

**UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PROJETOS E PROCESSOS DE  
FABRICAÇÃO - MESTRADO PROFISSIONAL**

**Gleber Dall' Agnol**

**AVALIAÇÃO DE UMA ESTUFA EM RELAÇÃO AO TEMPO DE  
PROCESSAMENTO TÉRMICO DE EMBUTIDOS**

Passo Fundo

2015

**Gleber Dall' Agnol**

**AVALIAÇÃO DE UMA ESTUFA EM RELAÇÃO AO TEMPO DE  
PROCESSAMENTO TÉRMICO DE EMBUTIDOS**

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Portella

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo

2015

# **AVALIAÇÃO DE UMA ESTUFA EM RELAÇÃO AO TEMPO DE PROCESSAMENTO TÉRMICO DE EMBUIDOS**

**por**

**Gleber Dall' Agnol**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Faculdade de Engenharia e Arquitetura, como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de:

**Mestre em Projeto e Processos de Fabricação**

Comitê de Avaliação:

Professor Doutor José Antonio Portella (Orientador)

UPF – Universidade de Passo Fundo

PPGPPF – Programa de Pós-Graduação Em Projeto e Processos de Fabricação

Professor Doutor Cristiano Vitorino da Silva

URI – Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões – Campus Erechim

Professor Doutor Nilson Luiz Maziero

UPF – Universidade de Passo Fundo

PPGPPF – Programa de Pós-Graduação Em Projeto e Processos de Fabricação

Professor Doutor Luís Edson Saraiva

UPF – Universidade de Passo Fundo

Passo Fundo, 17 de abril de 2015

*Dedico este trabalho a todos os meus familiares, amigos (as) e professores que de alguma forma contribuíram para mais esta etapa que se conclui em minha vida. Agradeço a Deus por tudo e por todos.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus acima de tudo, pois sigo sempre em frente sem temer mal algum.

Agradeço a minha família, esposa, pai, mãe e irmã por estarem sempre presentes em minha vida, dando-me força, apoio e motivação para o futuro.

Agradeço aos professores deste curso, pela dedicação e comprometimento.

Agradeço muito ao meu orientador, pela ajuda, amizade e conhecimentos a mim repassados.

Agradeço aos meus amigos e amigas, por me ajudarem de alguma forma. **MUITO OBRIGADO A TODOS.**

*"Não existem sonhos impossíveis para aqueles que realmente acreditam que o poder realizador reside no interior de cada ser humano, sempre que alguém descobre esse poder algo antes considerado impossível se torna realidade."*

*(Albert Einstein)*

## RESUMO

Este trabalho teve por objetivo a avaliação de uma estufa em relação ao tempo de processamento térmico de embutidos. O produto industrializado utilizado para a avaliação foi salsicha. Esta avaliação visa a redução do tempo de cozimento do produto (que está diretamente ligado à temperatura), aplicando os métodos de transferência de calor na estufa. Para avaliar a troca térmica foram encontrados os coeficientes convectivos de transferência de calor. O processo de cozimento do produto possui 4 etapas com tempos e temperaturas diferentes. Através dos cálculos de transferência de calor todas as etapas demonstraram acréscimo de temperatura e ao fim do processo de cozimento a temperatura superou a mínima estabelecida. Os resultados teóricos de transferência de calor calculados se mostraram satisfatórios, demonstrando que a estufa atende as necessidades estipuladas pelo processo, confirmado que a temperatura no centro do produto (salsicha) ultrapassa a temperatura mínima de 72°C. Os dados de temperatura coletados na prática apresentaram uma diferença de 10% em relação aos calculados, resultando, no final do processo, uma melhora de 35% no tempo de cozimento.

Palavras-chaves: Transferência de calor. Coeficientes de transferência de calor convectivos. Redução no tempo de cozimento. Salsicha.

## ABSTRACT

This study aimed to assess an industrial oven regarding the thermal processing time of cold meats. The industrial product to be assessed was sausage. This review aims the reduction of cooking time of the product (which is directly related to temperature), employing methods of heat transfer in the industrial oven. To assess heat transfer, convective heat transfer coefficients were found. The cooking process of the product has four steps with different times and temperatures. Heat transfer calculations showed temperature increase in all of the steps, and at the end of the cooking process, temperature exceeded the minimum determined. The calculated theoretical heat transfer results were satisfactory, showing that the industrial oven meets the requirements established by the process and confirming that the core temperature of the product (sausage) exceeds the minimum temperature of 72 °C. Temperature data collected showed a difference of 10% in relation to the ones calculated, which resulted, at the end of the process, on the improvement of 35% in cooking time.

Keywords: Heat Transfer. Convective heat transfer coefficients. Reduction of cooking time. Sausage.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Parâmetros para a Equação (2), placa infinita e cilindro infinito.....	21
Figura 2- Estufa de cozimento de alvenaria. ....	26
Figura 3 - Estufa de cozimento inox.....	27
Figura 4 - Estufa de cozimento continua. ....	28
Figura 5 - Cutter. ....	30
Figura 6 - Embutimento automático de salsicha. ....	31
Figura 7 - Carrinhos com salsicha. ....	31
Figura 8 - Transferência de calor por condução. ....	33
Figura 9 - Fluido escoando em uma placa aquecida.....	33
Figura 10 - Transferência de calor por radiação.....	34
Figura 11 - Representação de uma resistência térmica de uma parede. ....	35
Figura 12 - Perfil de temperatura ao longo de uma parede plana.....	36
Figura 13 - Cilindro submetido a uma diferença de temperatura. ....	37
Figura 14 - Resfriamento de um material. ....	39
Figura 15 - Influência do número de Biot na distribuição de temperatura.....	40
Figura 16 - Distribuição de temperaturas numa superfície plana de espessura $2L$ . ....	43
Figura 17 - Distribuição de temperaturas num cilindro de comprimento infinito.....	44
Figura 18 - Camada limite de velocidade. ....	46
Figura 19 - Camada limite térmica. ....	46
Figura 20 - Camada limite de concentração. ....	47
Figura 21 - Zona de transição do escoamento de uma placa. ....	48
Figura 22 - Escoamento interno em um tubo. ....	49
Figura 23 - Transferência de calor na diferença de temperatura de mistura. ....	51
Figura 24 - Influência do aquecimento no perfil de velocidade em escoamento laminar. ....	52
Figura 25 - Esboço de uma matriz em escoamento cruzado. ....	54
Figura 26 - Matriz tubular. (a) alinhado. (b) Alternado.....	54
Figura 27 - Matriz tubular alinhada. ....	57
Figura 28 - Matriz tubular alternada.....	57
Figura 29 - Estufa de cozimento.....	59
Figura 30 - Estufa de cozimento com todos os seus componentes.....	60
Figura 31 - Estufa de cozimento, estrutura geral, ventilador e duto central.....	60

Figura 32 - Estufa de cozimento, distribuidor de ar, bocal de sucção de ar e chaminé.....	61
Figura 33 - Estufa de cozimento, exaustor, caixas de armazenagem do trocador de calor e o trocador de calor. ....	61
Figura 34 - Estufa de cozimento, portas do sistema. ....	62
Figura 35 - Bocal de sucção antigo, com diferença de distância entre os bocais. ....	63
Figura 36 - Novo bocal de sucção. ....	64
Figura 37 - Duto central de ar conectado aos bocais de saída de ar. ....	64
Figura 38 - Desmontagem parcial do ventilador. ....	65
Figura 39 - Desmontagem do trocador de calor. ....	65
Figura 40 - Portas da estufa. ....	66
Figura 41 - Trocador de calor, feixe de tubos alternados. ....	67
Figura 42 - Acréscimo de temperatura do ar em relação à vazão do ventilador. ....	73
Figura 43 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, primeira etapa de cozimento. ....	75
Figura 44 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, segunda etapa de cozimento. ....	76
Figura 45 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, terceira etapa de cozimento. ....	77
Figura 46 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, quarta etapa de cozimento. ....	78
Figura 47- Variação dos coeficientes de transferência de calor. ....	79
Figura 48 - Processo de cozimento antes das avaliações.....	80
Figura 49 - Processo de cozimento após avaliações.....	81
Figura 50 - Comparativo de cozimento, entre dados teóricos e dados práticos. ....	82

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Propriedades do ar a temperatura de 40°C. ....	68
Tabela 2 - Constantes para determinação do coeficiente de transferência de calor. ....	70
Tabela 3 - Dados para calcular o número de Biot e tempo em relação á temperatura do produto.....	71
Tabela 4 - Dados calculados e obtidos na prática.....	74
Tabela 5 - Dados para cálculo do coeficiente de película doar com o produto. ....	74
Tabela 6 - Valores dos cálculos referenrete a Figura 43. ....	75
Tabela 7 - Valores calculados referentes a Figura 44.....	76
Tabela 8- Cálculos referentes à Figura 45. ....	77
Tabela 9- Cálculos referentes à Figura 46. ....	78
Tabela 10 - Dados experimentais medidos antes das avaliações.....	80

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

MAPA	Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento
CMS	Carne Mecanicamente Separada

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área, m <sup>2</sup>
$Bi$	Número de Biot
$C_p$	Calor específico, (J/kg.K)
$D$	Diâmetro, m
$Fo$	Número de Fourier
$h$	Coefficiente de transferência de calor, W/(m <sup>2</sup> .K)
$\bar{h}$	Coefficiente médio de transferência de calor, W/(m <sup>2</sup> .K)
$L$	Comprimento, m
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
$Nu$	Número de Nusselt
$\overline{Nu}$	Número de Nusselt médio
$Pr$	Número de Prandtl
$q$	Taxa de transferência de calor, W
$\dot{q}$	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, W/m
$R$	Resistência elétrica,
$Re$	Número de Reynolds
$R_o$	Raio inicial, m
$ST$	Espaçamento transversal, m
$SL$	Espaçamento longitudinal, m
$SD$	Espaçamento diagonal, m
$\Delta T$	Diferença de temperatura, K
$T$	Temperatura, K
$T_{s1}$	Temperatura superficial 1, K
$T_{s2}$	Temperatura superficial 2, K
$T_{\infty}$	Temperatura ambiente, K
$T_i$	Temperatura inicial, K
$t$	Tempo, s
$u_{\infty}$	Velocidade do fluido, m/s
$u_m$	Velocidade média do fluido, m/s
$u_{max}$	Velocidade máxima do fluido, m/s

$x$	Distância da borda de ataque, m
$k$	Condutividade térmica, W/(m.K)
$K$	Kelvin, K
$\theta$	Diferença de temperatura, K
$\alpha$	Difusidade térmica, m <sup>2</sup> /s
$\gamma$	Razão dos calores específicos
$\delta$	Espessura da camada limite, m
$\rho$	Densidade, kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosidade, kg/(m.s)
$\pi$	pi

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVO GERAL .....</b>	<b>18</b>
2.1	Objetivos específicos .....	18
<b>3</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>19</b>
3.1	Obtenção dos coeficientes de transferência de calor em fornos de convecção ...	19
3.2	Determinação teórica dos coeficientes de transferência de calor .....	20
3.3	Determinação da transferência de calor em regime transiente .....	20
<b>4</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>24</b>
4.1	Estufas de cozimento .....	24
4.1.1	Estufas de aquecimento direto.....	24
4.1.2	Estufas de aquecimento indireto .....	25
4.1.3	Estufas híbridas .....	25
4.1.4	Estufas de cozimento de embutidos .....	26
4.2	Revisão sobre processo produtivo da salsicha.....	28
4.3	Revisão sobre transferência de calor.....	32
4.4	Revisão sobre condução.....	34
4.4.1	Analogia entre resistência térmica e resistência elétrica na condução de calor.....	35
4.4.2	Paredes planas compostas.....	36
4.4.3	Condução de calor em sistemas radiais .....	37
4.5	Condução de calor em regime transiente .....	39
4.5.1	Método de capacitância global .....	39
4.5.2	Efeitos espaciais no regime de condução transiente .....	42
4.6	Revisão sobre convecção .....	44
4.6.1	Camadas limites da convecção .....	45
4.6.2	Escoamento laminar e turbulento .....	47

4.6.3	Transferência de calor em escoamento interno em tubos.....	50
4.6.4	Transferência de calor em Escoamento externo em matrizes tubulares.....	53
5	MODELAGEM DO PROBLEMA .....	59
5.1	Estufa .....	59
5.2	Desmontagem e verificação dos componentes da estufa .....	62
5.3	Modelo matemático.....	66
5.4	Condições de contorno.....	72
5.5	Metodologia de solução .....	73
5.6	Resultados e discussão .....	80
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....	83
6.1	Sugestões para trabalhos futuros .....	83
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	84
	APÊNDICE A .....	87

## 1 INTRODUÇÃO

Na produção de carne destinada à alimentação humana, os bovinos e suínos, além das aves, são os mais utilizados, quer se destinem ao consumo *in natura* ou às unidades de industrialização. Os produtos industrializados de carne são classificados como salgados ou secos, embutidos (lingüiças, salsichas, etc.) e enlatados. Os embutidos compõem-se basicamente de carne suína ou de carne de aves. Conforme o produto é transformado em massa fina é embutido na forma de salsichas (um exemplo).

O mercado de embutidos tem apresentado significativa expansão e alta competitividade, uma vez que o consumo de produtos cárneos como salsichas, lingüiças, mortadelas e outros, tornou-se parte do hábito alimentar de uma parcela considerável da população.

A secagem e o cozimento são alguns dos mais antigos métodos de preservação de alimentos conhecidos pelo homem, pois possibilita a ação combinada de aumento da temperatura e diminuição da umidade interna dos produtos, diminuindo dessa forma a atividade microbiana. O processo de cozimento possui inúmeras variáveis para otimizar e melhorar as condições do produto, usando uma taxa de transferência de calor elevada, a camada externa do alimento pode ficar alterada (queimada) e as camadas internas cruas, indicando uma falta de sincronização entre a taxa de transferência de calor do ambiente da estufa até a superfície externa e dessa para o interior do produto. Por outro lado, se a taxa de transferência de calor for baixa não ocorrerá à formação da crosta na superfície do produto e as camadas internas sofrerão um processo de desidratação, algumas vezes indesejável. A determinação do tempo ótimo de cozimento, bem como da capacidade do sistema que está sendo utilizado é fundamental para se obter a qualidade do produto que está sendo processado termicamente.

A temperatura no interior do produto varia em função de suas dimensões, formato e do tempo decorrido na operação de cozimento. Em geral, o tempo ótimo de operação de cozimento é função da temperatura para atingir o centro do produto. Avaliar e conhecer os métodos presentes em processos industriais torna a avaliação da estufa, em relação ao tempo de processamento térmico, interessante e motivador.

## **2 OBJETIVO GERAL**

Avaliar uma estufa em relação ao tempo de processamento térmico de embutidos, calculando as trocas térmicas do sistema, utilizando métodos de transferência de calor para verificar as temperaturas do produto em diferentes tempos e etapas do processo.

### **2.1 Objetivos específicos**

Verificar a troca térmica do trocador de calor;

Desmontar e verificar os principais componentes internos da estufa (ventilador, trocador de calor, bocais de distribuição e ar e de sucção;

Avaliar a troca térmica interna da estufa;

Avaliar o tempo de cozimento da estufa, comparando os dados práticos com os teóricos.

### 3 REVISÃO DA LITERATURA

#### 3.1 Obtenção dos coeficientes de transferência de calor em fornos de convecção

Assar, cozinhar e tostar têm sido o alvo de diferentes estudos na busca de melhor conhecer as transformações que envolvem essa operação unitária. Na indústria de panificação e confeitaria, Savoye ET.al. (1992), Sablani et.al. (1998) Baik e Marcote (2002) e Sakin (2005), propuseram modelos matemáticos que permitem simular o processo de forneamento em função da transferência simultânea de calor. Por sua vez, Singh, Akins e Erickson (1984), empregando a transferência simultânea de calor e massa, desenvolveram um modelo matemático que têm por finalidade simular a operação de assar carne. Goñi, e Salvadori (2010), também criaram um modelo que possibilita acompanhar o processo de cozimento da carne que permite avaliar a perda de massa por drenagem, bem como o tempo de cozimento.

Segundo Singh (2006), Wang (2001) e Brent e Singh (2005) é de extrema importância conhecer o meio onde se avalia o coeficiente de transferência de calor, ou seja, no interior do forno ou estufa, e no produto. Nesse particular, os trabalhos de Carson, Willix e North (2006) e Sakin, Kaymak-Ertekim e Ilicali (2009), servem de base para quem pretenda determinar o coeficiente de transferência de calor em fornos de convecção. O primeiro apresenta três métodos para a determinação de coeficientes de transferência de calor no interior desses fornos: O primeiro com base nos dados de temperatura em função do tempo obtidos durante o processo de transferência de calor. O segundo com base nos dados de perda de massa que ocorre em consequência do processo de transferência de calor e o terceiro empregando se sensores que medem o fluxo de calor recebido pelo alimento no interior do forno. O segundo método emprega o modelo de capacitância e a solução da equação geral da condução com base em métodos numéricos para analisar os dados de temperatura em função do tempo obtidos durante o processo de transferência de calor.

O trabalho de Kondjoyan e Daudin (1992) apresenta um método de determinação simultânea dos coeficientes de transferência de calor e massa tendo por base as relações termodinâmicas apresentadas na psicrometria.

### 3.2 Determinação teórica dos coeficientes de transferência de calor

A lei de Newton corresponde á definição do coeficiente individual de transferência de calor quando voltado à difusão molecular associado ao movimento do fluido. No entanto, com o passar do tempo, a lei de Newton foi empregada para representar também o mecanismo de radiação. Quando a convecção e radiação ocorrem simultaneamente e têm a mesma ordem de grandeza, o coeficiente individual de transferência de calor pode ser somado. É importante ressaltar que a lei de Newton, que corresponde à definição do coeficiente de transferência de calor, aplica se em uma interface sólido fluido. Nessa interface, uma análise dos processos de transferência de calor envolvido mostra que o coeficiente individual local de transferência de calor pode ser calculado conhecendo se as propriedades físicas do fluido, a temperatura de aproximação do fluido, a temperatura da superfície do fluido e o gradiente de temperatura do fluido na interface. A Equação (1) demonstra está notação.

$$h = \frac{-k}{T_s - T_\infty} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (1)$$

Essa equação mostra que qualquer grandeza que possa alterar o gradiente de temperatura na origem também afeta o valor de coeficiente de transferência de calor. Dessa forma, as condições de escoamento do fluido, que formam uma camada limite de velocidade e de temperatura sobre a superfície sólida, influenciam fortemente o gradiente de temperatura na superfície  $(\partial T / \partial X)_{x=0}$  e, portanto determinam o valor do coeficiente de transferência de calor. Na modelagem das operações de assar, cozer e tostar, o coeficiente de transferência de calor é freqüentemente empregado nas condições de contorno, uma vez que no interior do alimento o mecanismo é o de condução. Nessas condições é importante levar em conta que o coeficiente de transferência de calor pode estar incorporando todos os processos de transferência de calor que ocorrem na interface alimento meio de aquecimento.

### 3.3 Determinação da transferência de calor em regime transiente

De acordo com Carson, Willix e North (2006), o método mais comum de determinar o coeficiente de transferência de calor em fornos de convecção baseia se na medida de

temperatura em regime transiente. Segundo os autores, esse método envolve o ajuste de um modelo matemático aos dados de verificação de temperatura com o tempo. A partir do ajuste da melhor equação é possível calcular o coeficiente individual de transferência de calor.

Segundo Zanini, Konigk e Leonhardt (2011) as soluções da equação diferencial parcial da condução encontradas na literatura para a placa plana infinita e o cilindro infinito possuem uma mesma forma estrutural, podendo ser representadas por meio da Equação (2).

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} A_n B_n \exp(-C_n t) \quad (2)$$

Nessa equação,  $u$  representa o adimensional de temperatura [ $u = ((T_1 - T) / (T_1 - T_0))$ ] medido no tempo  $t$ .  $A_n$  é o coeficiente constante de cada termo da série que depende do formato do corpo e do número de Biot. O parâmetro  $B_n$  é função do formato do corpo, das ordenadas do ponto de medida, considerando o número de Biot. Já a constante  $C_n$  depende do formato e das propriedades físicas do corpo considerado, do seu tamanho e do número de Biot. A Figura 1 demonstra os parâmetros mencionados pelos autores.

Figura 1 – Parâmetros para a Equação (2), placa infinita e cilindro infinito.

Geometria	Parâmetros da equação		
	$A_n$	$B_n$	$C_n$
Placa plana infinita	$\frac{2 \operatorname{sen} \lambda_n}{\lambda_n + \operatorname{sen} \lambda_n \cos \lambda_n}$	$\cos \left( \frac{\lambda_n x}{r_m} \right)$	$\frac{(\lambda_n)^2 \alpha}{(r_m)^2}$
Cilindro infinito	$\frac{2(Bi)^2}{[(Bi)^2 + (\beta_n)^2] \beta_n J_1(\beta_n)}$	$J_0 \left( \frac{\beta_n r}{r_m} \right)$	$\frac{(\beta_n)^2 \alpha}{(r_m)^2}$

$Bi = (hr_m/k)$  número de Biot;  
 $h$  coeficiente de transferência de massa entre o meio e a superfície do recipiente ( $W/m^2.K$ );  
 $J_n(x)$  a função de Bessel de primeira espécie e ordem  $n$ ;  
 $k$  condutibilidade térmica do alimento ( $W/m.K$ );  
 $r$  o raio de medida da temperatura para o cilindro infinito;  
 $r_m$  dimensão característica do corpo (m);  
 $x$  o plano de medida da temperatura para a placa plana infinita;  
 $\alpha$  difusividade térmica do alimento ( $m^2/s$ );  
 $\beta_n$  representa a raiz  $n$ -ésima positiva da equação  $\beta J_1(\beta) = Bi J_0(\beta)$ ;  
 $\lambda_n$  representa a raiz  $n$ -ésima positiva da equação  $Bi \cot \lambda = \lambda$ .

Fonte: Zanini, Konigk e Leonhardt (2011).

