{-3}$	$1,077 \times 10^{-8}$	3,25	1,00	$0,484 \times 10^{-3}$
60	19,94	983,3	0,1304	2.359	4.185	1.916	0,654	0,0212	$0,467 \times 10^{-3}$	$1,093 \times 10^{-8}$	2,99	1,00	$0,517 \times 10^{-3}$
65	25,03	980,4	0,1614	2.346	4.187	1.926	0,659	0,0216	$0,431 \times 10^{-3}$	$1,110 \times 10^{-8}$	2,75	1,00	$0,548 \times 10^{-3}$
70	31,19	977,6	0,1983	2.334	4.190	1.936	0,663	0,0221	$0,404 \times 10^{-3}$	$1,126 \times 10^{-8}$	2,55	1,00	$0,578 \times 10^{-3}$
75	38,58	974,7	0,2421	2.321	4.193	1.948	0,667	0,0225	$0,378 \times 10^{-3}$	$1,142 \times 10^{-8}$	2,38	1,00	$0,607 \times 10^{-3}$
80	47,39	971,8	0,2935	2.309	4.197	1.962	0,670	0,0230	$0,355 \times 10^{-3}$	$1,159 \times 10^{-8}$	2,22	1,00	$0,653 \times 10^{-3}$
85	57,83	968,1	0,3536	2.296	4.201	1.977	0,673	0,0235	$0,333 \times 10^{-3}$	$1,176 \times 10^{-8}$	2,08	1,00	$0,679 \times 10^{-3}$
90	70,14	965,3	0,4235	2.283	4.206	1.993	0,675	0,0240	$0,315 \times 10^{-3}$	$1,193 \times 10^{-8}$	1,96	1,00	$0,702 \times 10^{-3}$
95	84,55	961,5	0,5045	2.270	4.212	2.010	0,677	0,0246	$0,297 \times 10^{-3}$	$1,210 \times 10^{-8}$	1,85	1,00	$0,716 \times 10^{-3}$
100	101,33	957,9	0,5978	2.257	4.217	2.029	0,679	0,0251	$0,282 \times 10^{-3}$	$1,227 \times 10^{-8}$	1,75	1,00	$0,759 \times 10^{-3}$
110	143,27	950,6	0,8263	2.230	4.229	2.071	0,682	0,0262	$0,255 \times 10^{-3}$	$1,261 \times 10^{-8}$	1,58	1,00	$0,798 \times 10^{-3}$
120	198,53	943,4	1.121	2.203	4.244	2.120	0,683	0,0275	$0,232 \times 10^{-3}$	$1,296 \times 10^{-8}$	1,44	1,00	$0,858 \times 10^{-3}$
130	270,1	934,6	1.496	2.174	4.263	2.177	0,684	0,0288	$0,213 \times 10^{-3}$	$1,330 \times 10^{-8}$	1,33	1,01	$0,913 \times 10^{-3}$
140	361,3	921,7	1.965	2.146	4.286	2.244	0,683	0,0301	$0,197 \times 10^{-3}$	$1,365 \times 10^{-8}$	1,24	1,02	$0,979 \times 10^{-3}$
150	475,8	916,6	2.546	2.114	4.311	2.314	0,682	0,0316	$0,183 \times 10^{-3}$	$1,399 \times 10^{-8}$	1,16	1,02	$1,025 \times 10^{-3}$
160	617,8	901,4	3.256	2.083	4.340	2.420	0,680	0,0331	$0,170 \times 10^{-3}$	$1,434 \times 10^{-8}$	1,09	1,05	$1,145 \times 10^{-3}$
170	791,7	897,7	4.119	2.050	4.370	2.490	0,677	0,0347	$0,160 \times 10^{-3}$	$1,468 \times 10^{-8}$	1,03	1,05	$1,178 \times 10^{-3}$
180	1.002,1	887,3	5.153	2.015	4.410	2.590	0,673	0,0364	$0,150 \times 10^{-3}$	$1,502 \times 10^{-8}$	0,983	1,07	$1,210 \times 10^{-3}$
190	1.254,4	876,4	6.388	1.979	4.460	2.710	0,669	0,0382	$0,142 \times 10^{-3}$	$1,537 \times 10^{-8}$	0,947	1,09	$1,280 \times 10^{-3}$
200	1.553,8	864,3	7.852	1.941	4.500	2.840	0,663	0,0401	$0,134 \times 10^{-3}$	$1,571 \times 10^{-8}$	0,910	1,11	$1,350 \times 10^{-3}$
220	2.318	840,3	11,60	1.859	4.610	3.110	0,650	0,0442	$0,122 \times 10^{-3}$	$1,641 \times 10^{-8}$	0,865	1,15	$1,520 \times 10^{-3}$
240	3.344	811,7	16,73	1.767	4.760	3.520	0,632	0,0487	$0,111 \times 10^{-3}$	$1,712 \times 10^{-8}$	0,836	1,24	$1,720 \times 10^{-3}$
260	4.688	783,7	23,69	1.663	4.970	4.070	0,609	0,0540	$0,102 \times 10^{-3}$	$1,788 \times 10^{-8}$	0,832	1,35	$2,000 \times 10^{-3}$
280	6.412	750,8	33,15	1.544	5.280	4.835	0,581	0,0605	$0,094 \times 10^{-3}$	$1,870 \times 10^{-8}$	0,854	1,49	$2,380 \times 10^{-3}$
300	8.581	713,8	46,15	1.405	5.750	5.980	0,548	0,0695	$0,086 \times 10^{-3}$	$1,965 \times 10^{-8}$	0,902	1,69	$2,950 \times 10^{-3}$
320	11.274	667,1	64,57	1.239	6.540	7.900	0,509	0,0836	$0,078 \times 10^{-3}$	$2,084 \times 10^{-8}$	1,00	1,97	
340	14.566	610,5	92,62	1.028	8.240	11.870	0,469	0,110	$0,070 \times 10^{-3}$	$2,255 \times 10^{-8}$	1,23	2,43	
360	18.651	526,3	144,0	720	14.690	25.800	0,427	0,178	$0,060 \times 10^{-3}$	$2,571 \times 10^{-8}$	2,06	3,73	
374,14	22.090	317,0	317,0	0	—	—	—	—	$0,043 \times 10^{-3}$	$4,313 \times 10^{-8}$			