Uma vez que  $C_{n+1} > C_n$ , a série representada pela equação 1 é convergente, de tal forma que para valores de tempo suficientemente grandes, podem ser representados apenas pelo primeiro termo, ou seja

$$u = A_1 B_1 \exp(-C_1 t) \quad (3)$$

Assim, se o logaritmo do adimensional de temperatura é representado em função do tempo, para valores de tempo suficientemente grandes, obtém-se como resultado a equação de uma reta. Equação (4) demonstrada abaixo.

$$\ln u = a - bt \quad (4)$$

Comparando as Equações (3) e (4), resulta na Equação (5).

$$C_1 = b \quad (5)$$

Para uma geometria semelhante a um cilindro a Figura 1 fornece a Equação (6).

$$C_1 = \frac{(B_1)^2 \alpha}{(r_m)^2} \quad (6)$$

Ou ainda a Equação (7) e (8).

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{C_1 r_m^2}{\alpha}} \quad (7)$$

$$\beta J_1(\beta) = Bi J_0(\beta) \quad (8)$$

Combinando as duas últimas equações e lembrando que  $Bi = hr_m/k$ , o coeficiente individual de transferência de calor pode ser calculado por meio da Equação (9).

$$h = \frac{k\beta_1 J_1(\beta_1)}{r_m J_0(\beta_1)} \quad (9)$$

Assim, ao ajustar a equação da reta representada pela Equação (4) aos pontos experimentais, o coeficiente angular fornece a constante  $C_1$  do primeiro termo da Equação (2). Essa equação permite calcular o valor de  $\beta_1$  com o auxílio da equação 7 e em seguida o coeficiente de transferência de calor entre o cilindro infinito e o meio empregando a Equação (9).

A Equação (9) mostra que, além dos dados experimentais que representam a variação da temperatura com o tempo é necessário conhecer as propriedades físicas do corpo de prova. Carson, Willix e North (2006) demonstraram ainda que para o número de Biot inferiores a 0,1

é possível admitir propriedades distribuídas. Nesse caso a Equação (3) pode ser ordenada na Equação (10).

$$u = \exp(-BiFo) \quad (10)$$

Nessa equação, a dimensão característica que define os números de Biot ( $Bi = hL_c/k$ ) e de Fourier ( $Fo = \alpha t/L_c^2$ ) é dada pela relação entre o volume e a área superficial do corpo de prova utilizado no processo de transferência de calor, ou seja,  $L_c = V/A$ .

Segundo Sakin (2009), se utilizou a mesma hipótese de propriedades distribuídas para o cálculo do coeficiente individual de transferência de calor. No entanto, esses mesmos autores empregam métodos numéricos para resolver equações diferenciais parciais da condução com condições de contorno que usam a convecção como mecanismo de transferência de calor entre a superfície do corpo de prova e o meio interior do forno.

## **4 REFERENCIAL TEÓRICO**

### **4.1 Estufas de cozimento**

Estufas de cozimento surgiram por uma necessidade do setor industrializado, que busca aumentar sua produção e, assim, melhorar sua eficiência e qualidade. No segmento alimentício as linhas de produção onde os produtos são fabricados exigem uma série de equipamentos diferenciados, que são relacionadas aos produtos pré cozidos. O processo é utilizado para o cozimento de carnes e seus derivados como salsicha, mortadela, bacon, calabresa e lingüiças. Para realizar o processo de cozimento ou defumagem em grandes quantidades é necessária uma estufa de cozimento, que pode ser do tipo queimador direto ou a vapor e ter diferentes níveis de automação e controles, níveis estes que variam conforme a necessidade de cada cliente. Esses níveis ou tipos de controle implicam diretamente na qualidade e no rendimento do produto, pois as estufas de cozimento são fabricadas para atender as solicitações de cada cliente. Neste caso as estufas variam suas formas construtivas, de controle e automação. Com estas mudanças, variáveis como o tempo de cozimento, qualidade e rendimento ficam atreladas à realidade de cada empresa.

Segundo Schunemann e Treu (2001) existem diferentes projetos para estufas e a tecnologia empregada encontra-se em constante evolução, sendo praticamente impossível descrever todos os tipos de estufas e técnicas empregadas na operação e controle desses equipamentos. Os vários tipos de estufas para cozimento ou assamento podem ser classificados de acordo com o sistema de aquecimento, tipo de combustível, o sistema de transferência de calor e o tipo de alimentação empregado. Com relação ao tipo de aquecimento as estufas ou fornos podem ser classificados como diretos e indiretos.

#### **4.1.1 Estufas de aquecimento direto**

Segundo Fellows (2006) os fornos de aquecimento direto possuem queimadores que geralmente se encontram no interior da câmara de cozimento e a mistura de ar em excesso e o produto da combustão circulam na câmara por convecção natural ou convecção forçada devido à ação de ventiladores convenientemente posicionados. Em conseqüências somente

combustíveis “limpos” podem ser empregados. O gás metano é o mais usualmente utilizado. Fellows (2006) descreve as principais vantagens das estufas ou fornos de aquecimento direto:

- Tempo de cozimento reduzido;
- Alta eficiência térmica;
- Facilidade de controle das condições de temperatura, controlando se a velocidade do ventilador e a taxa de consumo do combustível;
- Inicialização rápida.

Este modelo de estufa não garante uniformidade da taxa de transferência de calor em todo o forno. Sendo mais bem aplicado a processo de fabricação de biscoitos.

#### **4.1.2 Estufas de aquecimento indireto**

Segundo Fellows (2006) em estufas de aquecimento indireto os gases resultantes de combustão não entram em contato com a câmara de cozimento. Nesse caso, a atmosfera do forno é aquecida por um sistema de trocadores de calor. Geralmente, cada região possui um queimador que pode empregar óleo combustível sólido ou mesmo eletricidade. Os gases resultantes da combustão circulam no interior de tubos convenientemente dispostos na câmara de cozimento. Esses tubos aquecem a estufa através da convecção forçada, proporcionando um menor tempo de inicialização do processo. As estufas de aquecimento indireto que empregam eletricidade são aquecidas por indução em radiadores de chapas ou barras. O sistema de aquecimento pode dispor as resistências nas paredes e a base. Uma das características das estufas de aquecimento indireto é proporcionar uma maior flexibilidade de projeto do sistema e aquecimento. É possível favorecer o mecanismo de radiação, colocando mais tubos ou resistências de aquecimento, ou o mecanismo de convecção forçada, circulando mais ar quente no interior da câmara. Dependendo do projetista é possível ter, em cada zona da estufa, um mecanismo predominante.

#### **4.1.3 Estufas híbridas**

De acordo com Schunemann e Treu (2001) instalações industriais com linhas de grande produção, o comprimento das estufas ou fornos permite projetá-los de tal forma que

cada zona seja aquecida e controlada isoladamente. Assim, é possível desenvolver estufas híbridas que combinam as duas formas de aquecimento: direto e indireto. Esse tipo de projeto é mais comum em linhas de biscoitos, mas pode ser aplicada a demais produtos. Na produção de biscoitos as zonas iniciais de aquecimento são diretas; já nas zonas finais, onde o teor de umidade deve ser extraído, utilizam o sistema de aquecimento indireto.

#### 4.1.4 Estufas de cozimento de embutidos

Projetada para atender as mais diversas aplicações no cozimento de embutidos. São capazes de realizar cozimento a seco, utilizando apenas a própria umidade do produto, ou ainda realizar o cozimento úmido através da injeção de vapor em seu interior (para estufas a vapor). Os painéis de controle também foram pensados e desenvolvidos de forma a atender controles manuais simples, facilitando a operação da estufa. Como são equipamentos versáteis, podem ser montados sobre uma estrutura de alvenaria, como mostra a Figura 2.

Figura 2- Estufa de cozimento de alvenaria.



Fonte: Disponível em <http://www.simetriamg.com.br/estufa-para-cozimento-e-ou-defumacao-de-embutidos/>  
Acessado em: 30 de outubro de 2014.

Estufas em alvenaria, normalmente apresentam um ventilador central, que direciona seu fluxo de ar para as laterais da mesma. Nesse caso, se a estufa for para uma fileira de carrinhos, a mesma apresenta uma boa relação de cozimento, cor de produto e tempo por batelada. Se for um sistema com duas fileiras de carrinhos, uma em paralelo a outra, este sistema de ventilação central perde eficiência se comparado as estufas mais modernas, pois, com o desenvolvimento da área, novos estudos e tecnologias melhoraram o desempenho de

cozimento, relacionando diretamente o carrinho de produto com o trocador de calor e ventilador, assim, proporcionando um cozimento dirigido diretamente ao produto, garantindo perfeita homogeneização com menor consumo de vapor e melhorando sensivelmente os tempos de cozimento. A Figura 3 demonstra está estufa industrial.

Figura 3 - Estufa de cozimento inox.



Fonte: Disponível em <http://estufasfrigorificas.com.br/estufas-frigorificas/estufa-multi-fan-plug/> Acessado em: 30 de outubro de 2014.

As características técnicas da figura ilustrada acima são: Motor de dupla velocidade com turbina alocada acima de cada carrinho. Um ventilador exclusivo para cada carrinho. Sistema com ventilação de alta compactação. Trocador de calor tipo serpentina, com fácil acesso e com porta de inspeção interna. Sopradores com difusão dirigida melhorando consumo de vapor, com alto desempenho de cozimento. Sistema de vedação de porta diferenciado que dispensa o uso de rampas para acesso dos carrinhos. Porta mais larga, vedação siliconizada e visor retangular. Sistema de trincos com três pontos de travamento (antipânico). Sistema de auto limpeza. Controle fino do sistema de umidade (bulbo seco e bulbo úmido). Controle fino do sistema de umidade. CLP inteligente, tendo mais de cinquenta receitas com quinze fases cada. Sistema de supervisão e de registros prontos para conectar se com a interface de gestão.

As vantagens deste modelo de estufa é o maior rendimento com menor custo. Cozimentos dirigidos diretamente ao produto, melhor homogeneização do cozimento. Menor consumo de vapor. Menor tempo de cozimento para cada produto. Salsicha tipo hot dog em 30 minutos. Maior facilidade na limpeza e higienização interna, portas internas de inspeção e limpeza dos trocadores de calor. Fácil acesso a todo o equipamento, CLP (computador)

integrado inteligente. Fácil configuração de equipamentos, adequando se ao layout do frigorífico.

Estufas de cozimento contínuo, ilustradas na Figura 4. Demonstram a importância e os avanços realizados nesta área. Numa estufa contínua não se faz necessário o uso de carrinhos. O produto tem entrada no equipamento através de uma esteira, sendo que o movimento da esteira na qual o produto a ser cozido se desloca para o interior da estufa e na saída da estufa o produto se encontra nas condições de temperatura estipuladas pelo processo de fabricação.

Estas estufas contínuas são constituídas por módulos, sendo sua maior vantagem. Conforme o processo produtivo cresce, a estufa pode crescer juntamente com o processo e a empresa.

Figura 4 - Estufa de cozimento continua.



Fonte: Disponível em <http://estufasfrigorificas.com.br/estufas-frigorificas/estufa-multi-fan-plug/> Acessado em: 30 de outubro de 2014.

## 4.2 Revisão sobre processo produtivo da salsicha

Para uma melhor compreensão do processo produtivo da salsicha e dos problemas relacionados à estufa de cozimento serão descritos abaixo os procedimentos, normativas com classificação de salsichas, método de produção, etapas de cozimentos e algumas considerações.

Os embutidos são constituídos basicamente de carne suína, bovina e de aves. Dependendo do produto são transformados em massa fina que dão origem as salsichas, mortadelas, presuntos, etc. Na industrialização, a matéria-prima básica mais utilizada é a

carne de suínos. No entanto, dependendo do produto, pode-se usar também em misturas carne de aves.

A salsicha pode ser considerada um dos produtos cárneos mais antigos visto que já se tinha escritos sobre embutidos em 500 a.C.. Este produto é altamente difundido em diversos países pela facilidade de preparo, versatilidade de uso e qualidades organolépticas. Nutricionalmente, as salsichas são produtos de melhor equilíbrio energético do que o músculo isolado (DOMÍNGUEZ, 1977).

Segundo a instrução normativa nº 4, anexo IV (MAPA, 2000), a salsicha é definida como: produto cárneo industrializado, obtido da emulsão de carne de uma ou mais espécies de animais de açougue, adicionados de ingredientes, embutidos de envoltório natural, artificial ou por processo de extrusão, e submetido a um processo térmico adequado. Poderão ter processo alternativo de tingimento, depelagem, defumação e utilização de recheios e molhos.

Na mesma instrução normativa, ela pode ser classificada em:

- Salsicha: carnes de diferentes espécies de animais, CMS (máximo 60%), miúdos comestíveis de diferentes espécies de animais (estômago, coração, língua, fígado, rins e miolos), tendões, pele e gorduras.
- Salsicha tipo Viena: carnes bovina e/ou suína, CMS (máximo 40%), miúdos comestíveis de bovino e/ou suíno (estômago, coração, língua, fígado, rins e miolos), tendões, pele e gorduras.
- Salsicha tipo Frankfurt: carnes bovina e/ou suína e carnes mecanicamente separada com limite máximo de 40%, miúdos comestíveis de bovino e/ou suíno (estômago, coração, língua, fígado, rins e miolos), tendões, pele e gorduras.
- Salsicha Frankfurt: porções musculares de carne bovina e/ou suína e gorduras.
- Salsicha de carne de ave: carne de ave, CMS de ave (máximo 40%), miúdos comestíveis de aves e gorduras.

A salsicha que está sendo avaliada neste processo de cozimento é a salsicha de carne de aves.

Segundo Guerreiro (2006), as carnes utilizadas na fabricação de salsicha devem estar congeladas, de forma a facilitar o controle de temperatura no cutter (cortador), durante o processo de trituração. O bloco de carne congelada deve ser cortado com o uso de quebrador de blocos ou serra-fita, até se obter pedaços de carne adequados para serem moídos, normalmente em discos com furos de 12mm.

As carnes devem estar congeladas ou resfriadas, com temperatura entre  $-5^{\circ}\text{C}$  e  $2^{\circ}\text{C}$ . Moer a carne e o toucinho (ou a papada) em disco com furos de 4 mm de diâmetro. Colocar a carne e o toucinho depois de moídos no cutter e em seguida, adicionar os demais ingredientes, enquanto a carne é refinada. Na Figura 5 está ilustrado a foto do cutter sem os produtos e com os produtos, apresentando a massa para embutimento.

Figura 5 - Cutter.



Fonte: GleberDallAgnol.

Durante o processo de trituração da carne magra que ocorre no cutter, há a adição de condimentos e gelo até obter uma emulsão, processo que deve ser feito em aproximadamente cinco minutos. Em seguida é adicionada carne gorda e toucinho, e a trituração deve ocorrer até a que a emulsão atinja não mais que  $10^{\circ}\text{C}$ (CANHOS & DIAS, 1983).

Após a trituração e mistura, a massa é embutida manual ou automaticamente em tripas artificiais. A salsicha é lavada, para retirar excesso de carne, e pendurada em gaiolas para sofrer o processo de cozimento. (CANHOS & DIAS, 1983). No caso estudado o processo de embutimento é automático conforme Figura 6.

Figura 6 - Embutimento automático de salsicha.



Fonte: GleberDallAgnol.

Com o embutimento as salsichas são varadas em uma haste de inox que irá sustentá-las no carrinho de cozimento. São colocadas em seqüência preenchendo o carrinho para ser direcionado a estufa conforme mostra a Figura 7.

Figura 7 - Carrinhos com salsicha.



Fonte: GleberDallAgnol.

Quando houver carrinhos suficientes para o cozimento, as salsichas são levadas ao interior da estufa e inicia-se o processo de cozimento.

O processo de cozimento ocorre em quatro etapas. Inicialmente o interior da estufa é mantido a 60°C por dez minutos e tem a função de homogeneizar a temperatura do produto. Na segunda etapa a temperatura do fluxo de ar é aumentada para 70°C e é mantida durante vinte minutos sendo então ligado o exaustor e a chaminé para que ocorra a secagem do produto. Na terceira etapa aumenta-se novamente a temperatura do fluxo de ar para 80°C, juntamente com a adição de vapor úmido durante vinte minutos. Na quarta e última etapa a

temperatura do fluxo de ar é aumentada para 85°C, por vinte minutos, sendo ligado o exaustor e a chaminé para retirar o excesso de umidade. Ao final do processo a temperatura no interior da salsicha deve estar no mínimo a 72°C.

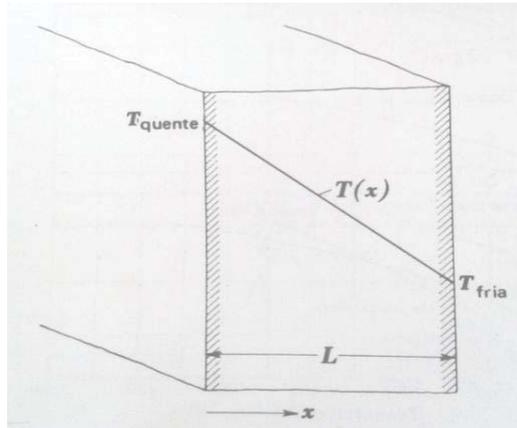
Durante o cozimento, as primeiras alterações físicas tornam-se evidentes com a coagulação das proteínas na superfície da carne e a mudança da cor vermelha para cinza ou marrom acinzentado. A desnaturação e as mudanças na solubilidade têm uma função mais importante no processamento de embutidos emulsionados, como salsicha e mortadela. Durante a desintegração, a gordura é envolvida pelas proteínas miofibrilares, especialmente a miosina, formando uma emulsão cuja estabilidade é de algumas horas até um dia. Com o cozimento ao redor de 65 - 70°C, as proteínas são coaguladas e mantêm a gordura em suspensão, estabilizando a emulsão por um período prolongado. O cozimento também exerce uma função importante na desnutrição de microorganismos, eventualmente presentes na matéria prima. A redução da população contaminante depende da magnitude do tempo da temperatura utilizada no processo de cocção. Geralmente, quando o objetivo principal é desenvolver as características organolépticas, a temperatura utilizada é inferior a 100°C, e o cozimento equivale a um tratamento térmico brando, como na pasteurização. Deste modo, o produto não é esterilizado e o efeito do calor permite apenas o prolongamento da sua vida de prateleira. Após o cozimento, o manuseio adequado e a estocagem sob refrigeração são essenciais para prevenir a contaminação e retardar o crescimento de microorganismos sobreviventes no produto (GUERREIRO, 2006).

### **4.3 Revisão sobre transferência de calor**

A transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço. Por exemplo, se dois corpos a diferentes temperaturas são colocados em contato direto, ocorrerá uma transferência de calor do corpo de temperatura mais elevada para o corpo de menor temperatura, até que haja equivalência de temperatura entre eles. Desta forma o sistema tende a atingir o equilíbrio térmico. Está implícito na definição acima que um corpo nunca contém calor, mas calor é identificado quando cruza a fronteira de um sistema. O calor é, portanto, um fenômeno transitório, que cessa quando não mais existe mais uma diferença de temperaturas. Os diferentes processos de transferência de calor são referidos como mecanismos de transferência de calor. Existem três mecanismos, que podem ser reconhecidos, quando a transferência de energia ocorrer em um meio estacionário, que pode

ser um sólido ou um fluido, em virtude de um gradiente de temperatura. Adota-se o termo transferência de calor por condução. Para tais situações a Figura 8 ilustra a transferência de calor por condução através de uma parede sólida submetida a uma diferença de temperatura entre suas faces.

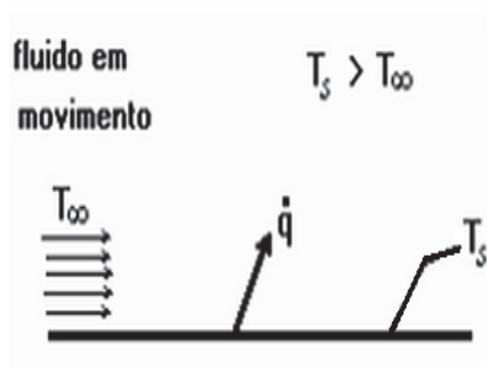
Figura 8 - Transferência de calor por condução.



Fonte: INCOPRERA (2014).

Quando a transferência de energia ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento em virtude da diferença de temperatura entre eles, usa-se o termo transferência de calor por convecção. A Figura 9 ilustra a transferência de calor por convecção quando um fluido escoou sobre uma placa aquecida.

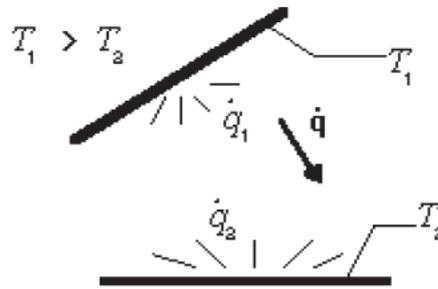
Figura 9 - Fluido escoando em uma placa aquecida.



Fonte: HOLMAN (1983).

A radiação é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura diferente de zero. Analisando a superfície de um sólido, a emissividade também ocorre em gases e líquidos. Independentemente da forma da matéria, a emissão pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria. A energia do campo de radiação é transportada por ondas eletromagnéticas. Enquanto a transferência de energia por condução ou convecção requer a presença de meio material, a radiação não necessita dele. A Figura 10 ilustra a transferência de calor por radiação.

Figura 10 - Transferência de calor por radiação.



Fonte: INCOPRERA (2014).

#### 4.4 Revisão sobre condução

A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energizadas para as partículas menos energizadas de uma substância devido às interações entre partículas. Para explicar a condução imagina-se um gás no qual exista um gradiente de temperatura e que não haja movimento global, ou macroscópico. O gás pode ocupar o espaço entre duas superfícies que são mantidas a diferentes temperaturas. Associa-se a temperatura em qualquer ponto à energia das moléculas do gás na proximidade do ponto. Essa energia está relacionada ao movimento de translação aleatório, assim como aos movimentos internos de rotação e de vibração das moléculas (INCROPERA, 2014).

Temperaturas mais altas estão associadas às energias moleculares mais altas e quando moléculas vizinhas se chocam, como o fazem constantemente, uma transferência de energia das moléculas ocorre conduzindo energia para moléculas de baixa energia.

Surgiu assim uma equação que determina a taxa de condução, chamada de lei de Fourier, determinada de modo experimental a lei de Fourier é empírica e apresenta-se da seguinte forma.

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (11)$$

Onde  $q$  é a taxa de transferência de calor e  $\frac{dT}{dx}$  é o gradiente de temperatura na direção do fluxo de calor. A área da seção através da qual o calor flui por condução, medida perpendicularmente à direção do fluxo. A constante positiva  $K$  é chamada condutividade térmica do material, sendo o sinal negativo inserido para satisfazer o segundo princípio da termodinâmica, ou seja, o calor deve fluir da temperatura decrescente.

#### 4.4.1 Analogia entre resistência térmica e resistência elétrica na condução de calor

Quando dois sistemas são análogos quando eles obedecem a equações semelhantes. Isto significa que a equação de descrição de um sistema pode ser transformada em uma equação para outro sistema pela simples troca dos símbolos das variáveis. Por exemplo, a Equação (12) que fornece o fluxo de calor através de uma parede plana pode ser colocada na seguinte forma:

$$q = \frac{\Delta T}{\frac{L}{kA}} \quad (12)$$

Onde  $\Delta T$  é a diferença entre a temperatura da face quente e fria, (consiste no potencial),  $\frac{L}{k \cdot A}$  equivale a uma resistência térmica ( $R$ ) que a parede oferece a transferência de calor. Portanto, o fluxo de calor através da parede pode ser expresso da seguinte forma:

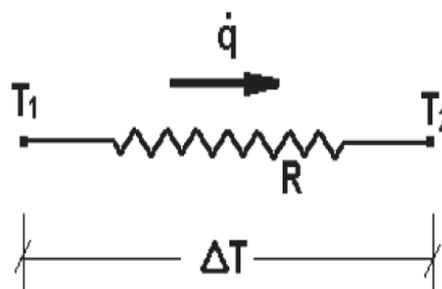
$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (13)$$

Se substituída na Equação (13) o símbolo do potencial de temperatura  $T$  pelo de potencial elétrico, isto é, a diferença de tensão  $U$ , e o símbolo da resistência térmica  $R$  pelo da resistência elétrica  $R_e$ , obtêm se a Equação (14), (lei de Ohm) para  $i$ , a intensidade da corrente elétrica:

$$i = \frac{\Delta U}{R_e} \quad (14)$$

Dada está analogia, é comum a utilização de uma notação semelhante à usada em circuitos elétricos, quando representada a resistência térmica de uma parede ou associações de paredes. Assim, uma parede de resistência  $R$ , submetida a um potencial  $T$  e lançada ao fluxo de calor  $q$ , pode ser ilustrada pela Figura 11.

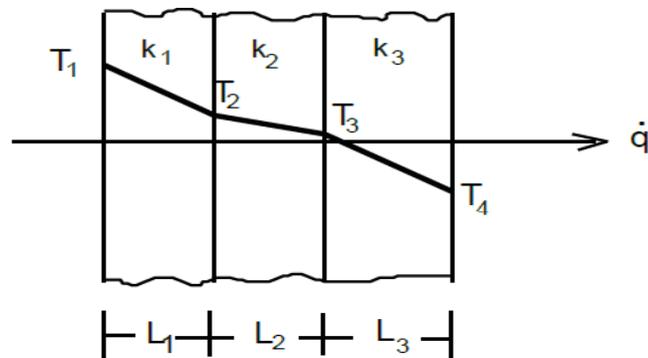
Figura 11 - Representação de uma resistência térmica de uma parede.



#### 4.4.2 Paredes planas compostas

De acordo com Incropera (2014), se considerar um sistema de paredes planas associadas em série, submetidas a uma fonte de calor, de temperatura constante e conhecida em um lado da parede, haverá a transferência de um fluxo de calor contínuo e permanente através da parede composta. A Figura (12) ilustra a transferência de calor através da parede de um forno, que pode ser composta de uma camada interna de refratário (condutividade  $k_1$  e espessura  $L_1$ ), uma camada intermediária de isolante térmico (condutividade  $k_2$  e espessura  $L_2$ ) e uma camada externa de chapa de aço (condutividade  $k_3$  e espessura  $L_3$ ).

Figura 12 - Perfil de temperatura ao longo de uma parede plana.



Fonte: INCOPRERA (2014).

O fluxo de calor que atravessa a parede composta pode ser obtido em cada uma das paredes planas individualmente:

$$q = \frac{k_1 \cdot A_1}{L_1} \cdot (T_1 - T_2) \quad (15)$$

$$q = \frac{k_2 \cdot A_2}{L_2} \cdot (T_2 - T_3) \quad (16)$$

$$q = \frac{k_3 \cdot A_3}{L_3} \cdot (T_3 - T_4) \quad (17)$$

Colocando em evidência as diferenças de temperatura em cada uma das Equações (15), (16), (17) e somando membro a membro, obtêm-se:

$$T_1 - T_2 + T_2 - T_3 + T_3 - T_4 = \frac{\dot{q} \cdot L_1}{k_1 \cdot A_1} + \frac{\dot{q} \cdot L_2}{k_2 \cdot A_2} + \frac{\dot{q} \cdot L_3}{k_3 \cdot A_3} \quad (18)$$

Evidenciando a taxa de calor  $q$  e substituindo os valores das resistências térmicas em cada parede na Equação (18), obtêm-se o fluxo de calor pela parede do forno:

$$T_1 - T_4 = \dot{q} \cdot (R_1 + R_2 + R_3) \quad (19)$$

$$q = \frac{T_1 - T_4}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (20)$$

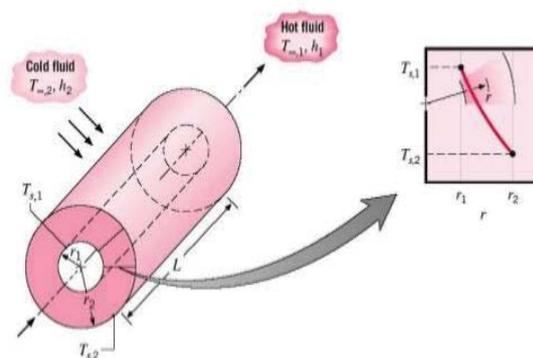
Portanto, para o caso geral em que se têm uma associação de paredes 'n' planas associadas em série a taxa de transferência de calor é dada por:

$$q = \frac{\Delta t}{R_t}, \text{ onde } R_t = \sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (21)$$

#### 4.4.3 Condução de calor em sistemas radiais

Segundo Incropera (2014), com freqüência, em sistemas cilindros e esféricos há gradientes de temperatura somente na direção radial, o que possibilita analisá-los como sistemas unidimensionais. Um exemplo comum é o cilindro oco, cujas superfícies internas e externas estão expostas a fluidos com diferentes temperaturas, como pode ser visto na Figura (13). Se a temperatura da superfície interna for constante e igual a  $T_1$ , enquanto que a temperatura da superfície externa se mantém constante e igual a  $T_2$ , ocorre uma transferência de calor por condução no regime permanente. Como exemplo analisa-se a transferência de calor em um tubo de comprimento ( $L$ ) que conduz um fluido em alta temperatura:

Figura 13 - Cilindro submetido a uma diferença de temperatura.



Fonte: INCOPRERA (2014).

A taxa de transferência de calor que atravessa a parede cilíndrica poder ser obtido através da equação de Fourier, adotando-se coordenadas radiais.

$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} \quad (22)$$

Onde  $\frac{dT}{dr}$  é o gradiente de temperatura na direção radial.

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \quad (23)$$

Substituindo as expressões e incorporando a área na equação de Fourier para paredes cilíndricas, integra-se a equação assim obtendo a taxa de transferência de calor.

$$q = \frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (24)$$

O conceito de resistência térmica também pode ser aplicado à parede cilíndrica. Devido à analogia com a eletricidade, um fluxo de calor na parede cilíndrica também pode ser representado como:

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (25)$$

Onde  $\Delta T$  é o potencial térmico e  $R$  é a resistência térmica da parede. Então para paredes cilíndricas, têm se:

$$q = \frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{R} \quad (26)$$

Eliminado o  $\Delta T$  na equação (26), obtêm-se a resistência térmica de uma parede cilíndrica:

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} \quad (27)$$

Para o caso geral em que se tem uma associação de paredes 'n' cilíndricas associadas em paralelo, por analogia com paredes planas, o fluxo de calor é dado por:

$$q = \frac{\Delta t}{R_t}, \text{ onde } R_t = \sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (28)$$

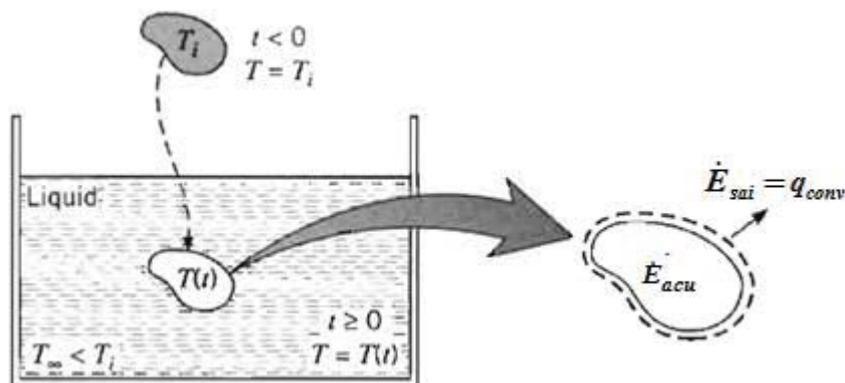
## 4.5 Condução de calor em regime transiente

De acordo com Incropera (2014), os procedimentos para determinar a dependência da distribuição de temperaturas no interior de um sólido em relação ao tempo durante um processo transiente, assim como determinar a transferência de calor entre o sólido e a vizinhança. A natureza do procedimento depende das hipóteses que podem ser feitas para o processo. O método a ser selecionado varia conforme as aplicações empregadas para cada situação.

### 4.5.1 Método de capacitância global

Num processo de tempera o produto sofre uma imersão em um recipiente com um fluido de temperatura mais baixa, o mesmo irá diminuir de temperatura, até atingir a temperatura de equilíbrio com o fluido. Essa redução ocorre devido à transferência de calor por convecção. A essência do método de capacitância global é a hipótese de que a temperatura do sólido permaneça uniforme no espaço, em qualquer instante durante o processo transiente. A Figura 14 ilustra a colocação mencionada acima.

Figura 14 - Resfriamento de um material.



Fonte: INCOPRERA (2014).

Determinando uma formulação para de balanço de energia global no sólido. Esse balanço deve relacionar a taxa de perda de calor na superfície com a taxa de variação de energia interna. Definindo assim a diferença de temperatura apresentada pela Equação (29).

$$\theta = T_i - T_\infty \quad (29)$$

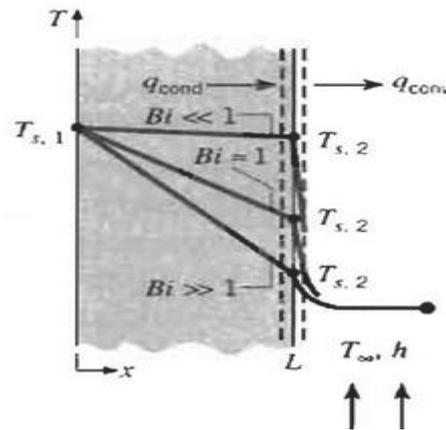
Reconhecendo que  $(d\theta/dt = dT/dt)$ , se  $T_\infty$  for uma constante, separa-se as variáveis e se encontra a Equação (30).

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-\left(\frac{hA_s}{\rho Vc}\right)t\right] \quad (30)$$

A Equação (30) indica a diferença entre as temperaturas do sólido e do fluido deve diminuir exponencialmente para zero à medida que o  $t$  se aproxima de infinito.

A **validade do método de capacitância global** depende de um critério apropriado, considere a condução em regime estacionário através da parede plana com área  $A$  (Figura 15). Embora supondo condições de regime estacionário, esse critério pode ser imediatamente estendido a processos transientes.

Figura 15 - Influência do número de Biot na distribuição de temperatura.



Fonte: INCOPRERA (2014).

Uma superfície é mantida a uma temperatura  $T_{S1}$  e a outra é exposta a um fluido com temperatura  $T_\infty < T_{S1}$ . A temperatura desta última superfície terá um valor intermediário,  $T_{S2}$ , para qual  $T_\infty < T_{S2} < T_{S1}$ . Assim, para condições de regime estacionário, o balanço de energia na superfície, se reduz a seguinte equação.

$$\frac{kA}{L}(T_{S1} - T_{S2}) = hA(T_{S2} - T_\infty) \quad (31)$$

$$\frac{T_{S1} - T_{S2}}{T_{S2} - T_\infty} = \frac{L/kA}{1/hA} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL_c}{k} = Bi \quad (32)$$

A grandeza  $(hL_c/k)$  que aparece na equação acima é um parâmetro adimensional. Ela é chamada de número de Biot e desempenha um papel fundamental nos problemas de condução que envolve efeitos convectivos na superfície. A análise concentrada admite uma

distribuição uniforme de temperatura ao longo de todo o corpo sólido, está hipótese é equivalente a dizer que a resistência superficial de convecção é grande comparada á resistência interna de condução. Este tipo de análise fornece estimativas razoáveis quando o numero de Biot é menor ou igual á 0,1 (INCROPERA, 2014).

Como a razão entre o volume do sólido e a área superficial  $L_c = V / A$ , tal definição facilita o cálculo de  $L_c$ , para sólidos com formas complexas se reduz á metade da espessura  $2L$ , agora para cilindros longos o valor é  $R_o / 2$  e para esferas  $R_o / 3$ . Contudo se houver o desejo de implementar o critério de forma conservativa,  $L_c$  deve ser associado á escala do comprimento correspondente á máxima diferença espacial de temperaturas. Conseqüentemente, para parede plana simetricamente aquecida ou resfriada com espessura  $2L$ ,  $L_c$  continuaria igual à metade da espessura  $L$ .

Entretanto, no caso do cilindro longo ou esfera,  $L_c$ , passaria a ser igual ao raio real em vez de  $R_o / 2$  ou  $R_o / 3$  respectivamente. Considerando  $L_c = V / A$ , o expoente da Equação (32) pode ser representado pela Equação (33). Na qual o conhecido número de Fourier Equação (34), é um número adimensional que, com o número de Biot, caracteriza problemas de condução transiente. Substituindo a Equação (33) na equação (32), obtêm se a Equação (35).

$$\frac{h \cdot A \cdot \tau}{\rho \cdot V_c} = Bi \cdot Fo \quad (33)$$

$$Fo = \frac{\alpha \cdot \tau}{L_c^2} \quad (34)$$

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp(-Bi \cdot Fo) \quad (35)$$

Com o número de Biot, caracteriza problemas de condução transiente. Podendo se usar a seguinte equação para solucionar problemas que atendem o número de Biot para análise concentrada.

#### 4.5.2 Efeitos espaciais no regime de condução transiente

Com frequência surgem situações nas quais o número de Biot não é pequeno, sendo assim é necessário analisar os gradientes de temperatura no meio, pois não serão mais desprezíveis. O uso do método de capacitância global se aplicado nesta situação irá fornecer resultados incorretos. Nas suas formas mais gerais, os problemas de condução transiente são descritos pela equação do calor, para coordenadas retangulares Equação (36) e para coordenadas cilíndricas Equação (37).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (36)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (37)$$

Analisar as vantagens que podem ser obtidas através da adimensionalização das equações que descrevem o processo pode ser de grande relevância, determinar estas relevâncias em grupos apropriados, deve auxiliar na resolução das soluções. Considere a variável dependente  $T$ . Se a diferença de temperaturas  $\theta^* = T - T_\infty$  for dividida pela máxima diferença de temperatura possível,  $\theta = T_i - T_\infty$ , uma forma adimensional da variável dependente pode ser definida pela Equação (38).

$$\theta^* = \frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \quad (38)$$

Conseqüentemente,  $\theta^*$  deve estar no intervalo de  $0 \leq \theta^* \leq 1$ . Uma coordenada espacial adimensional pode ser definida pela expressão, Equação (39).

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (39)$$

Onde  $L$  é a metade da espessura de uma parede plana. Desta forma um tempo adimensional pode ser definido pela expressão, Equação (40).

$$t^* = \frac{\alpha t}{L^2} = Fo \quad (40)$$

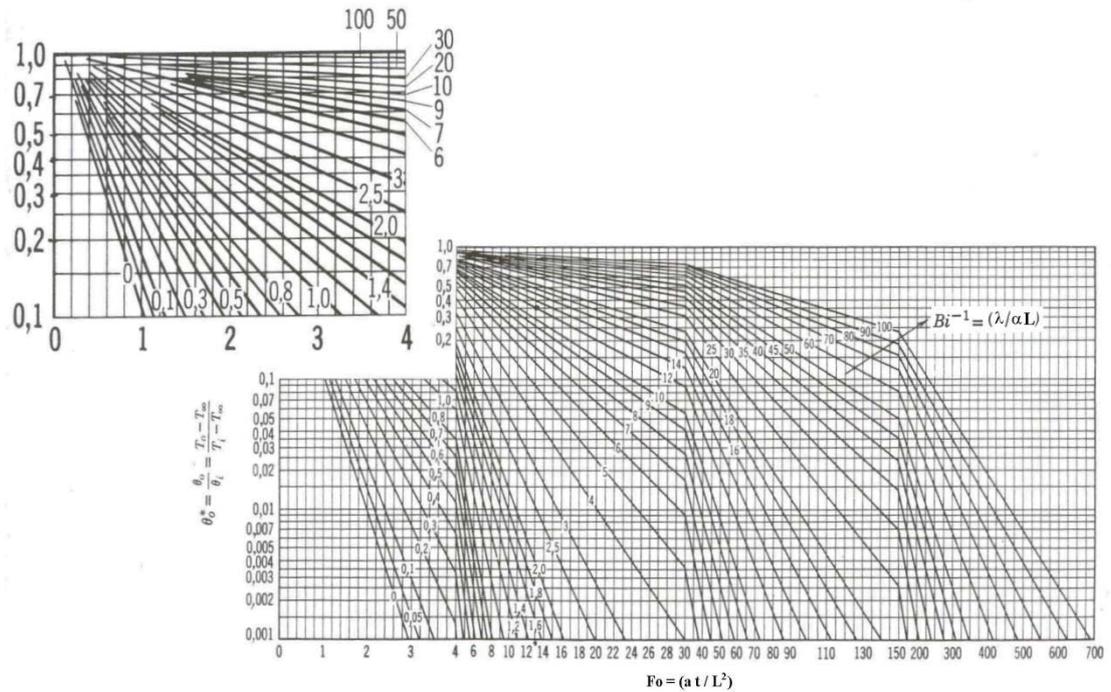
Na qual  $t^*$  é equivalente ao adimensional número de Fourier, Equação (34).

O número de Biot ( $Bi = hL/k$ ) na forma adimensional, a dependência funcional pode agora ser representada pela Equação (41).

$$\theta^* = f(x^*, Fo, Bi) \quad (41)$$

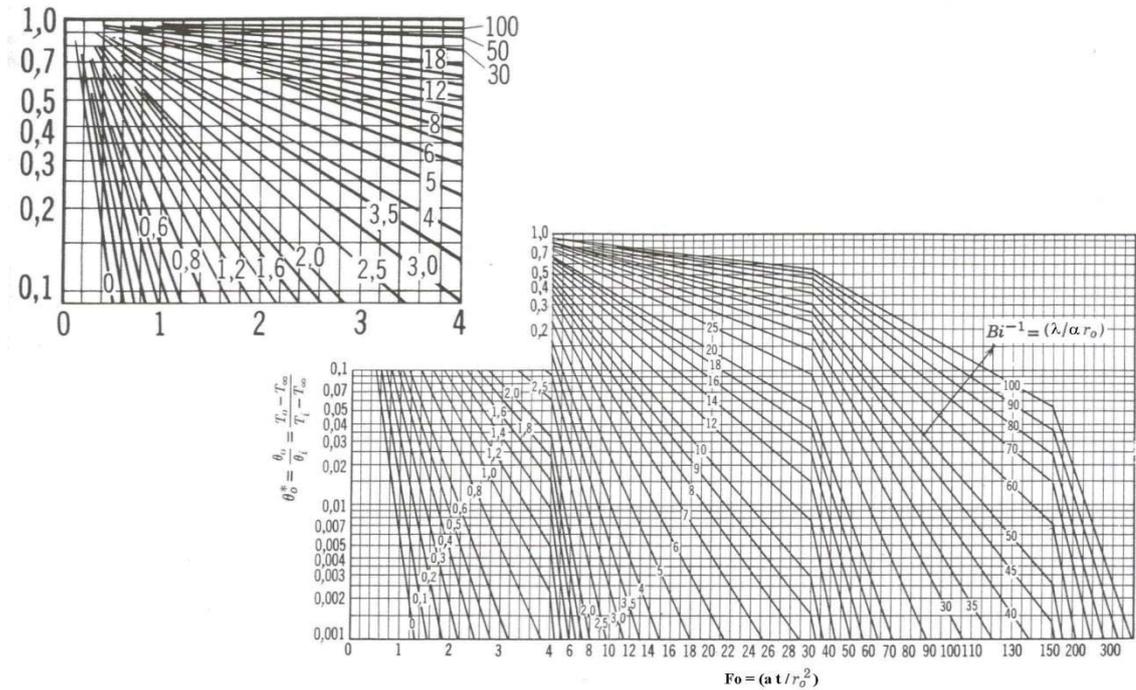
A Equação (41) implica que, para uma dada geometria, a distribuição transiente de temperaturas é uma função universal de  $x^*$ ,  $Fo$  e  $Bi$ . Isto é, a solução adimensional tem forma específica que não depende dos valores particulares de  $T_i, T_\infty, L, k, \alpha$  ou  $h$ . Normalmente, as condições de contorno para as equações, devem ser modificadas para levar em conta a transferência de calor por convecção, desta forma pode se utilizar as cartas de Heisler.

Figura 16 - Distribuição de temperaturas numa superfície plana de espessura  $2L$ .