Nota 1: A viscosidade cinemática ν e a difusividade térmica α podem ser calculadas a partir de suas definições, $\nu = \mu/\rho$ e $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. As temperaturas de 0,01 °C, 100 °C e 374,14 °C são as dos pontos triplo de ebulição e crítico da água, respectivamente. As propriedades listadas acima (exceto a densidade de vapor) podem ser usadas em qualquer pressão com erro desprezível, exceto em temperaturas perto do ponto crítico.

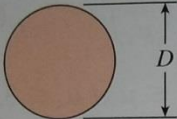
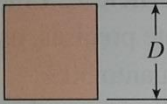
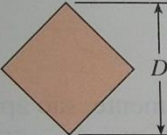
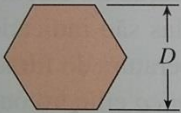
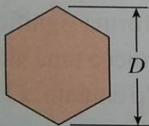
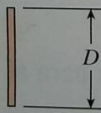
Nota 2: A unidade kJ/kg °C para o calor específico é equivalente a kJ/kg K, e a unidade W/m °C para condutividade térmica é equivalente a W/m K.

Fonte: Os dados de viscosidade e condutividade térmica foram obtidos a partir de J. V. Sengers e J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291–1322. Outros dados foram obtidos a partir de várias fontes ou são calculados.

ANEXO 3 - Tabela de Nusselt médio para convecção forçada sobre cilindros

TABELA 7-1

Correlações empíricas do número de Nusselt médio para convecção forçada sobre cilindros circulares e não circulares em escoamento cruzado (de Zukauskas, 1972 e Jakob, 1949)

Seção transversal do cilindro	Fluido	Faixa de Re	Número de Nusselt
Círculo 	Gás ou líquido	0,4-4 4-40 40-4.000 4.000-40.000 40.000-400.000	$Nu = 0,989Re^{0,330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,911Re^{0,385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,683Re^{0,466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,193Re^{0,618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,027Re^{0,805} Pr^{1/3}$
Quadrado 	Gás	5.000-100.000	$Nu = 0,102Re^{0,675} Pr^{1/3}$
Quadrado (inclinado a 45°) 	Gás	5.000-100.000	$Nu = 0,246Re^{0,588} Pr^{1/3}$
Hexágono 	Gás	5.000-100.000	$Nu = 0,153Re^{0,638} Pr^{1/3}$
Hexágono (inclinado a 45°) 	Gás	5.000-19.500 19500-100000	$Nu = 0,160Re^{0,638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,0385Re^{0,782} Pr^{1/3}$
Placa vertical 	Gás	4.000-15.000	$Nu = 0,228Re^{0,731} Pr^{1/3}$
Elipse 	Gás	2.500-15.000	$Nu = 0,248Re^{0,612} Pr^{1/3}$