Fonte: HOLMAN (1983).

Figura 17 - Distribuição de temperaturas num cilindro de comprimento infinito.



Fonte: HOLMAN (1983).

#### 4.6 Revisão sobre convecção

O modo de convecção abrange dois mecanismos. Além da transferência de energia ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de que, em um instante qualquer, um grande número de moléculas está se movendo coletivamente e tal movimento na presença de uma gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor. Como as moléculas nos agregados mantêm seus movimentos aleatórios, a transferência total de calor é, então, devida a superposição do transporte devido ao movimento global do fluido. A transição de calor entre um contorno sólido e um fluido ocorre por uma combinação de condução e transporte de massa. Se o contorno está a uma temperatura maior que a do fluido, o calor se transmite, primeiramente, por condução, do sólido para as partículas do fluido na vizinhança da parede. A energia assim transmitida aumenta a energia interna do fluido, e é removida pelo movimento do mesmo. Como a maneira convectiva de transferência de energia está diretamente relacionada com o movimento do fluido é necessário conhecer

alguma coisa sobre mecanismos de escoamento antes de entender o mecanismo de fluxo térmico. Um dos mais importantes aspectos da análise hidrodinâmica é estabelecer se o movimento é linear ou turbulento (INCROPERA, 2014).

A lei básica para convecção expressa na Equação (42).

$$q = hA\Delta t \quad (42)$$

Onde  $q$  é a taxa de transferência de calor transferido por convecção,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção ou coeficiente de película,  $A$  é a área de transferência de calor.  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre a superfície da parede e a do fluido.

#### 4.6.1 Camadas limites da convecção

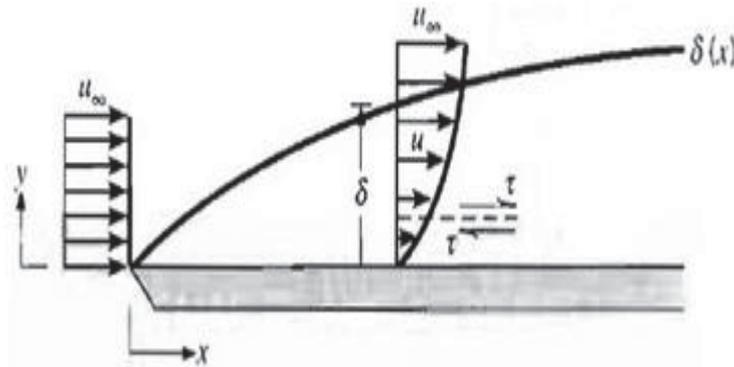
Para apresentar o conceito de uma camada limite, considera-se o escoamento sobre a placa plana da Figura 18. Quando as partículas do fluido entram em contato com a superfície, elas passam a ter velocidade igual à zero. Essas partículas atuam, então, no retardamento do movimento das partículas na camada de fluido adjacentes, que por sua vez atuam no retardamento do movimento das partículas da próxima camada e assim sucessivamente até que, a uma distância  $y = \delta$  da superfície, o efeito se torna desprezível.

Esses retardamentos do movimento do fluido estão associados às tensões de cisalhamento  $\tau$  que atuam em planos paralelos a velocidade do fluido.

A grandeza  $\delta$  é chamada de espessura da camada limite e é tipicamente definida com o valor  $y$  para o qual  $u = 0,99 \cdot u_{\infty}$ .

Como  $u$  varia com  $y$  através da camada limite o escoamento do fluido é caracterizado pela existência de duas regiões distintas, uma camada fina de fluido onde os gradientes de velocidades e tensões de cisalhamento são grandes e outra onde os gradientes de velocidade e tensões de cisalhamento são desprezíveis. Devido a termos relacionado à velocidade do fluido, a camada limite descrita acima pode ser chamada de camada limite de velocidade (INCROPERA, 2014).

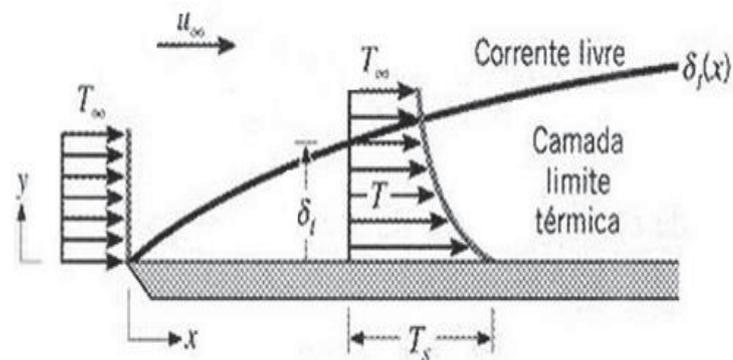
Figura 18 - Camada limite de velocidade.



Fonte: INCOPRERA (2014).

Da mesma maneira que a camada limite de velocidade se forma quando há escoamento de fluido sobre uma superfície, uma camada limite térmica deve se desenvolver se houver diferenças de temperaturas do fluido na corrente livre e da superfície. O escoamento sobre a placa plana isotérmica na Figura 19, na aresta frontal o perfil de temperatura é uniforme, com  $T(y)$  igual  $T_\infty$ . Contudo, as partículas do fluido que entram em contato com a placa atingem o equilíbrio térmico na temperatura da superfície da placa. Essas partículas trocam energia com as da camada de fluido adjacentes e há o desenvolvimento do gradiente de temperatura do fluido. A região do fluido na qual há esses gradientes de temperatura é a camada limite térmica e a sua espessura  $\delta_t$  é definida com o valor de  $y$  no qual a razão é  $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)]$  igual a 0,99. Com o aumento da distância da aresta frontal, os efeitos da transferência de calor penetram cada vez mais na corrente livre e a camada limite térmica cresce (INCROPERA, 2014).

Figura 19 - Camada limite térmica.

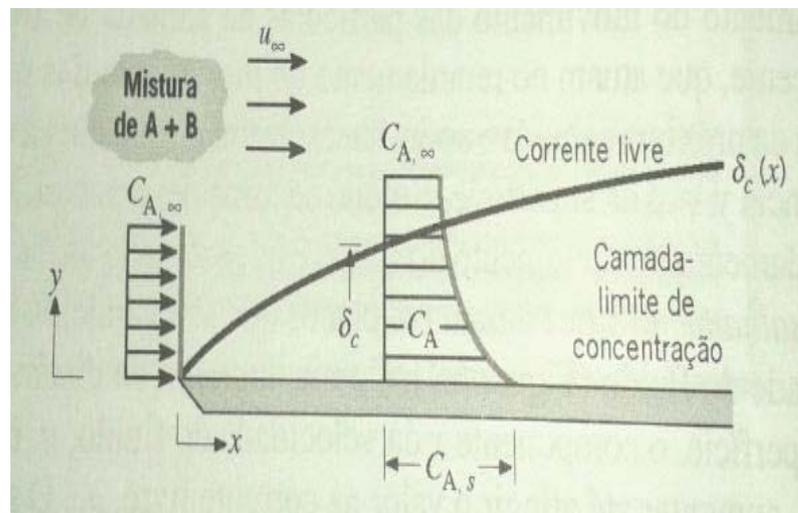


Fonte: INCROPERA (2014).

Se o ar está se movimentando ao longo da superfície de uma porção de água, a água líquida irá evaporar e vapor d'água será transferido para dentro da corrente de ar. Isto é um exemplo de transferência de massa por convecção. Considerando uma mistura binária que escoar sobre uma superfície Figura 15, a concentração molar da espécie  $A$  na superfície  $C_{A,S}$  e na corrente livre é  $C_{A,\infty}$ . Se  $C_{A,S}$  é diferente de  $C_{A,\infty}$ , irá ocorrer transferência da espécie  $A$  por convecção. Por exemplo, a espécie  $A$  poderia ser um vapor que  $PE$  transferido para dentro da corrente gasosa (espécie  $B$ ) devido à evaporação em uma superfície líquida ou sublimação em uma superfície sólida. Nesta situação, uma camada limite de concentração, que é similar as camadas limites de velocidade e térmica, irá se desenvolver.

A camada limite de concentração é a região do fluido na qual existem gradientes de concentração e sua espessura  $\delta_c$  é tipicamente definida como valor de  $y$  no qual  $[(C_{A,S} - C_S) / (C_{A,S} - C_{A,\infty})]$  igual a 0,99. Com o aumento da distância da aresta frontal, os efeitos de transferência de espécie se difundem cada vez mais na corrente livre e a camada limite de concentração cresce (INCROPERA, 2014).

Figura 20 - Camada limite de concentração.



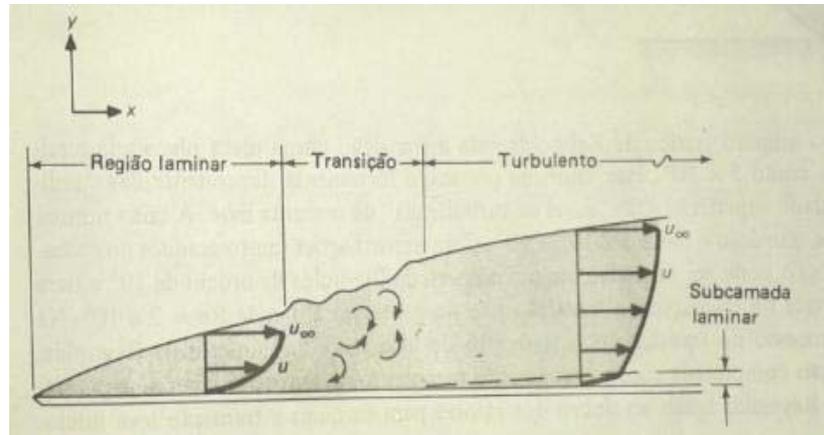
Fonte: INCOPRERA (2014).

#### 4.6.2 Escoamento laminar e turbulento

Considera-se no desenvolvimento inicial da camada limite, (Figura 21), o fluido se mantém na região laminar. Após uma determinada distância da borda de ataque, dependendo do campo de escoamento e das propriedades do fluido, pequenas perturbações no escoamento

podem ser amplificadas, iniciando a zona de transição até que o escoamento se torne turbulento.

Figura 21 - Zona de transição do escoamento de uma placa.



Fonte: HOLMAN (1983).

A região de escoamento turbulento é caracterizada por um movimento aleatório das partículas fluidas. A transição de regime laminar para turbulento ocorre quando; para o caso de uma placa plana.

$$Re_x = \frac{u_x x}{\nu} = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} > 5 \times 10^5 \quad (43)$$

Onde,  $u_\infty$  é igual à velocidade do fluido não perturbado,  $x$  é a distância a partir da borda de ataque,  $\nu$  é igual a  $\mu/\rho$ , que é a viscosidade cinemática. Este agrupamento particular é chamado de número de Reynolds e é adimensional.

Embora o número de Reynolds para a transição numa placa seja geralmente tomado como  $5 \cdot 10^5$ , este valor, na prática, é fortemente dependente das condições de rugosidade superficial e do nível de turbulência da corrente livre. A faixa normal para o início da transição é entre  $5 \cdot 10^5$  e  $10^6$ . Para escoamentos livres de flutuações, a transição não deve ocorrer antes de  $Re = 2 \cdot 10^6$ .

O mecanismo físico da viscosidade é o da transferência da quantidade de movimento. Considere a situação de regime laminar. As moléculas podem se movimentar de uma lamina de fluido para outra, carregando consigo uma quantidade de movimento correspondente a velocidade do escoamento. Escoamento laminar é o fluido se movendo de forma ordenada num caminho suave e contínuo.

No regime turbulento não são mais observadas camadas distintas de fluido, o mesmo escoamento de forma irregular totalmente desordenado.

Considerando a passagem do fluido em uma placa plana tem se que agregar algumas equações, que são muito importantes para a transferência de calor.

Equação (44) de Ludwig Prandtl, conhecida como Prandtl.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (44)$$

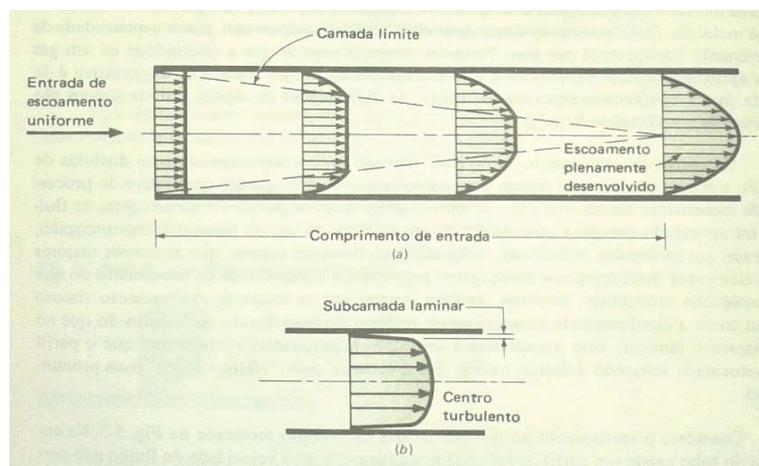
O número de Prandtl é o parâmetro que relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica.

O Número de Nusselt em homenagem a Wilhelm Nusselt é uma grandeza bastante utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, baseada na análise dimensional, na qual é utilizada para determinar parâmetros através de relações de similaridade.

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} \quad (45)$$

Se considerar o escoamento no interior de um tubo, mostrado na Figura 22, a entrada de fluido no tubo, existe um perfil de velocidade do fluido não perturbado.

Figura 22 - Escoamento interno em um tubo.



Fonte: HOLMAN (1983).

À medida que o fluido adentra o tubo, a ação da parede induz o crescimento da camada limite até o ponto onde o escoamento se encontra plenamente desenvolvido. A partir deste ponto, o perfil de velocidade é parabólico, como mostrado na Figura 22 (a). Em um tubo, o número de Reynolds é novamente usado como critério para a transição de escoamento laminar para turbulento. Tem se então a seguinte equação para transição e turbulência:

$$Re_d = \frac{u_m d}{\nu} > 2300 \quad (46)$$

Novamente, pode ser observada uma faixa de número de Reynolds para a transição dependendo da rugosidade do tubo e da suavidade do escoamento. A região geralmente aceita para a transição é  $2000 < Re_d < 4000$ .

### 4.6.3 Transferência de calor em escoamento interno em tubos

Segundo Holman (1983), se faz necessário algumas considerações adicionais sobre o conceito de temperatura de mistura que é importante em todos os problemas de transferência de calor envolvendo um escoamento no interior de dutos fechados. Para o escoamento no tubo da Figura 23, através da 1ª lei da termodinâmica, energia total recebida pode ser dada em função da diferença de temperatura da mistura expressa pela Equação (47) abaixo:

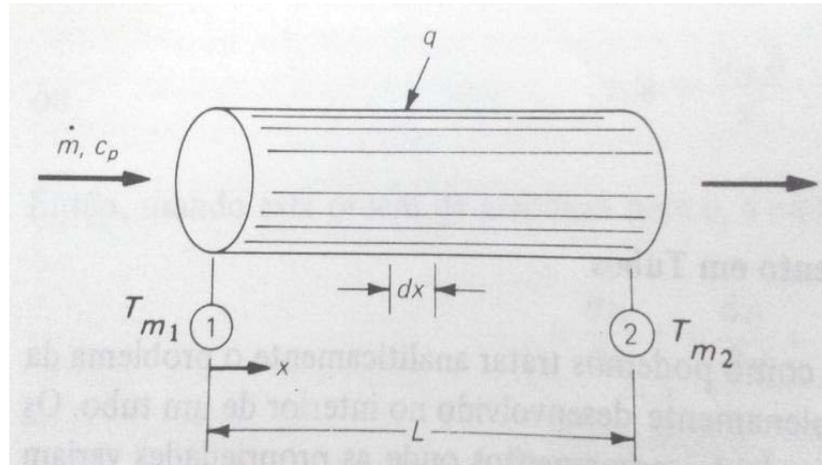
$$q = \dot{m}c_p(T_{m2} - T_{m1}) \quad (47)$$

Desde que  $c_p$  do fluido seja razoavelmente constante ao longo do comprimento. Um comprimento diferencial  $d_x$ , o calor recebido  $d_q$ , pode ser em termos da diferença de temperatura de mistura ou em termos do coeficiente de transferência de calor, onde  $T_p$  e  $T_m$  são as temperaturas de parede e de mistura na posição particular  $x$ . O calor transferido pode ser calculado através da seguinte Equação (48).

$$q = h s_p (T_p - T_m)_{méd} \quad (48)$$

Onde  $s_p$  é a área superficial total para transferência de calor. Desta forma tanto  $T_p$  quanto  $T_m$  podem variar ao longo do comprimento do tubo, um valor médio adequado da diferença de temperatura deve ser usado.

Figura 23 - Transferência de calor na diferença de temperatura de mistura.



Fonte: HOLMAN (1983).

Para um escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos é recomendada a relação de Dittus e Boelter.

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n \quad (49)$$

As propriedades nesta equação são consideradas na temperatura da mistura do fluido, e o expoente  $n$  tem os seguintes valores:

$n$  igual a 0,4 para quando o fluido está sendo aquecido.

$n$  igual a 0,3 para quando o fluido está sendo resfriado.

A Equação (49) é recomendada para escoamento plenamente desenvolvido em tubos lisos nas seguintes recomendações:

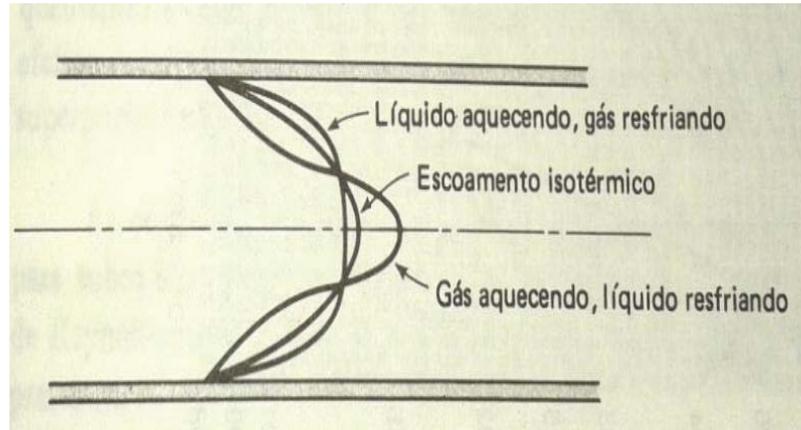
$$0,6 < Pr < 100$$

$$2500 < Re < 124000$$

$$\frac{L}{d} > 60$$

Se as diferenças de temperatura do escoamento forem muito grandes, pode haver uma variação apreciável nas propriedades do fluido entre a parede do tubo e a região central do escoamento. Estas variações podem ser evidenciadas pela alteração do perfil de velocidade como mostra a Figura 24. O desvio do perfil de velocidade para escoamento isotérmico demonstra o fato de que a viscosidade dos gases aumenta com o aumento da temperatura, enquanto a viscosidade do líquido diminui com o aumento da temperatura (Holman, 1983).

Figura 24 - Influência do aquecimento no perfil de velocidade em escoamento laminar.



Fonte: HOLMAN (1983).

Para levar em conta tais considerações referente as variações das propriedades, Sieder e Tate [2] recomendam a seguinte relação:

$$Nu_d = 0,027 Re_d^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (50)$$

As equações acima oferecem simplicidade no cálculo, porém os resultados podem apresentar erros da ordem de até  $\pm 25$  por cento. Petukhov desenvolveu uma expressão mais precisa, embora mais complexa, para escoamento plenamente desenvolvido em tubos lisos, onde a margem de erro fica 6 a 10 por cento.

$$Nu_d = \frac{(f/8) Re_d Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n \quad (51)$$

Onde  $n$  é igual a 0,11 para  $T_p > T_m$ , agora para  $n$  igual a 0,25  $T_p < T_m$  e quando  $n$  for igual a zero o fluxo de calor é constante ou para gases.

A equação acima é aplicável quando:

$$0,5 < Pr < 2000$$

$$10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$$

$$\frac{L}{d} > 60$$

$$0,08 < \mu_m / \mu_p < 40$$

Outra correlação que diminui o erro percentual é a equação de Gnielinski. Onde o erro oscila de 5 por cento a 10 por cento, ambos relacionados com o número de Prandtl.

$$Nu_d = \frac{(f/8)(Re_d - 1000)Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (52)$$

Está equação é aplicável quando:

$$0,5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re < 5 \cdot 10^6$$

$$0,08 < \mu_m / \mu_p < 40$$

A correlação de Kays e London para escoamento de gás, turbulento não plenamente desenvolvido do ponto de vista da camada limite hidrodinâmica é:

$$h_{p.d} = C Re^{-0,2} Pr^{-(2/3)} \left( \frac{\bar{T}_\infty}{T_w} \right)^n (\rho c_p u) \quad (53)$$

Sendo que o valor de  $C$  é igual a 0,020 quando  $T_w$  for constante. No entanto se  $\dot{q}$  for constante o valor de  $C$  muda para 0,021.

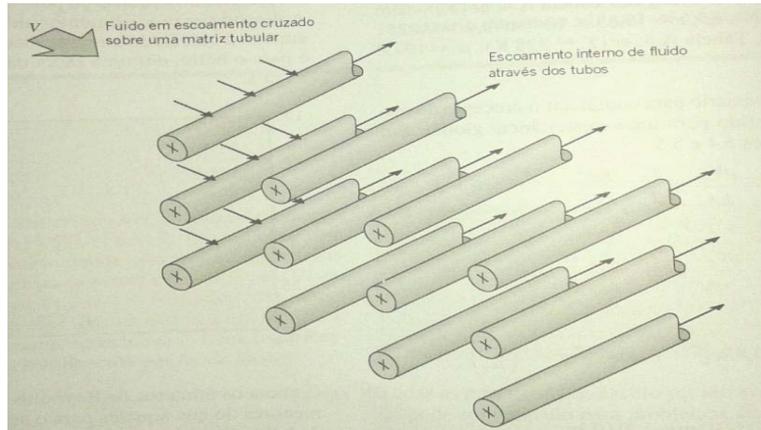
Nestas condições o número de Nusselt fica,

$$Nu = C Re^{0,8} Pr^{1/3} \left[ \frac{\bar{T}_\infty}{T_w} \right] \quad (54)$$

#### 4.6.4 Transferência de calor em Escoamento externo em matrizes tubulares

De acordo com Incropera (2014), a transferência de calor em uma matriz ou feixe de tubos em um escoamento cruzado é relevante em inúmeras aplicações, tais como a geração de vapor em uma caldeira ou resfriamento de ar no trocador de calor de um condicionador de ar. O arranjo geométrico mostrado na Figura 24, onde temos um fluido que se move sobre os tubos, enquanto um segundo fluido, a uma temperatura diferente, escoar no interior dos tubos.

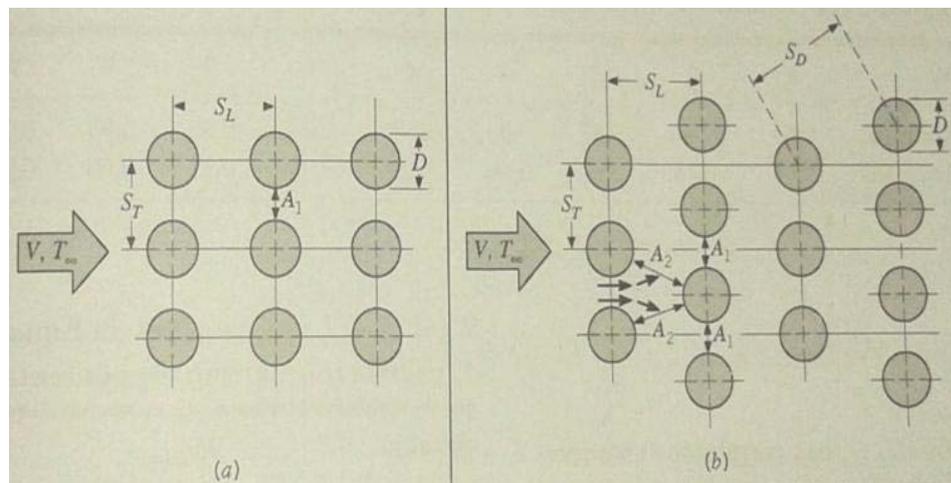
Figura 25 - Esboço de uma matriz em escoamento cruzado.



Fonte: INCROPERA (2014).

As fileiras (colunas) de tubos estão alternadas ou alinhadas na direção da velocidade do fluido  $V$ , (Figura 26) a configuração é caracterizada pelos diâmetros dos tubos  $D$ , e pelos passos transversais  $S_T$  e longitudinal  $S_L$ , medidos entre centros dos tubos. As condições de escoamento no interior da matriz são demoninadas pelos efeitos de separação da camada limite e por interações das esteiras, que, por sua vez, influenciam a transferência de calor por convecção.

Figura 26 - Matriz tubular. (a) alinhado. (b) Alternado.



Fonte: Incropera (2008).

O coeficiente de transferência de calor associado a um tubo é determinado pela posição na matriz. O coeficiente em um tubo é determinado pela sua posição na matriz. O coeficiente em um tubo na primeira coluna é aproximadamente igual aquele em um único tubo de escoamento cruzado, enquanto coeficientes de transferência de calor maiores estão associados aos tubos localizados nas colunas internas.

Os tubos localizados nas primeiras colunas atuam como malha geradora de turbulência, que aumenta o coeficiente de transferência de calor nos tubos localizados nas colunas seguintes. Na maioria das configurações, contudo, as condições de transferência de calor se estabilizam, de tal modo que ocorre apenas uma pequena mudança no coeficiente de transferência de calor nos tubos que se encontram além da quarta coluna.

Normalmente deseja-se conhecer o coeficiente de transferência de calor médio para a totalidade da matriz tubular.

Segundo Holman (1983), a correlação de Grimison recomenda a seguinte equação.

$$\overline{Nu} = 1,13C_1 Re^n Pr^{1/3} \quad (55)$$

Propriedades físicas para determinar a temperatura ambiente, as mesmas são definidas pelas equações abaixo.

$$T_{Filme} = \frac{T_w + \bar{T}_\infty}{2} \quad (56)$$

$$\bar{T}_\infty = \frac{T_{\infty e} + T_{\infty s}}{2} \quad (57)$$

Outra correlação é a de Zukauskas, que foi modificada por Isachenko, Osipova, Sukomiel.

$$\overline{Nu}_{3^{\circ}Fileira} = C Re_\infty^n Pr_\infty^{1/3} \left[ \frac{Pr_\infty}{Pr_w} \right]^{0,25} \varepsilon_s \quad (58)$$

Sendo que a parcela da equação  $\left[ \frac{Pr_\infty}{Pr_w} \right]^{0,25}$  é utilizada somente para líquidos. Abaixo os valores das constantes e equações que se aplicam para feixe perfeitamente alinhado.  $C$  é igual a 0,26 e  $n$  é igual a 0,65.

$$\varepsilon_s = \left( \frac{SP}{D} \right)^{-0,15} \quad (59)$$

Onde  $SP = SL, SN = SP$

$$Nu_{1^{\circ}Fileira} = 0,6 Nu_{3^{\circ}Fileira} \quad (60)$$

$$Nu_{2^{\circ}Fileira} = 0,9 Nu_{3^{\circ}Fileira} \quad (61)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (62)$$

Da mesma forma que tem se as constantes e equações para feixes perfeitamente alinhados têm se as constantes e equações para feixes alternados, e que estão descritas abaixo.  $C$  é igual a 0,41 e  $n$  é igual a 0,60.

$$\varepsilon_s = \left( \frac{SN}{S_p} \right)^{1/6} \quad (63)$$

No entanto a uma correlação que deve ser atendida. Se  $\frac{SN}{S_p} < 2$  usa se a equação acima.

Entretanto se  $\frac{SN}{S_p} \geq 2$  o valor de  $\varepsilon_s = 1,11$ .

Sendo  $SP = SL, SN = SP$

$$Nu_{1^{\circ}Fileira} = 0,6 Nu_{3^{\circ}Fileira} \quad (64)$$

$$Nu_{2^{\circ}Fileira} = 0,7 Nu_{3^{\circ}Fileira} \quad (65)$$

Para ambos os estágios, feixes alinhados e alternados se têm a seguinte equação de Nusselt e de Reynolds, ambas muitas importantes para determinar o coeficiente de transferência de calor ou coeficiente de película no sistema de convecção forçada sobre um feixe de tubos (HOLMAN 1983).

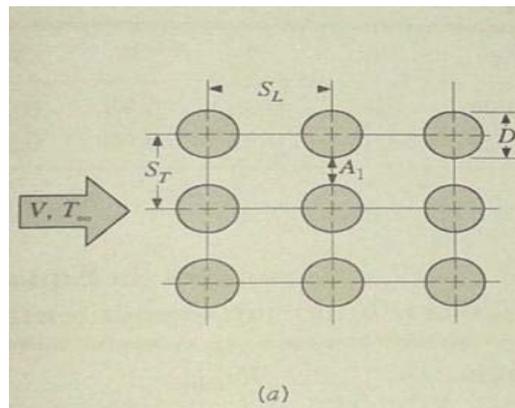
$$\overline{Nu}_{Feixe} = [Nu_{1^{\circ}Fileira} + Nu_{2^{\circ}Fileira} + (N_{F.T} - 2)Nu_{3^{\circ}Fileira}] \frac{1}{N_{F.T}} \quad (66)$$

$$Re_{m\acute{a}x} = \frac{\rho u_{m\acute{a}x} D}{\mu} \quad (67)$$

A velocidade máxima  $u_{m\acute{a}x}$  para feixe alinhado é

$$u_{m\acute{a}x} = u_{\infty} \left[ \frac{ST}{ST - D} \right] \quad (68)$$

Figura 27 - Matriz tubular alinhada.

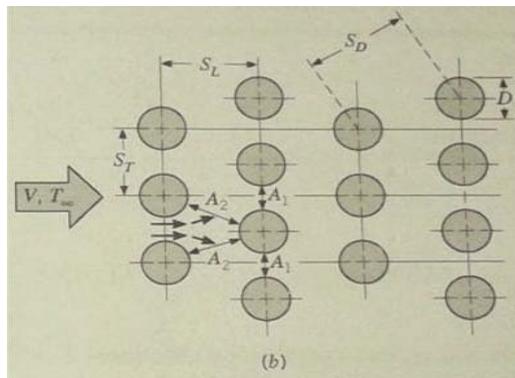


Fonte: INCROPERA (2014).

A velocidade máxima  $u_{m\acute{a}x}$  para feixe alternado é

$$u_{m\acute{a}x} = \frac{u_{\infty}}{2} \left[ \frac{ST}{SD - D} \right] \quad (69)$$

Figura 28 - Matriz tubular alternada.



Fonte: INCROPERA (2014).

Contudo a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal  $A_1$ , quanto na diagonal  $A_2$ . A velocidade máxima irá ocorrer em  $A_2$  se as colunas estiverem espaçadas de modo que atenda a seguinte análise:

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (70)$$

Caso não atenda tal análise, a velocidade máxima ocorre no plano transversal  $A_1$ , sendo assim a velocidade máxima pode ser calculada pela Equação (68).

Com as considerações feitas acima, o próximo passo é definir o coeficiente de transferência de calor médio.

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu}_{feixe} k}{D} \quad (71)$$

## 5 MODELAGEM DO PROBLEMA

A avaliação consistiu em verificar a estufa em relação ao tempo de processamento térmico de embutidos, considerando apenas as variações de transferência de calor do sistema. Foram utilizando os métodos teóricos de transferência de calor para verificar as temperaturas do produto em diferentes tempos e etapas do processo. Antes de iniciar essas avaliações é necessário entender e compreender todo o funcionamento da estufa que está sendo avaliada. Desta forma são apresentados abaixo, todos os componentes da estufa.

### 5.1 Estufa

A estufa a ser analisada nesta dissertação está ilustrada na Figura 29, apresentando uma imagem frontal e do interior da câmara de cozimento.

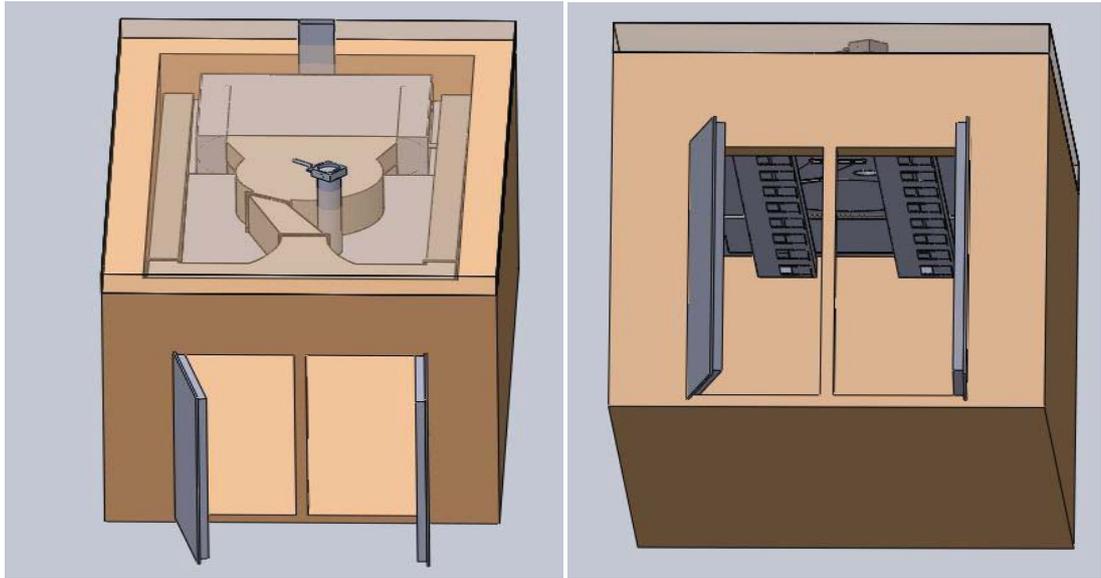
Figura 29 - Estufa de cozimento.



Fonte: GleberDallAgnol.

Para uma melhor compreensão do tema, foram discretizado todos os componentes da estufa, juntamente com uma breve descrição do funcionamento do processo de cozimento. A Figura 30 mostra o desenho da estufa com todos os seus componentes.

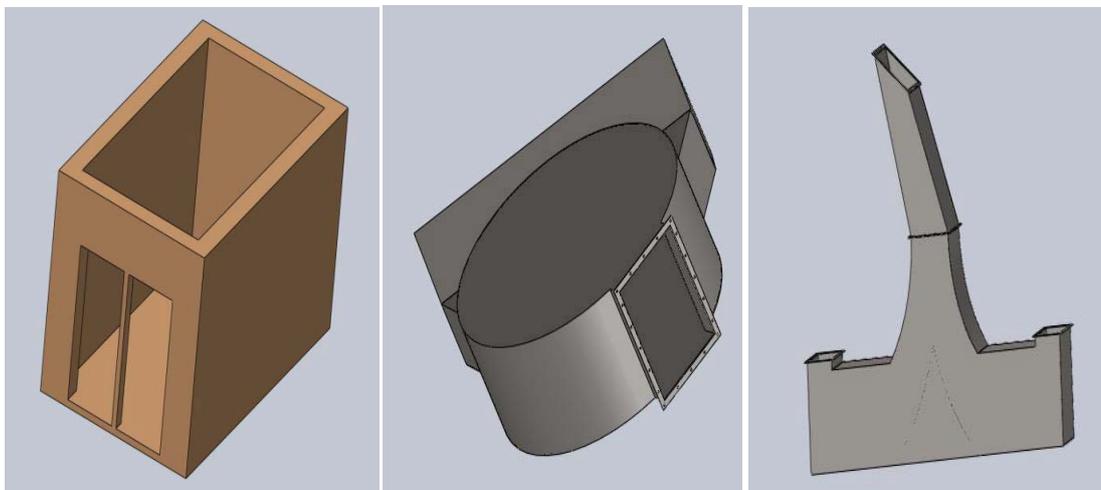
Figura 30 - Estufa de cozimento com todos os seus componentes.



Fonte: GleberDallAgnol.

A Figura 31 apresenta a caixa estrutural da estufa, ventilador, e duto central de distribuição de ar.

Figura 31 - Estufa de cozimento, estrutura geral, ventilador e duto central.



Fonte: GleberDallAgnol.

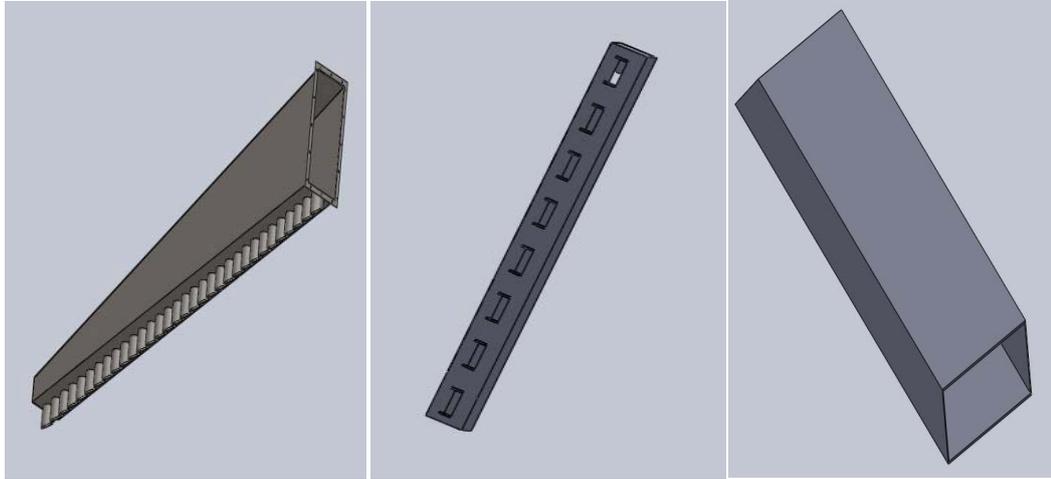
**A estrutura da estufa** é constituída de tijolos maciços e com revestimento interno de azulejo refratário. Seu interior comporta todos os componentes da estufa e carrinhos de produto a cozir.

**O ventilador** é o equipamento que movimenta o fluxo de ar da estufa para o interior do trocador de calor fazendo com que ocorra a troca térmica do sistema. O ventilador é responsável pelo fluxo de ar no interior da estufa.

**O duto central** interliga a saída de ar do ventilador para os bocais de distribuição do ar.

A Figura 32 apresenta o bocal de distribuição de ar, bocal de sucção do ar, e a chaminé.

Figura 32 - Estufa de cozimento, distribuidor de ar, bocal de sucção de ar e chaminé.



Fonte: GleberDallAgnol.

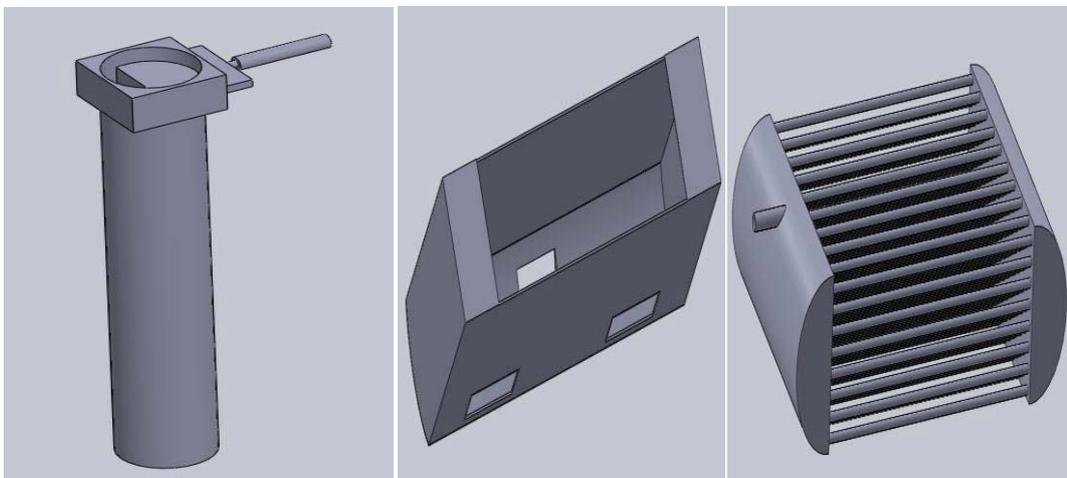
**Bocais laterais de distribuição de ar** possuem dois coletores localizados nas laterais superiores da estufa, estes bocais distribuem o ar no interior da mesma.

**Bocais intermediários de sucção de ar** são dois coletores localizados no na parte central da estufa, sua função é succionar e direcionar o ar lançado pelos bocais de distribuição para o trocador de calor, mantendo a troca térmica no sistema.

A **chaminé** possui um bocal que conecta o fluxo de ar interno com o externo, sendo que é por ele que o ar entra para o interno da estufa, quando necessário.

A Figura 33 apresenta o exaustor, caixa de armazenamento do trocador de calo, e o trocador de calor.

Figura 33 - Estufa de cozimento, exaustor, caixas de armazenagem do trocador de calor e o trocador de calor.



Fonte: GleberDallAgnol.

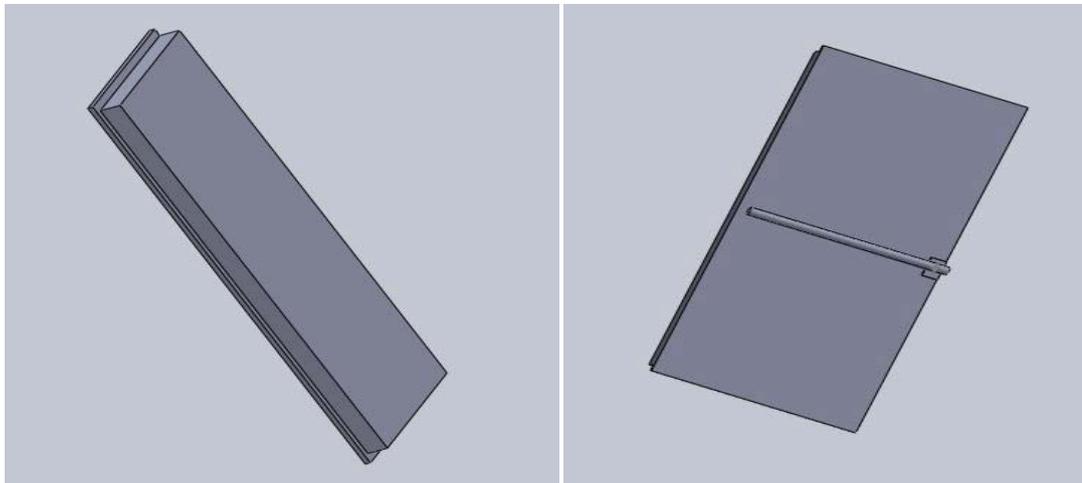
O **exaustor** tem um bocal que conecta o fluxo de ar interno com o externo e sua função é retirar o excesso e renovar o ar, atuando juntamente com a chaminé.

**Caixa de armazenagem do trocador de calor fica armazenado** é o enclausuramento do trocador de calor. Sem ele o ar entraria de forma não ordenada, fazendo com que parte do fluxo não fluísse diretamente na entrada do trocador de calor.

**Trocador de calor** é um feixe de tubos unidos por duas tampas laterais. Estes feixes têm sua orientação alternada e em seu interior há passagem de vapor para aquecer o ar no sistema.

Por fim temos a Figura 34. Demonstra as portas da estufa.

Figura 34 - Estufa de cozimento, portas do sistema.



Fonte: GleberDallAgnol.

O princípio básico de funcionamento da estufa em questão ocorre da seguinte forma: é ligado o ventilador, responsável por movimentar o ar no interior da estufa, com o ventilador ligado o ar passa pelo trocador de calor que é aquecido. O ar estando aquecido troca calor com o produto que se encontra no interior da estufa. Desta forma ocorre o cozimento do produto.