ANEXO 3 – Gráfico do fator de correção (F) para trocadores de calor

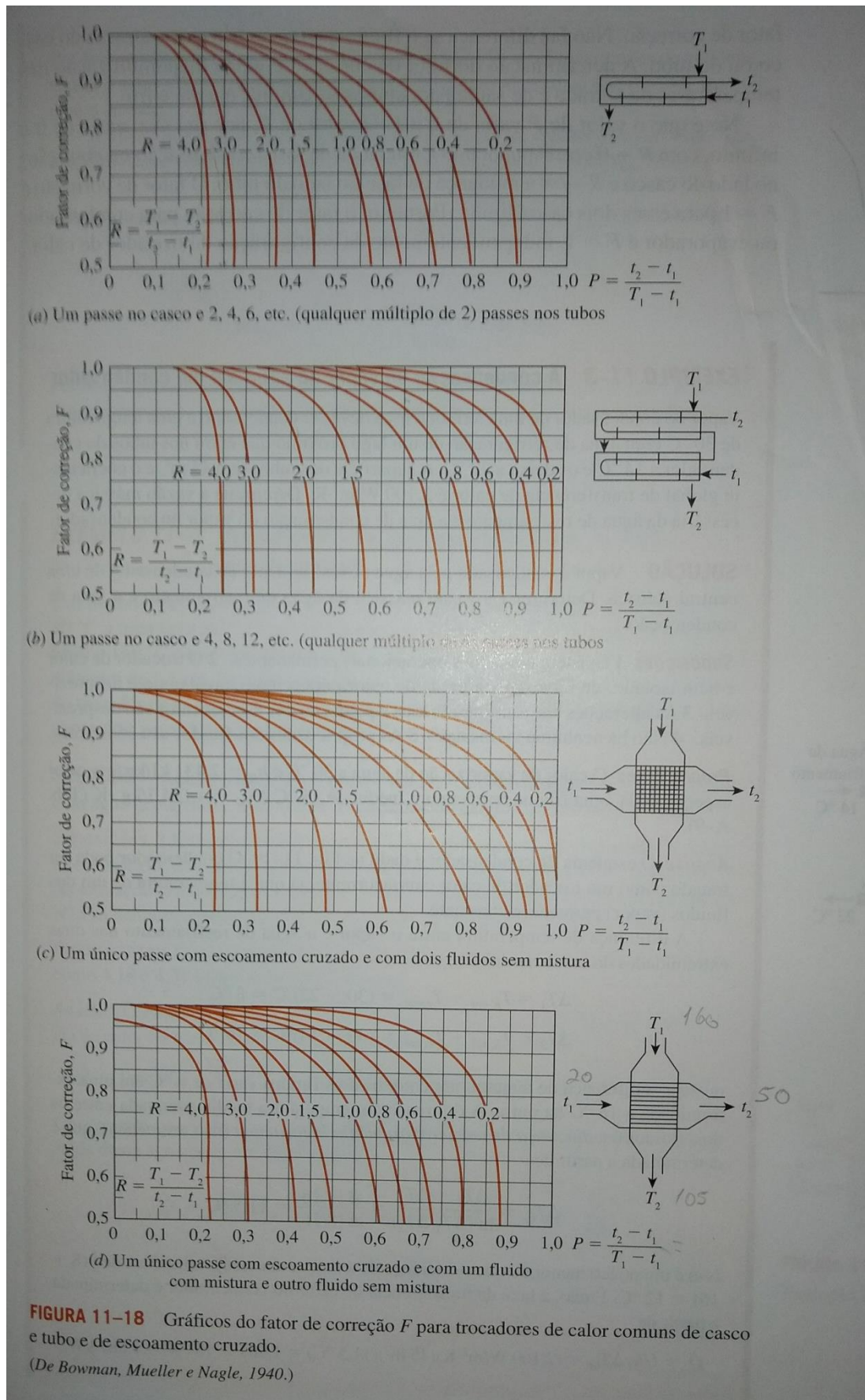


FIGURA 11-18 Gráficos do fator de correção F para trocadores de calor comuns de casco e tubo e de escoamento cruzado.

(De Bowman, Mueller e Nagle, 1940.)