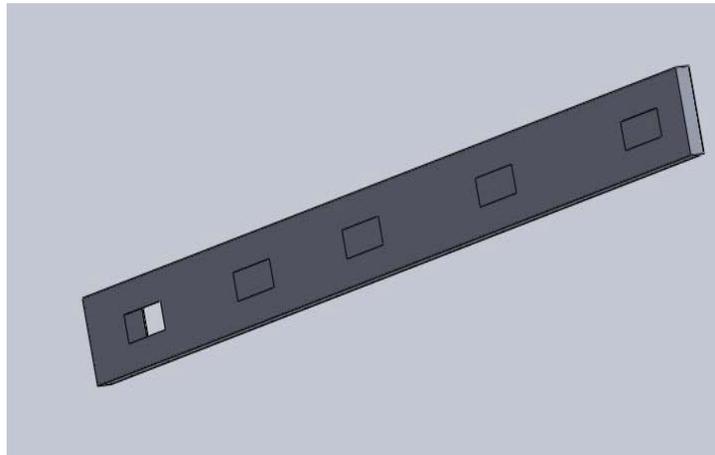
## 5.2 Desmontagem e verificação dos componentes da estufa

Inicialmente os componentes foram testados separadamente pela equipe de manutenção. Estes testes foram executados de forma prática, ou seja, cada componente foi acionado individualmente e verificado separadamente do sistema. Não foram encontrados defeitos na lógica de funcionamento. Para uma melhor análise do processo foi realizada a

desmontagem da estufa. Assim foram retiradas as chapas de inox que fazem a separação da estufa com seus componentes internos.

Sem as chapas, os primeiros componentes a serem checados foram os dutos de ar e os bocais de sucção, onde constatou se que a estrutura física de ambos estava em bom estado de conservação, não apresentando furos ou corrosão que seriam prejudiciais ao sistema. Porém notou-se que nos bocais de sucção há pontos de aspiração desuniformes, com geometrias retangulares muito pequenas que podem estar prejudicando a uniformidade do cozimento do produto. Isto pode ser observado na Figura 35 que demonstra o antigo bocal de sucção. Analisando os pontos de sucção os mesmo deveriam estar bem distribuídos e com tamanho padrão, succionando de forma mais homogênea o ar em toda sua extensão. Está análise teórica parte do princípio que a distribuição de ar feita no interior da estufa tem que ser uniforme, pois se não for, haverá uma desuniformidade de cozimento, desta forma a sucção também tem de atender está analogia, caso contrário irá prejudicar o cozimento do produto. Levando em conta estas considerações o bocal de sucção foi alterado.

Figura 35 - Bocal de sucção antigo, com diferença de distância entre os bocais.



Fonte: GleberDallAgnol.

A solução para este problema foi refazer a base onde os bocais estão presentes, distribuindo os mesmos de forma igual e em maior número (bocal atual possuía 5 pontos e o novo ajuste apresenta 8 bocais equidistantes entre si). Além disto, foram colocadas tampas reguladoras em cada bocal de sucção, para ajustar possíveis oscilações no processo. Na Figura 36 são apresentadas as mudanças mencionadas.

Figura 36 - Novo bocal de sucção.



Fonte: GleberDallAgnol.

Prosseguindo na desmontagem e análise, checaram-se os bocais laterais de saída de ar, constatando-se que ambos estavam em bom estado de conservação, não tendo como prejudicar o funcionamento da estufa. Suas ligações com o sistema de ventilação central (duto principal) também não apresentaram falhas. A Figura 37 demonstra a desmontagem do duto principal que interliga os bocais de saída de ar para as laterais da estufa.

Figura 37 - Duto central de ar conectado aos bocais de saída de ar.



Fonte: GleberDallAgnol.

Avaliou-se também o ventilador, uma das partes principais da estufa. Sua verificação infelizmente foi parcial, pois o mesmo está preso na parede superior da estufa e sua remoção poderia danificá-lo. A Figura 38 ilustra a carcaça do ventilador e em seu interior o rotor, que não apresentou defeito ou anomalia que prejudicasse sua função. O ventilador foi testado manualmente, verificando-se todas as pás do rotor, eixo de transferência de movimento e demais peças de conexão sendo que todas se apresentaram boas. A carcaça não apresentava

avarias, o que poderia causar perdas de pressões no conjunto. Caso o ventilador apresente se algum tipo de avaria o defeito, a vazão de ar no sistema estaria prejudicada, tendo reflexos negativos no processo de cozimento.

Figura 38 - Desmontagem parcial do ventilador.



Fonte: GleberDallAgnol

O trocador de calor não apresentava problemas aparentes. Porém na desmontagem do conjunto, constatou-se haver uma chapa instalada entre o ventilador e o trocador de calor. Esta chapa estava restringindo parte da passagem de ar pelo trocador de calor, comprometendo a troca térmica efetuada pelo mesmo. A chapa bloqueava praticamente a metade do trocador de calor, e estava soldada ao conjunto. Chegou-se à conclusão que esta chapa provavelmente seria um sistema de regulagem da passagem de ar no trocador de calor ou um erro antigo de manutenção. Foi necessário remover esta chapa. A Figura 39 mostra a desmontagem do trocador de calor com a indicação de onde a chapa estava soldada.

Figura 39 - Desmontagem do trocador de calor.



Fonte: GleberDallAgnol.

O próximo componente a ser verificado foi a chaminé e o exaustor, pois o mau funcionamento de um deles compromete a qualidade do produto. Os mesmos estavam em bom estado e funcionando de acordo.

As portas da estufa estão um pouco danificadas e com vazamentos nas borrachas de vedação. No entanto seu isolamento se encontra em bom estado de conservação, cumprindo sua função. O sistema de fechamento está em bom estado. Somente foi necessária a troca das borrachas das portas para sanar o problema. Figura 40 mostra as portas da estufa com vazamento de ar e vapor úmido na base inferior.

Figura 40 - Portas da estufa.



Fonte: GleberDallAgnol.

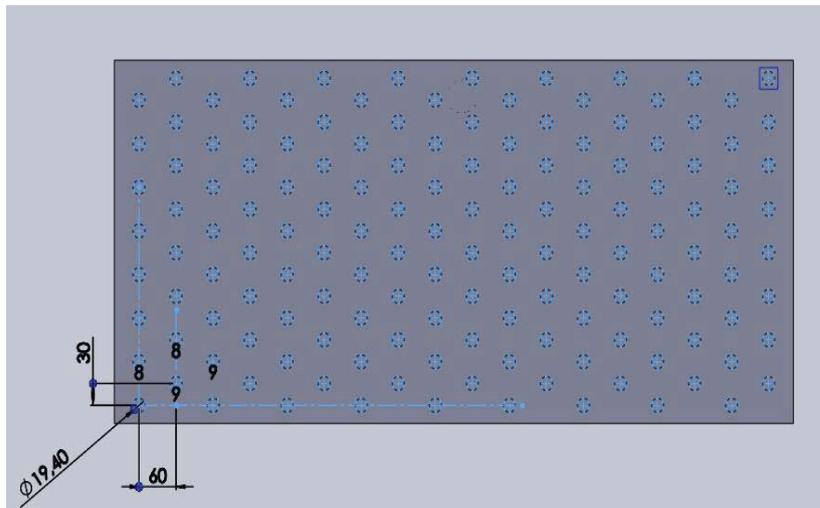
Portanto, com o fim da desmontagem e verificação, foram tomadas ações para corrigir os problemas encontrados. Estes problemas contribuem para um aumento no tempo de cozimento e na qualidade do produto. Com a desmontagem foi possível retirar as medidas dos componentes avaliados na transferência de calor.

### 5.3 Modelo matemático

Os modelos matemáticos aqui expostos determinam dois processos de transferência de calor, relacionados ao processo térmico de cozimento de um produto (salsicha) em uma estufa. O primeiro método a ser descrito é a transferência de calor em um sistema de convecção forçada. A troca térmica ocorre entre o fluxo de ar e um trocador de calor de tubos alternados. O embasamento teórico está referenciado a transferência de calor em escoamentos externos de matrizes tubulares.

Os dados para os cálculos são os seguintes, velocidade do ar na entrada do trocador de calor é de 6m/s. O feixe de tubos é alternado e possui  $N_T = 8$ ,  $N_L = 18$ . Um diâmetro externo de 19,4 mm. O espaçamento longitudinal (SL) é de 0,06 metros. O espaçamento transversal (ST) é de 0,06 metros. A temperatura inicial do gás é de 20 °C, medida com um termômetro a laser. A temperatura da superfície do tubo do trocador de calor é de 140 °C, também medida com o termômetro a laser. A Figura 41 abaixo representa um corte longitudinal no trocador de calor.

Figura 41 - Trocador de calor, feixe de tubos alternados.



Fonte: GleberDallAgnol.

Assim para determinar onde irá ocorrer a velocidade máxima do ar no feixe de tubos alternados será necessário verificar algumas considerações como as equações descritas abaixo, a fim de confirmar em qual seção se dará à velocidade máxima do ar no trocador de calor. Calculando a Equação (72)

$$SD^2 = \left(\frac{ST}{2}\right)^2 + SL^2 \quad (72)$$

Determinado o valor de  $SD$  utiliza-se a Equação (73) a fim de atestar em qual seção ocorrerá à maior velocidade referente à matriz tipo alternada aqui avaliada.

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (73)$$

Sabendo o resultado do arranjo acima seleciona-se uma das equações abaixo e encontra-se a velocidade máxima do ar referente à seção transversal ou diagonal de velocidade. Dependendo do feixe de tubos a velocidade máxima pode ocorrer em qualquer seção.

A velocidade máxima  $u_{m\acute{a}x}$  para feixe alternado.

$$u_{m\acute{a}x} = \frac{u_{\infty}}{2} \left[ \frac{ST}{SD - D} \right] \quad (74)$$

A velocidade máxima  $u_{m\acute{a}x}$  para feixe alinhado.

$$u_{m\acute{a}x} = u_{\infty} \left[ \frac{ST}{ST - D} \right] \quad (75)$$

Com a velocidade máxima calculada, determina-se a temperatura de saída do ar após passar pelo trocador de calor e igualam-se as duas equações abaixo, resultando na variável de saída desejada, no caso a temperatura de saída, Equação (78).

$$q = \dot{m} c \rho (T_{\infty s} - T_{\infty e}) \quad (76)$$

$$q = \dot{h} A_{conv} (T_w - T_{\infty}) \quad (77)$$

$$T_{\infty s} = \frac{(h A) T_w - \frac{h A}{2} T_{\infty e} + \dot{m} c \rho T_{\infty e}}{\dot{m} c \rho + \frac{h A}{2}} \quad (78)$$

Inicia-se assim o processo de interação considerando uma temperatura de saída arbitrada. Neste caso a temperatura arbitrada foi de 60°C. Com está temperatura se encontra a temperatura média e com a resolução da Equação (79) encontra se também os valores das constantes envolvidas no calculo,  $\rho, k, \mu$  e o número de Prandtl. Os mesmos estão descritos na Tabela 1.

$$\bar{T}_{\infty} = \frac{T_{\infty e} + T_{\infty s}}{2} \quad (79)$$

Tabela 1- Propriedades do ar a temperatura de 40°C.

$\rho_{40^{\circ}C}$	$1,134 \frac{kg}{m^3}$
$k_{40^{\circ}C}$	$0,026 \frac{w}{m^{\circ}C}$
$\mu_{40^{\circ}C}$	$18,88 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$

$Pr$	0,71
------	------

Fonte: GleberDallAgnol.

Com estes dados calcula-se o número de Reynolds, e após o número de Nusselt para a terceira fileira, após calcula-se o coeficiente de transferência de calor da terceira fileira do trocador de calor.

$$Re_{max} = \frac{\rho \mu_{max} d}{\mu} \quad (80)$$

$$10^3 < Re_{max} < 10^5 \quad (81)$$

$$Nu_{3^\circ fT} = c Re^n Pr^{1/3} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,23} \cdot \epsilon_s \quad (82)$$

$$\epsilon_s = \left( \frac{ST}{SL} \right)^{1/6} \quad (83)$$

$$h_{3^\circ fT} = \frac{Nu_{3^\circ fT} k}{d} \quad (84)$$

Com o coeficiente de película da terceira fileira do trocador de calor usa-se a Equação (85), para encontrar o coeficiente de película médio e poder substituí-lo nas equações igualadas no início do método. Para encontrar a temperatura de saída foram igualadas as equações de taxa de transferência de calor obtendo-se a temperatura de saída do ar.

$$\bar{h} = (0,6 h_{3^\circ fT} + 0,7 h_{3^\circ fT} + (N_{FT} - 2)h_{3^\circ fT}) \frac{1}{N_{FT}} \quad (85)$$

Resolvendo as duas parcelas abaixo se pode substituir os valores na Equação (88) de temperatura de saída e encontrar seu valor.

$$\dot{h}A_{conv} \quad (86)$$

$$\dot{m} c \rho = N_{FT} (\rho \mu_{max} A_T) c \rho \quad (87)$$

$$T_{\infty s} = \frac{(hA)T_w - \frac{hA}{2}T_{\infty e} + \dot{m}c\rho T_{\infty e}}{\dot{m}c\rho + \frac{hA}{2}} \quad (88)$$

Com a temperatura de saída se inicia outra interação trocando o valor da temperatura arbitrada no início do cálculo pela temperatura de saída obtida. Esta nova interação deve convergir com o primeiro valor de temperatura calculado.

### Segundo método matemático:

Este método aplicado é referenciado pela transferência de calor em condução de regime permanente. Inicialmente é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor entre o ar e o produto, isso associado às condições operacionais. Esta determinação é dada através das seguintes equações. Usando a relação de Zukauskas.

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (89)$$

$$Re_D = \frac{VD}{\nu} \quad (90)$$

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \frac{k}{D} \quad (91)$$

Tabela 2 - Constantes para determinação do coeficiente de transferência de calor.

$C$	0,26
$m$	0,6
$n$	0,37
$\phi_{sal}$	0,013 m
$k_{sal}$	$0,45 \frac{W}{m^2C}$
$\alpha_{sal}$	$1,92 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$

Fonte: GleberDallAgnol.

Após a determinação do coeficiente de transferência de calor, deve-se determinar o número de Biot, Equação (92).

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{K} \quad (92)$$

A Tabela 3 demonstra os dados para calcular o número de Biot, juntamente com os dados para determinar o tempo em relação à temperatura do produto referente ao início do processo de cozimento.

Tabela 3 - Dados para calcular o número de Biot e tempo em relação á temperatura do produto.

$\varnothing_{sal}$	0,013 m
$r_{sal}$	0,0065 m
$k_{sal}$	$0,45 \frac{w}{m^{\circ}C}$
$\alpha_{sal}$	$1,92 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$
$h_{0,5}$	$18 \frac{w}{m^2^{\circ}C}$
$T_{sal}$	$10^{\circ}C$
$T_{ar}$	$60^{\circ}C$

Fonte: GleberDallAgnol.

Como o número de Biot é maior de 0,1 não se pode utilizar o método de capacitância global. Sendo assim calcula-se um novo número de Biot para usar as cartas de Heisler.

$$Bi = \frac{h \cdot r}{K} \quad (93)$$

Nas cartas de Heisler o número de Biot é igual ao seu inverso  $Bi^{-1}$ . Onde se necessita utilizar a equação de Fourier, isolando a variável de tempo (s). Dessa forma pode-se determinar o tempo em relação da temperatura.

$$Fo = \frac{\alpha \cdot t}{r^2} \quad (94)$$

$$t = \frac{r^2 \cdot Fo}{\alpha} \quad (95)$$

Com o tempo padronizado por etapa, se atribui o valor de Fourier equivalente ao tempo desejado. Usando o valor de Fourier com a curva representada pelo o inverso do número de Biot encontra-se a diferença de temperaturas  $\frac{\theta}{\theta_i}$  pelas cartas de Heisler. Assim encontrando a temperatura do produto em um determinado tempo.

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \quad (96)$$

$T_\infty$  é igual a temperatura do ar no interior da estufa. Variando conforme cada etapa.  $T_i$  é igual a temperatura do produto. Variando conforme cada etapa.  $T$  é a temperatura do produto, onde a mesma varia conforme o tempo.

#### 5.4 Condições de contorno

Considerando a vazão de ar do ventilador, em relação a transferência de calor do ar com o trocador de calor. Percebeu-se que a cada dez segundo todo o ar no interior da estufa passa pelo trocador de calor. Conseqüentemente o ar sofre um acréscimo de temperatura até atingir o equilíbrio com o sistema. Esta análise foi comparada com os dados obtidos na prática.

Os processos de cozimento impõem várias condições de contorno no sistema, principalmente na transferência de calor do ar para o produto. O cozimento é descrito da seguinte forma:

Inicialmente a temperatura no interior da estufa é mantida a 60°C por dez minutos para homogeneizar a temperatura do produto. Na segunda etapa a temperatura do ar é aumentada para 70°C e é mantida durante vinte minutos sendo então ligado o exaustor e a chaminé. Na terceira etapa aumenta-se novamente a temperatura do ar para 80°C, juntamente com a adição de vapor úmido durante vinte minutos. Na quarta e última etapa a temperatura do fluxo de ar é aumentada para 85°C, por vinte minutos, sendo ligado o exaustor e a chaminé para retirar o excesso de umidade. Ao fim do processo a temperatura no interior da salsicha deve estar no mínimo a 72°C. A adição de vapor úmido não é controlada no processo.

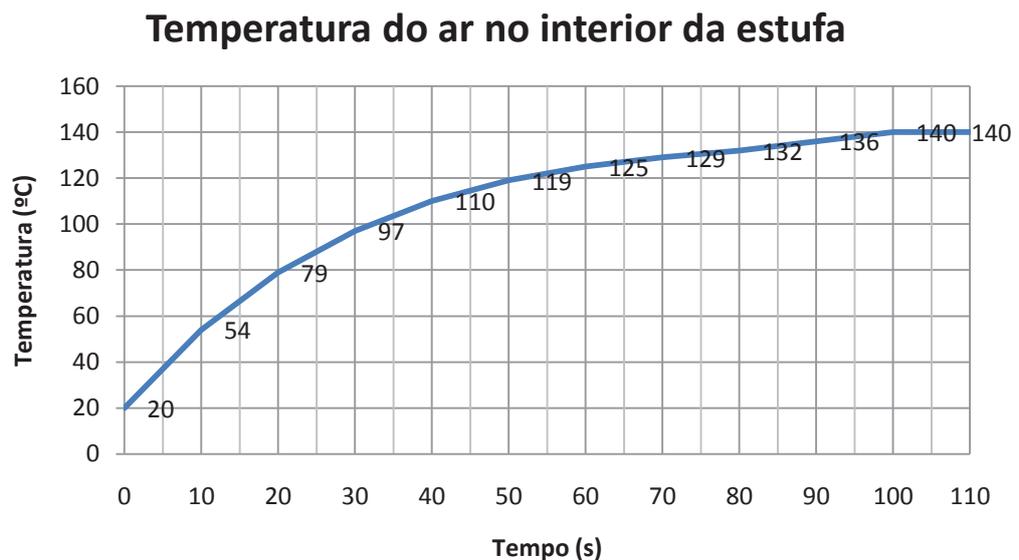
Não foi levada em conta a renovação do ar no sistema, pois a vazão do exaustor é pequena.

O cálculo de transferência de calor do ar com o produto foi avaliado, considerando apenas uma salsicha, este método reflete as condições aplicadas no interior da câmara de cozimento, sendo válido para todas as salsichas.

## 5.5 Metodologia de solução

A Figura 42 demonstra os resultados do modelo matemático de convecção forçada sobre um feixe de tubos alternados. A formulação adotada é estacionária, sendo que cada valor de temperatura no gráfico foi calculado conforme o modelo citado. Considerando que a cada 10 segundos todo o volume de ar da estufa passa pelo trocador de calor, e que o ar no interior da estufa continua o mesmo. Determinou-se a seguinte analogia. A temperatura de saída calculada será a nova temperatura de entrada do modelo matemático estacionário, assim a temperatura de saída foi considerada a nova temperatura de entrada gerando os valores descritos no gráfico apresentado pela figura abaixo.

Figura 42 - Acréscimo de temperatura do ar em relação à vazão do ventilador.



Fonte: GleberDallAgnol.

Os dados obtidos foram comparados com os dados práticos e verificou-se que o perfil de acréscimo de temperatura calculado não foi o mesmo obtido na prática, também se constatou que o equilíbrio térmico do ar ocorre primeiro na prática, este equilíbrio foi 20 % mais rápido que os dados calculados. Todavia a troca térmica entre o ar e o trocador de calor atende aos parâmetros de cozimento, a sua troca térmica é praticamente instantânea comparada às etapas de cozimento, onde a temperatura máxima do ar atinge 85 °C e não 140°C (temperatura da superfície dos tubos do trocador de calor). Esta avaliação garante que não haverá oscilações de temperatura nas etapas de cozimento.

Tabela 4 - Dados calculados e obtidos na prática.

Dados calculados		Dados práticos	
Temperatura (°C)	Tempo (s)	Temperatura (°C)	Tempo (s)
20	0	20	0
54	10	60	10
79	20	84	20
97	30	100	30
110	40	125	40
119	50	129	50
125	60	133	60
129	70	137	70
132	80	140	80
136	90	140	90
140	100	140	100
140	110	140	110

Fonte: GleberDallAgnol.

No processo de cozimento os limites de temperatura se dão devido ao uso de uma válvula reguladora de vapor que controla a alimentação do sistema de vapor, que é necessária para o processo de cozimento, pois o controle da temperatura neste meio deve ser sempre mantido. Sendo assim este controle libera o vapor para o trocador de calor com pressão e temperatura constante, transferindo sua energia em forma de temperatura para a superfície do tubo de troca térmica. Com o sistema de controle registra-se e programam-se as temperaturas referentes a cada etapa de cozimento. Desta maneira o tempo referente à temperatura do ar no interior da estufa atende facilmente aos padrões de cozimento definidos.

Para determinar o tempo de cozimento e as temperaturas no interior do produto, deve se conhecer o coeficiente de transferência de calor do ar sobre a salsicha. A determinação do coeficiente de película, para as condições apresentadas na estufa de cozimento foram calculadas e são demonstrados na Tabela 5.

Tabela 5 - Dados para cálculo do coeficiente de película doar com o produto.

Constantes	20°C	60°C	80°C
$K$	0,025 w/mk	0,028 w/mk	0,03 w/mk
$\rho$	1,205 kg/m <sup>3</sup>	1,06 kg/m <sup>3</sup>	0,097 kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	0,0000181kg/ms	0,00002 kg/ms	0,000023 kg/ms
$u$	0,5 m/s	0,5 m/s	0,5 m/s
$Pr$	0,72	0,7	0,7
$Prs$	0,72	0,72	0,7

Fonte: GleberDallAgnol.

O coeficiente de película calculado para as condições da estufa em estudo é igual a 18 w/m<sup>2</sup>°C (velocidade do ar 0,5 m/s). Na Figura 43 é apresentado o gráfico de temperatura do produto, demonstrando o ganho de temperatura do produto com relação ao tempo. Há um

gráfico para cada etapa de cozimento descrita anteriormente. Abaixo os valores de Reynolds e Nusselt, necessários para determinar  $h$ .

$$Re_D = 433$$

$$\overline{Nu_D} = 9,39$$

$$\bar{h} = 18 \text{ w/m}^2\text{k}$$

Na Tabela 6 estão descritos os valores calculados pelo método de transferência de calor em regime transiente. Para encontrar estes valores foi necessário obter o número inverso de Biot, os tempos de cozimento referentes a cada etapa do processo produtivo da salsicha e as curvas das cartas de Heisler. Os valores de temperaturas encontrados através deste método estão descritos abaixo.

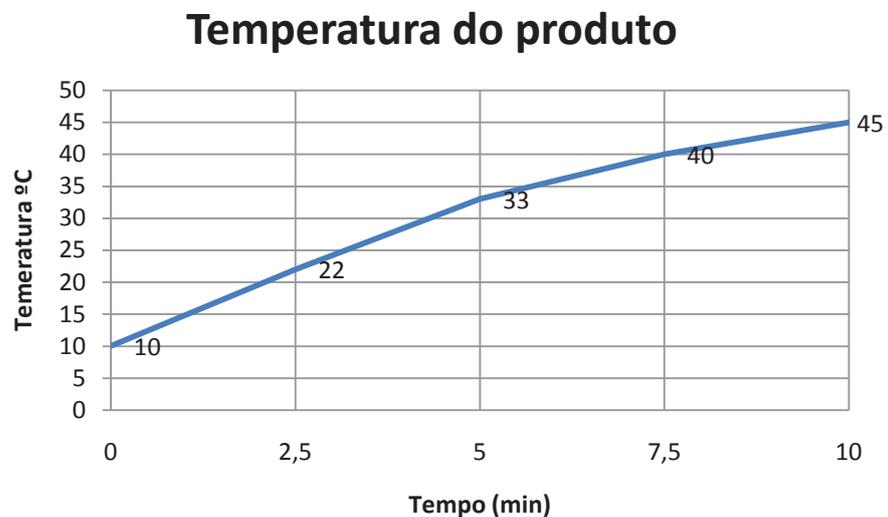
$$Bi^{-1} = 3,8$$

Tabela 6 - Valores dos cálculos referentes a Figura 43.

T (°C)	t tempo (min)	Fo
10	0	0
22	2,5	0,7
33	5	1,4
40	7,5	2,2
45	10	2,8

Fonte: GleberDallAgnol.

Figura 43 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, primeira etapa de cozimento.



Fonte: GleberDallAgnol.

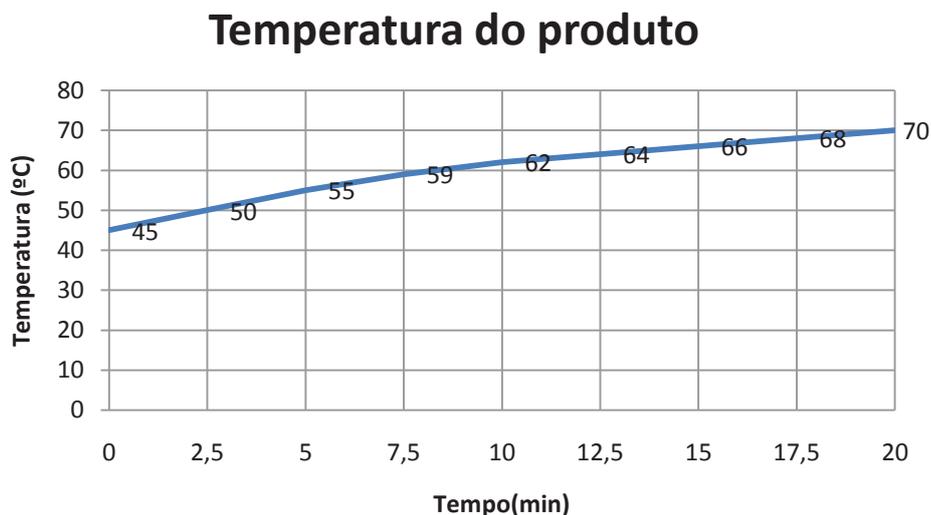
Ao fim da primeira etapa a temperatura no centro do produto chega a 45°C em dez minutos, dando início à segunda etapa, onde a temperatura interna do fluxo de ar da estufa é alterada para 70°C, e sua duração é de 20 minutos. Nesta etapa são ligados o exaustor e a chaminé, para que ocorra a secagem do produto. A renovação de ar é feita pela exaustão do ar aquecido na estufa para o meio externo fazendo com que o ar entre pela chaminé. Esta renovação de ar pode ser desconsiderada no cálculo de troca térmica do trocador de calor com o ar, devido à vazão de renovação de ar ser pequena. O número inverso de Biot continua o mesmo para as demais etapas de cozimento, a Tabela 7 apresenta a continuação dos cálculos referente a segunda etapa de cozimento.

Tabela 7 - Valores calculados referentes a Figura 44.

T (°C)	t tempo (min)	Fo
45	0	0
50	2,5	0,8
55	5	1,4
59	7,5	2,0
62	10	2,6
64	12,5	3,2
66	15	3,8
68	17,5	4,4
70	20	5

Fonte: GleberDallAgnol.

Figura 44 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, segunda etapa de cozimento.



Fonte: GleberDallAgnol.

No fim da segunda etapa (Figura 44), a temperatura interna do produto chega a 70°C. Na terceira etapa (Figura 45), a temperatura do fluxo de ar é aumentada para 80°C, nesta

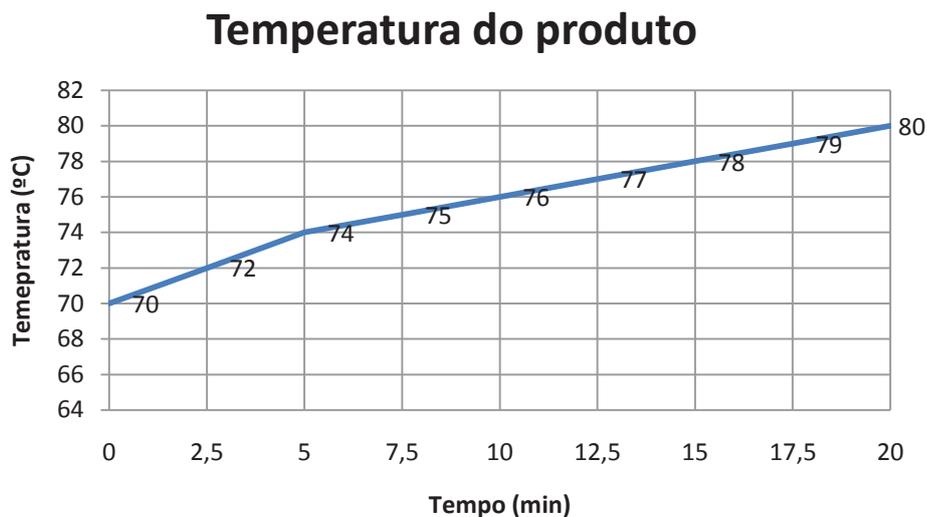
etapa a temperatura interna do produto ultrapassa a temperatura mínima desejada para o cozimento. Há a utilização do vapor úmido, que auxilia o cozimento e melhora as perdas que são causadas pelo processo.

Tabela 8- Cálculos referentes à Figura 45.

T (°C)	t tempo (min)	Fo
70	0	0
72	2,5	0,8
74	5	1,4
75	7,5	2,0
76	10	2,6
77	12,5	3,2
78	15	3,8
79	17,5	4,4
80	20	5

Fonte: GleberDallAgnol.

Figura 45 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, terceira etapa de cozimento.



Fonte: GleberDallAgnol.

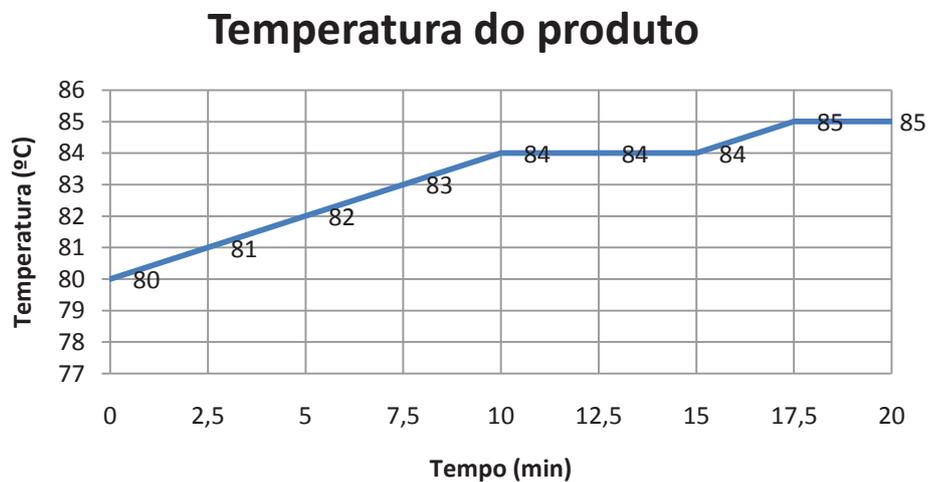
Na quarta e última etapa (Figura 46) ocorre novamente um aumento na temperatura do fluxo de ar para 85°C. Nesta etapa o exaustor e chaminé são ligados para retirar o vapor úmido fazendo com que o ar seja renovado e para que ocorra a secagem do produto. No fim do processo de cozimento o produto atinge praticamente 85°C em um tempo de sessenta e sete minutos.

Tabela 9- Cálculos referentes à Figura 46.

T (°C)	t tempo (min)	Fo
80	0	0
81	2,5	0,8
82	5	1,4
83	7,5	2,0
84	10	2,6
84	12,5	3,2
84	15	3,8
85	17,5	4,4
85	20	5

Fonte: GleberDallAgnol.

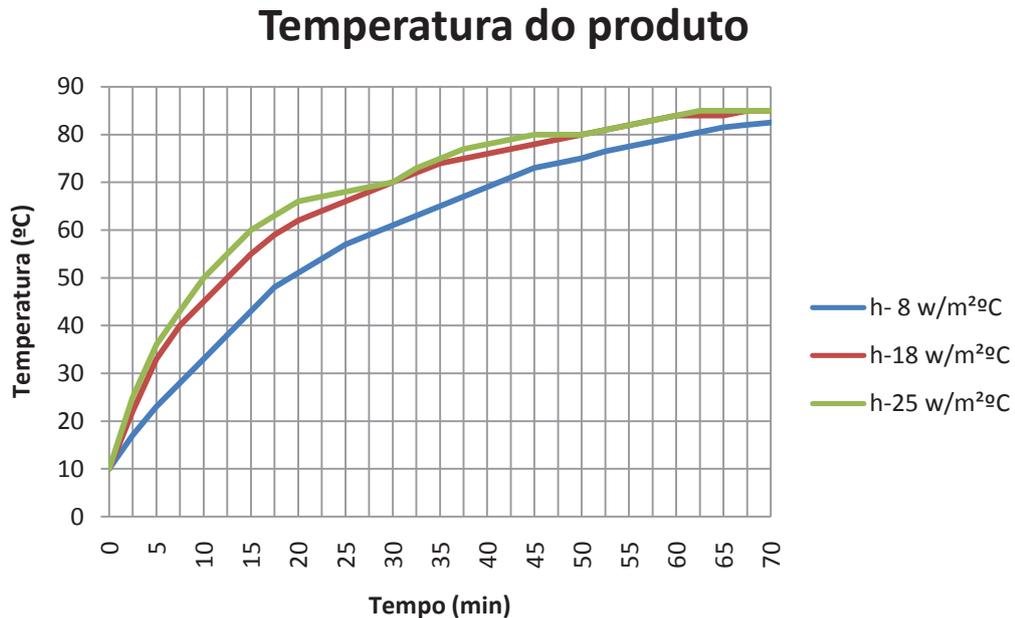
Figura 46 - Acréscimo de temperatura no produto em relação ao tempo, quarta etapa de cozimento.



Fonte: GleberDallAgnol.

Para verificar quais seriam as variações da temperatura do produto com diferentes velocidades do ar na superfície do mesmo, foram realizados novos cálculos de coeficientes de transferência de calor, todos estes calculados seguindo a mesma metodologia matemática. As velocidades de ar utilizadas para os novos cálculos foram de  $1\text{ m/s}$  e  $0,1\text{ m/s}$ . A velocidade de  $1\text{ m/s}$  corresponde ao coeficiente de transferência de calor igual a  $25\text{ w/m}^2\text{C}$ . O coeficiente de transferência de calor igual a  $8\text{ w/m}^2\text{C}$  corresponde a velocidade de  $0,1\text{ m/s}$ . Sendo que a velocidade de trabalho normal é de  $0,5\text{ m/s}$ . As variações de temperatura no cozimento do produto com diferentes coeficientes de película são apresentadas na Figura 47.

Figura 47- Variação dos coeficientes de transferência de calor.



Fonte: GleberDallAgnol.

Analisando a Figura 47 se percebe que quanto mais alto for o coeficiente de transferência de calor, mais rápido será o ganho de temperatura do produto, principalmente na primeira e segunda etapa de cozimento onde a diferença de temperatura é maior. Nota se também que após 30 minutos ocorre um equilíbrio entre os meios que possui um coeficiente de transferência de calor igual a  $18 \text{ w/m}^2\text{°C}$  e  $25 \text{ w/m}^2\text{°C}$ . Isto ocorre devido à tendência de equilíbrio térmico do produto com o sistema. Desse modo o acréscimo de temperatura do produto diminui e o tempo para obter esse equilíbrio aumenta.

Já para caso do coeficiente de transferência de calor com o valor igual a  $8 \text{ w/m}^2\text{°C}$ , observou-se um acréscimo de temperatura no produto mais lento comparado com os demais. E ao fim do processo de cozimento o produto atinge uma temperatura de  $82,5\text{°C}$ .

Com as análises realizadas acima se constatou que a troca térmica do trocador de calor atende as necessidades do processo de cozimento, pois garante a temperatura do ar no interior da estufa e, desta forma, a temperatura do fluxo de ar troca calor com o produto de maneira contínua. Os resultados cálculos da troca térmica entre o ar o produto também garantem que o processo de cozimento atende as especificações estipuladas.

## 5.6 Resultados e discussão

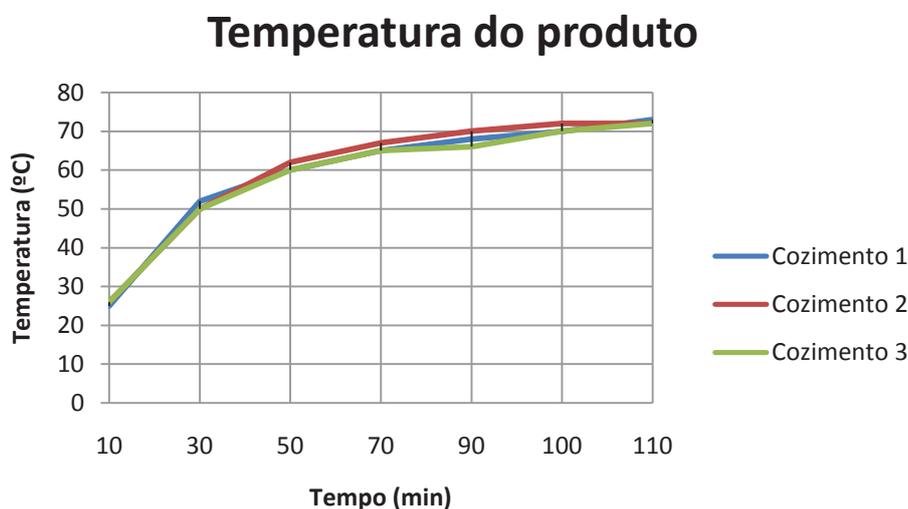
Com o estudo e levantamento das condições de trabalho da estufa, foi elaborada a Figura 48 que demonstra como ocorria o processo de cozimento antes das mudanças e avaliações. O processo se prolongava por tempo superior ao programado, e o cozimento não se mantinha padrão. Estes dados foram coletados experimentalmente. A Tabela 10 demonstra os dados referentes à Figura 48.

Tabela 10 - Dados experimentais medidos antes das avaliações.

Tempo (min)	T (°C) Cozimento 1	T (°C) Cozimento 2	T (°C) Cozimento 3
10	26	25	27
30	52	51	50
50	62	60	60
70	68	66	65
90	70	69	66
100	72	70	70
110	74	73	72

Fonte: GleberDallAgnol.

Figura 48 - Processo de cozimento antes das avaliações.



Fonte: GleberDallAgnol.

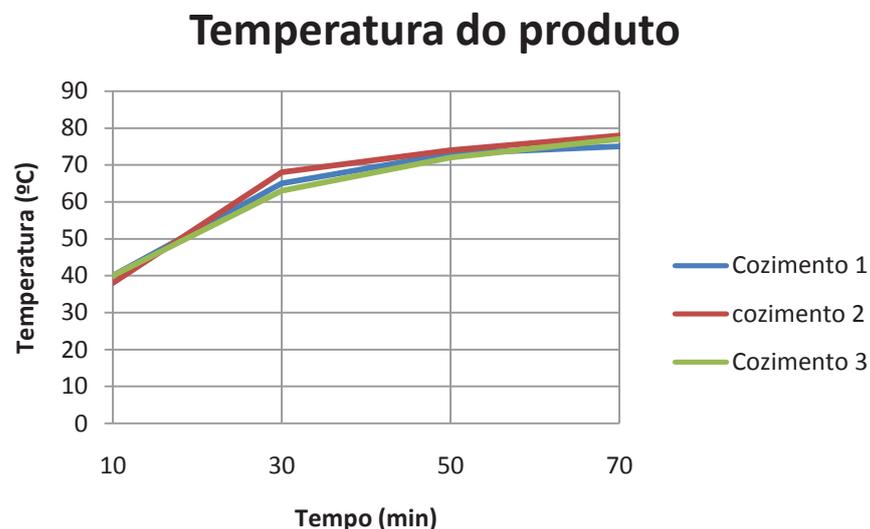
Ao término de cada etapa coletaram-se os dados de temperatura e tempo de cozimento, verificando que, normalmente, o cozimento necessitava em torno de 100 a 110 minutos para deixar o produto com uma temperatura de 72 °C em seu interior (medido com termômetro).

Analisando os dados do gráfico da Figura 48, notou-se a dificuldade do processo em atingir a temperatura desejada para o produto e devido as análises feitas no decorrer desta dissertação encontraram-se alguns problemas que estavam afetando a estufa diretamente. A chapa que estava obstruindo a passagem de ar prejudicava o processo de cozimento, sua remoção, liberou o fluxo de ar, melhorando a troca térmica do sistema. Os bocais de sucção de ar foram ajustados, onde o número de bocais sofreu um acréscimo e realinhamento, também foi instado um sistema de gaveta em cada bocal de sucção, para poder regular o fluxo de ar de aspiração e melhorar a uniformidade de cozimento do produto. Estes ajustes com certeza auxiliaram no processo de cozimento da estufa. Outro problema que pode estar causando as anomalias do gráfico da Figura 48 é a rede de vapor, está avaliação se encontra no apêndice A.

Antes de avaliar os resultados teóricos com os dados práticos, foram retirados novos dados experimentais (estes dados seguiram o mesmo método de coleta do gráfico anterior), para quantificar os problemas físicos encontrados e verificar se os mesmos estariam afetando o funcionamento da estufa em relação ao cozimento.

Na Figura 49 são demonstrados os novos dados coletados após as avaliações feitas no processo térmico de cozimento.

Figura 49 - Processo de cozimento após avaliações.



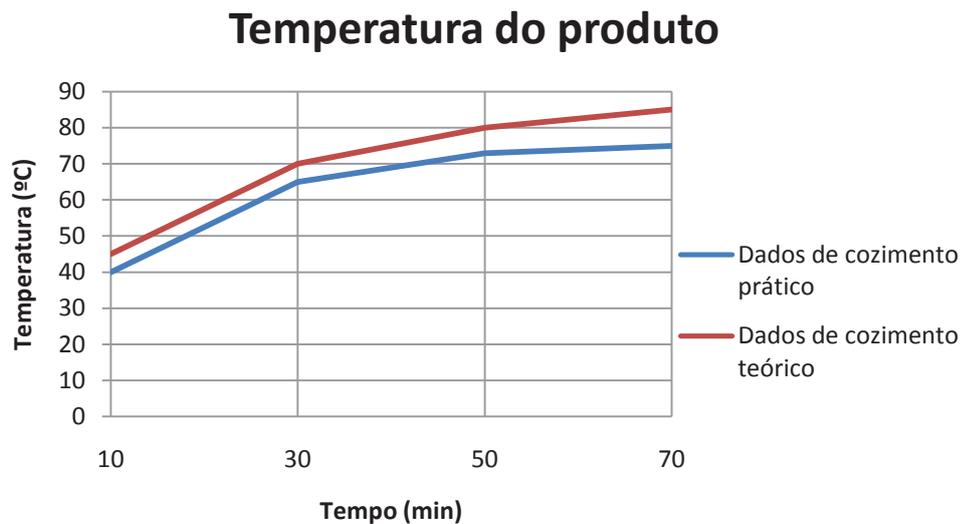
Fonte: GleberDallAgnol.

Após avaliações e pequenas intervenções feitas, constatou-se a melhora no processo de cozimento, tanto no tempo, quanto na uniformidade do produto. O ganho de temperatura do produto nas últimas etapas demonstra que a troca térmica no sistema teve uma melhora.

Comparado com o gráfico da Figura 48, o processo de cozimento nas últimas etapas necessita de mais tempo para atingir a temperatura estipulada. As intervenções realizadas demonstraram no gráfico da Figura 49 uma melhora no tempo de cozimento. Fica claro que os problemas físicos encontrados estavam afetando o funcionamento da estufa e com isso prejudicando o processo de cozimento.

A Figura 50 demonstra a comparação dos dados práticos com os dados teóricos.

Figura 50 - Comparativo de cozimento, entre dados teóricos e dados práticos.



Fonte: GleberDallAgnol.

O gráfico acima aponta uma diferença de 10% do método calculado para os dados obtidos na prática, no entanto esta diferença fica dentro da margem de erro esperada para o método aplicado. O modelamento teórico apresenta um perfil de acréscimo de temperatura idêntico ao perfil teórico.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Após a avaliação do tempo de processamento térmico na estufa de cozimento pode-se concluir que os problemas encontrados na estufa industrial eram fruto de alguns problemas físicos que causavam um acréscimo de tempo no processo de cozimento. Foi possível solucionar a perda de tempo do processo graças às avaliações e intervenções resultantes das verificações feitas no decorrer deste estudo.

A melhora dos tempos de processamento térmico se deu através das seguintes ações:

- Modificação dos bocais de sucção de ar.
- Desobstrução da entrada de ar no trocador de calor.

As análises do processo térmico da estufa através dos métodos matemáticos, apresentaram um erro de 10%. Comparado com os dados práticos.

Aumentando o coeficiente de película, haverá um ganho do tempo de processamento térmico. Os coeficientes nesta avaliação estão ligados diretamente a velocidade do escoamento do ar sobre o produto.

### 6.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Avaliar a distribuição de ar no interior da estufa,
- Analisar a influencia da umidade.
- Avaliar a velocidade de escoamento do sistema.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARPROTEC;Disponível em <http://www.simetriamg.com.br/estufa-para-cozimento-e-ou-defumacao-de-embutidos/> Acessado em: 30 de outubro de 2014.

BAIK, O.-D.;MARCOTTE, M. Modeling the moisture diffusivity in baking cake. *Journal of Food Engineering*, 56,p.47-57,2002.

BRENT, A. A.; SINGH,R. P. Effective heat transfer coefficient measurement during air impingement thawing using an inverse method. *International Journal of Refrigeration*, 29, p.281-293, 2006.

CARSON,J.K.; WILLIX,J.AND NORTH, M.F. Measurements of heat transfer coefficients within convection ovens. *Journal of Food Engineering*, 72, p.293-301, 2006

CANHOS, D. A. L.; DIAS, E. L. Tecnologia de carne bovina e produtos derivados. Fundação Tropical de Pesquisa e Tecnologia – FTPT. São Paulo,1983.

DOMÍNGUEZ, J. A. Salsichas de umidade intermediária para climas tropicais. Campinas, 1977.

FELLOWS,P.J. Tecnologia do processamento de alimentos: princípios e práticas. Trad. Florencia Caldera Oliveira et AL. 2 ed. Porto alegre: Artmed, 2006, 602p.

GOÑI,S.M.; SALVADORI,V.O.Prediction of cooking times and weight losses during meat roasting. *Journal of Engineering*, 100, p.1-11,2010.

GUERREIRO, Lilian. Dossiê Técnico: Produção de Salsicha. Rio de Janeiro:Redetec, 2006.

HOLMAN, JACK PHILIP. Transferência de Calor, 1. Ed. Editora Mc Graw Will, 1983. 620p.

INCROPERA,F.P Fundamentos da Transferência de Calor e Massa, 7ed.Rio de Janeiro, Editora LTC, 2014. 630p.

KONDOYAN,A.; DAUDIN,J.D.Determination of transfer coefficients by psychrometry. In: J.Heat Mass Transfer, 36, n.7,p.1807-1818,1993.

KREITH, F. Princípios da Transmissão de calor, 3. ed. Editora EDGARD, 1977. 550p.

MAPA – Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Instrução Normativa Nº 4, DE 31 DE MARÇO DE 2000. Disponível em <http://extranet.agricultura.gov.br/sislegis-consulta/consultarLegislacao.do?operacao=visualizar&id=7778>. Data de acesso: 15/04/2014.

MORAN J. SHAPIRO, HOWARD N, Princípios da Termodinâmica para Engenharia, 6ed. Rio de Janeiro, Editora LTC, 2009. 800p.

PAN,Z;SINGH,R.P. Heating surface temperature and contact-heat transfer coefficient of a clam-shell grill. Lebensmittel-Wissenschaft und – Technologie, 35,p,348-354,2002

SABLANI,S.S.et al. Modeling of simultaneous heat and mass transport in the baking process. Lebensmittel-Wissenschaft und – Technologie, 31,P.201-201,1998.

SAKIN, M..Modeling of cake baking process as simultaneous heat and mass transfer. PHD Thesis, Ege University,Institute of Natural and Applied Sciences, Branch of Food Engineering, Bornova, Izmir, 2005.

SAKIN,M.;KAYMAK-ERTEKIN, F.AND ILICALI, C. Convection and radiation combined surface heat transfer coefficients in baking ovens. Journal of Food Engineering, 94, p.344-349,2009.

SAVOYE, I. et al. Heat and mass transfer dynamic modeling of an indirect biscuit baking tunnel- oven. Part 1: Modeling principles. Journal of Food Engineering, 16,p.173-196,1992.

SCHUNEMANN, C.;TREU,G..Baking: the art science, a practical handbook for baking industry. 2ed. Calgary: Baker Tech, 2001, 336p.

SINGH,N.; AKINS,R.R.G.ANDERICKSON,L.E. Modeling heat and mass transfer during the oven roasting of meat. *Journal of Food Engineering*, 7,p. 205-220, 1984.

WANG, L.; SUN, Da-Wen. Modeling three-dimensional transient heat transfer of roasted meat during air blast cooling by the finite element method. *Journal of Food Engineering*, 51, p.319-328, 2002.

ZANINI,K.R.P.;KUNICK,L.;LEONHARDT,G.F.Contribuição ao modelo da difusão na otimização do processamento térmico de alimentos enlatados. In *Acta Scientiarum Technology*.25,n.1,jan/jun. Maringa UEM, 2003, p.343-349

## APÊNDICE A

### **Avaliação da rede de vapor para a estufa de cozimento.**

A utilização de calor em diversos setores industriais é essencial nos principais processos de fabricação. O uso de vapor de água como vetor de transporte de energia térmica traz grandes vantagens, que explicam sua grande disseminação, pois a água é uma substância facilmente disponível, pouco agressiva quimicamente e com grande capacidade de transportar energia. Na geração e na utilização do vapor ocorrem mudanças de fase, tanto na vaporização quanto na condensação, que causam grandes variações de volume, resultando em elevado coeficiente de transferência térmica, que, somado à alta densidade energética (calor latente) do vapor, produz elevadas taxas de transferência de calor por unidade de área.

O vapor produzido por uma ou mais caldeiras precisa ser entregue aos pontos de consumo por um sistema de distribuição, sistema este que deve ser feito de forma correta, para não prejudicar a qualidade de vapor e seus processos.

Como a estufa utiliza o vapor como fonte de calor para troca térmica em seu processo, a verificação desta linha de distribuição será analisada detalhadamente para garantir que a alimentação da estufa esteja adequada. Os procedimentos adotados para esta verificação são: acompanhar toda a rede de alimentação até a chegada na estufa. Usar uma câmera termográfica para registrar falhas no sistema. Descrever os problemas da rede de vapor. Descrever a solução dos problemas encontrados.

A distribuição de vapor se inicia em sua geração, ou seja, é na caldeira que se inicia esta análise de distribuição de vapor.

A Figura A1 demonstra a caldeira, cuja capacidade é de oito toneladas de vapor hora, com uma pressão de trabalho de 8 kgf/cm<sup>2</sup>.

Figura A1 – Caldeira.



Fonte: GleberDallAgnol.

A produção de vapor da caldeira segue para um coletor localizado no mesmo setor, onde ocorre a distribuição de vapor. No coletor, apresentado na Figura A2 encontraram-se alguns erros que prejudicam a qualidade do vapor.

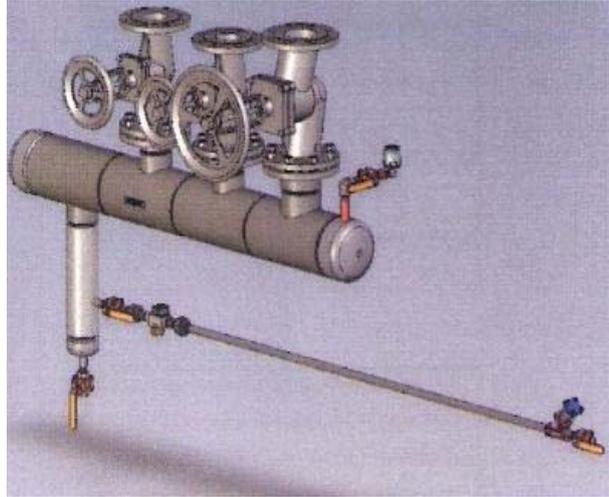
Figura A2 – Coletor principal de distribuição.



Fonte: GleberDallAgnol.

O coletor tem um papel fundamental na concentração do ar em seu interior. No entanto neste coletor não há eliminador de ar. Não há também tubulação de retorno de condensado que representa perda energia, de água tratada, sendo que há risco de acidente no descarte desse condensado. O ideal para melhorar este problema está sendo explicado e demonstrado na Figura A3.

Figura A3 – Adequação do coletor principal.



Fonte: GleberDallAgnol.

A aplicação do eliminador de ar por questões técnicas sempre deve ser instalada na parte superior da planta industrial, conforme mostra a Figura A3. Quanto ao condensado, canalizá-lo em uma rede de retorno seria o ideal.

Com a rede de vapor saindo do coletor constatou-se que na saída do setor da caldeira havia uma elevação no nível da tubulação. Neste ponto o condensado formado acumula-se e, por ocasião de alguma variação no consumo de vapor, ocorre à formação de uma onda de água que se desloca para frente. Este volume de água em alta velocidade forma o conhecido golpe de aríete, um fenômeno cíclico que acaba por fadigar a tubulação e demais componente depois deste ponto. A Figura A4 demonstra o que é relatado.

Figura A4 – Problema de elevação no nível que distribui vapor para o coletor.



Fonte: GleberDallAgnol.

Para sanar tal problema a instalação de um dreno neste ponto se faz muito importante.

Na Figura A5 o dreno de condensado que está instalado apresenta o purgador na posição incorreta. Não é no tubo que desce que se instala o purgador, mas sim, em um tubo instalado na direção horizontal para evitar a passagem de impurezas pelo dreno automático.

Figura A5 – Problema no dreno de condensado.



Fonte: GleberDallAgnol.

Além do mais este purgador está apresentando problemas, pois está eliminando, condensado e vapor, causando perdas na distribuição de vapor, a Figura A6 demonstra a imagem termográfica do purgador.

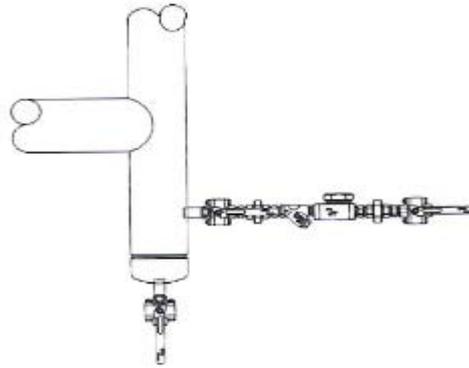
Figura A6 – Problema no purgador.



Fonte: GleberDallAgnol

A condição ideal para instalação do purgador neste caso é na direção horizontal, e o tubo que desce serve para a drenagem manual. A Figura A7 mostra a forma ideal de corrigir este problema.

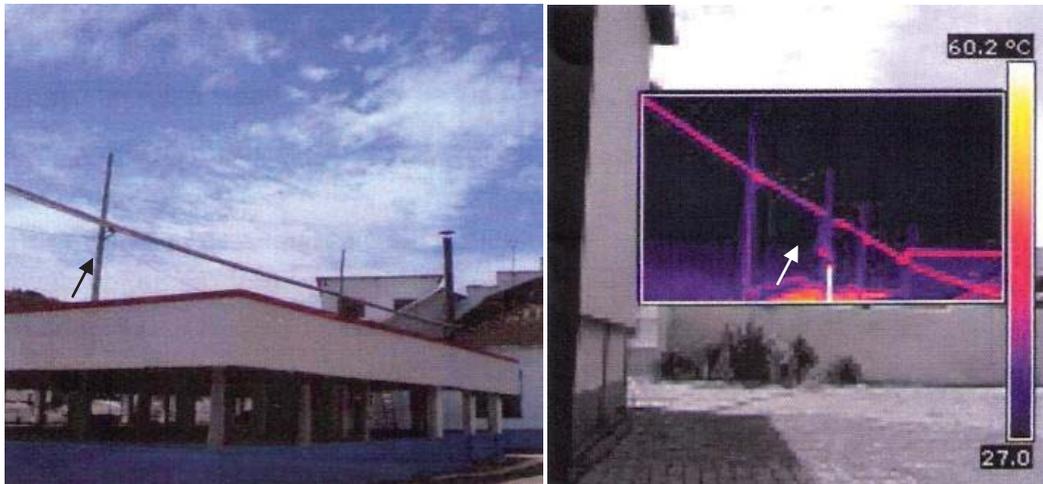
Figura A7 – Instalação adequada de um purgador.



Fonte: GleberDallAgnol.

Dando continuidade a avaliação da rede de vapor observou-se um vão livre na planta industrial, vão este com mais de 50 metros de comprimento, sem drenagem do sistema, está distribuído localizada sobre a área das pocilgas. Uma tubulação tão longa sem ponto de drenagem gera um aumento no condensado no interior da tubulação prejudicando a qualidade do vapor antes mesmo de chegar ao seu ponto de consumo. O local apropriado para instalação de mais uma bota coletora é junto ao poste que aparece no canto superior da Figura A8.

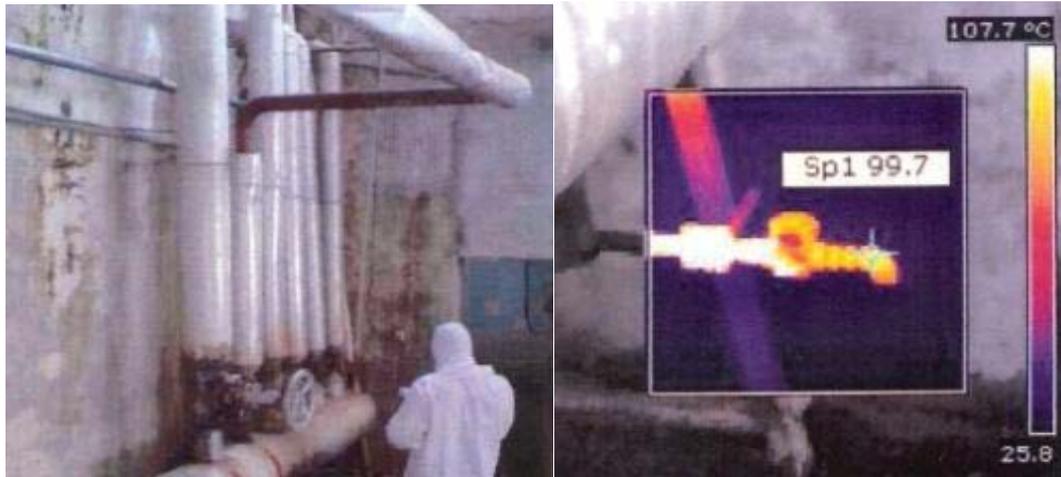
Figura A8 – Ponto para instalação de purga.



Fonte: GleberDallAgnol.

No segundo coletor de vapor localizado no frigorífico de suínos constatou-se o mesmo problema do coletor central da caldeira, com mais alguns agravantes. Seu isolamento está danificado, não há filtro antes do purgador, há vazamento em uma válvula globo e existem focos de oxidação preocupantes. A Figura A9 mostra o coletor, e as recomendações para sanar os problemas citados.

Figura A9 – Problemas no coletor.

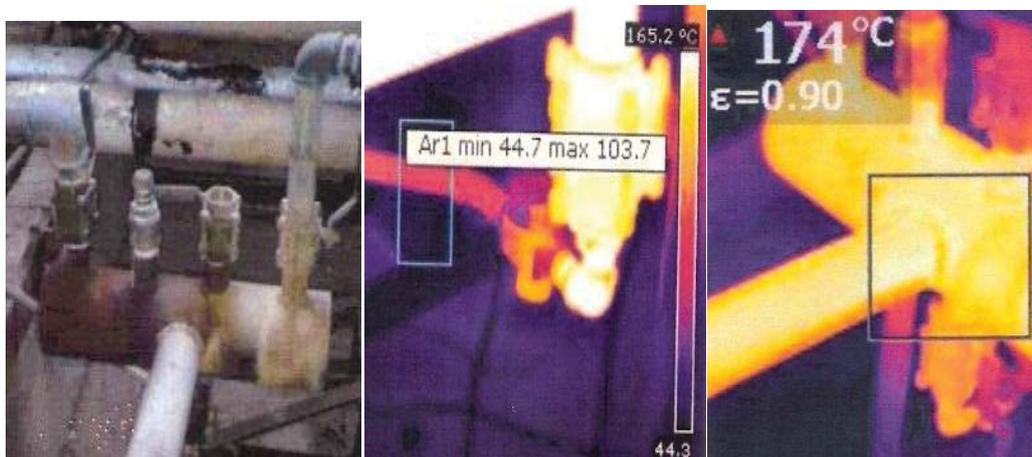


Fonte: GleberDallAgnol.

Para sanar tais problemas deve-se melhorar a instalação do purgador, eliminar o vazamento da válvula, e se possível substituir o coletor ou fazer uma análise estrutural do mesmo a fim de atestar sua integridade.

Com a distribuição de vapor pelo coletor acima mencionado avaliou se somente a ramificação da tubulação que se desloca para a estufa, sendo que a estufa se encontra em um ponto crítico; no final da rede. Com todos agravantes mencionados até agora, melhorias na rede de vapor são de extrema importância para o bom funcionamento da estufa em questão. Seguindo na verificação constatou-se que oitenta por cento da tubulação que sai do coletor de vapor e vai para a estufa está sem isolamento, o que traz desperdício de energia e acarreta em uma má qualidade de vapor para a estufa. No ramo final da rede de vapor se encontra um pequeno coletor (Figura A10) para suprir a alimentação da estufa.

Figura A10– Problema no coletor da estufa.



Fonte: GleberDallAgnol.

Este coletor não possui eliminador de ar, a entrada de vapor está no meio do coletor propiciando o arraste de condensado para o ramo de alimentação da estufa. O purgador deste coletor está instalado de forma errônea.

Para sanar os problemas relacionados ao coletor que distribui vapor para a estufa, deve-se instalar uma bota com o sistema de purga ao final da rede e instalar um coletor novo, pois não compensa recondicionar o que está em operação. No coletor deve ser instalado eliminador de ar e corrigir a instalação do purgador de forma adequada.

Avaliou-se também o purgador do trocador de calor da estufa (Figura A11). Analisando o mesmo constatou-se que o purgador é termodinâmico e não é indicado para esta aplicação. Além de não possuir eliminador de ar, tem inércia do início da operação, prejudicando o aquecimento do sistema.

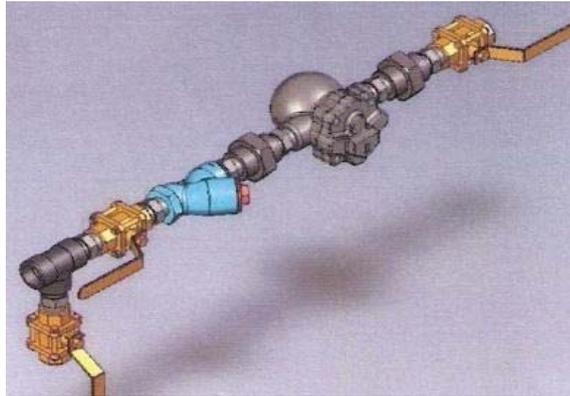
Figura A11 – Purgador termodinâmico.



Fonte: GleberDallAgnol.

A substituição do purgador atual por um purgador tipo bóia é a melhor escolha, pois o mesmo mantém o vapor livre de condensado. O purgador de bóia automático apresenta ajuste para qualquer variação de condensado e possui eliminador de ar. Sua instalação irá melhorar o funcionamento do trocador de calor. A Figura A12 abaixo ilustra como deve de ser instalado o purgador.

Figura A12 – Purgador tipo bóia



Fonte: GleberDallAgnol.

Com o término da avaliação da rede de vapor, desde sua geração até a distribuição a estufa, percebe-se que há uma série de problemas que vão prejudicando a qualidade de vapor para a estufa. Conseqüentemente um vapor de má qualidade faz o trocador de calor diminuir a sua troca térmica com o ar e do ar por sua vez para com o produto, influenciando no tempo de cozimento.

Com a avaliação realizada referente à rede de vapor, estão sendo apresentadas as ações que foram tomadas para reduzir os problemas encontrados. Os itens corrigidos estão descritos abaixo:

- Troca do purgador do coletor de distribuição principal;
- Troca do purgador do coletor de distribuição do frigorífico suíno;
- Instalação de um eliminador de ar no coletor de distribuição do frigorífico suíno;
- Instalação correta do purgador do coletor que alimenta estufa;
- Instalação do eliminador de ar no coletor que alimenta a estufa;
- Troca do purgador do trocador de calor da estufa;
- Manutenção da pressão de trabalho da estufa em  $7\text{kg/cm}^2$ .