

José Carlos Dias Reis

# **Medidas do coeficiente de transferência de calor em fornos combinados**

São Caetano do Sul  
2012

José Carlos Dias Reis

# **Medidas do coeficiente de transferência de calor em fornos combinados**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia como exigência para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos

Linha de Pesquisa: Aplicação de Novas Tecnologias no Desenvolvimento e na conservação de produtos alimentícios.

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Ferreira Leonhardt

São Caetano do Sul

2012

Reis, José Carlos Dias

Medidas do Coeficiente de Transferência de Calor em Fornos Combinados – José Carlos Dias Reis – São Caetano do Sul, SP: CEUN-EEM, 2012.

Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação. Linha de Pesquisa: Aplicação de Novas Tecnologias no Desenvolvimento e na conservação de produtos alimentícios – Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2012.

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Ferreira Leonhardt

1. – Medidas do coeficiente de transferência de calor. 2. Fornos de convecção comerciais. 3. Forneamento. 4. Cozimento.

José Carlos Dias Reis

# **Medidas do coeficiente de transferência de calor em fornos combinados**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia como exigência para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos

Linha de Pesquisa: Aplicação de Novas Tecnologias no Desenvolvimento e na conservação de produtos alimentícios.

Banca examinadora:

Prof.Dr. Gustavo Ferreira Leonhardt  
Orientador

Prof. Dr. Leo Kunigk  
Instituto Mauá de Tecnologia

Prof. Dr. Carlos Alberto dos Anjos  
Universidade Estadual de Campinas -  
Unicamp

*Aos meus pais Fórima Dias de Macedo (in memorian) e Terezinha Reis Dias, a minha esposa Vânia Regina Capella Dias Reis, ao meus filhos Fernando Capella Dias Reis e Carlos Eduardo Capella Dias Reis e aos meus colaboradores.*

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Professor Doutor Gustavo Ferreira Leonhardt, pela valiosa orientação na construção desta pesquisa.

Aos Professores Doutores Leo Kunigk e Carlos Alberto dos Anjos, pelas competentes considerações e sugestões, quando do exame de Qualificação.

A Professora Doutora Eliana de Paula Ribeiro, pelo incentivo e colaboração, durante o mestrado.

Aos Professores do Instituto Mauá de Tecnologia que, direta ou indiretamente, influenciaram e colaboraram com esta pesquisa.

Aos colaboradores Lucas L. Nogueira, Sidnei Ribeiro Moraes e Douglas Dalla Justina, pelo apoio técnico e disponibilidade em colaborar com esta pesquisa.

A todos amigos, pelo incentivo e apoio nessa trajetória de formação acadêmica e pessoal.

*"Sei que meu trabalho é uma gota no oceano, mas sem ele, o oceano seria menor."*

*Madre Teresa*

## RESUMO

Ao mesmo tempo em que medidas do coeficiente aparente de transferência de calor foram efetuadas, discutiu-se a determinação desses coeficientes em fornos comerciais com base nos dados de temperatura em regime variável. Em função das condições de operação do forno o método da capacidade foi alterado e a integral do balanço de energia, admitindo temperatura uniformemente distribuída, foi avaliada numericamente. Os resultados obtidos foram: 576 W/m<sup>2</sup>.K com desvio padrão de 57 W/m<sup>2</sup>.K ao se trabalhar com vapor em temperaturas inferiores a 100 °C; 59 W/m<sup>2</sup>.K com desvio padrão de 6 W/m<sup>2</sup>.K ao se trabalhar com vapor em temperaturas superiores a 100 °C; 46 W/m<sup>2</sup>.K com desvio padrão de 4 W/m<sup>2</sup>.K ao se trabalhar com ar sem injeção forçada de vapor. O modelo de escoamento cruzado associado à radiação não é adequado para estimar o coeficiente de transferência de calor no interior do forno.

Palavras chave: Medidas do coeficiente de transferência de calor; fornos de convecção comerciais, forneamento; cozimento.

## ABSTRACT

Measurements off apparent heat transfer coefficients within a commercial oven were performed from transient temperature data. The capacitance model was used and the energy balance integral was calculate numerically, assuming uniform temperature distribution. The results were: 576 W/m<sup>2</sup>.K with 57 W/m<sup>2</sup>.K standard deviation when steam below 100 °C was used; 59 W/m<sup>2</sup>.K with 6 W/m<sup>2</sup>.K when steam above 100 °C was used; 46 W/m<sup>2</sup>.K with 4 W/m<sup>2</sup>.K when air without forced injection of steam was used. The cross flow model with radiation is nor suitable for estimating heart transfer coefficient within the oven.

Key words: Heat transfer coefficient measurement; multipurpose convection oven; baking; cooking.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - COMPOSIÇÃO DO FATURAMENTO DO SERVIÇO DE ALIMENTAÇÃO .....	16
Figura 2 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO FORNO PARA O ALIMENTO .....	19
Figura 3 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO NO INTERIOR DO ALIMENTO .....	19
Figura 4 - FORNO CONTÍNUO DE BANDEJA DE UMA ÚNICA PASSAGEM .....	41
Figura 5 - FORNO CONTÍNUO DE BANDEJA DE DUAS PASSAGENS.....	41
Figura 6 - ESQUEMA DE UM FORNO TÍPICO DE ESTEIRA TRANSPORTADORA .....	42
Figura 7 - PARÂMETROS DA EQUAÇÃO (24) PARA A PLACA PLANA E O CILINDRO INFINITO .....	48
Figura 8 - CURVA CARACTERÍSTICA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO FORNO EM FUNÇÃO DO TEMPO DURANTE UM ENSAIO.....	56
Figura 9 - CURVA CARACTERÍSTICA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO CORPO DE PROVA EM FUNÇÃO DO TEMPO DURANTE UM ENSAIO .....	57
Figura 10 - SOBREPOSIÇÃO DAS CURVAS DE TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO DO FORNO COM A DO CORPO DE PROVA TOMANDO POR PONTO COMUM O INSTANTE EM QUE O FORNO FOI ABERTO PARA INTRODUÇÃO DO CORPO DE PROVA .....	58
Figura 11 - DADOS CARACTERÍSTICOS QUE PERMITIRAM CALCULAR O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA CADA ENSAIO REALIZADO .....	58
Figura 12 - RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS REALIZADOS COM VAPOR EM TEMPERATURAS DO FORNO INFERIORES A 100 °C .....	59
Figura 13 - RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS REALIZADOS COM VAPOR EM TEMPERATURAS DO FORNO SUPERIORES A 100 °C .....	60
Figura 14 – VARIAÇÃO DO ADIMENSIONAL DE TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA O ENSAIO REALIZADO COM 100% DE VAPOR A 75 °C.....	63
Figura 15 – RESULTADO OBTIDO PARA O ENSAIO COM 100% DE VAPOR NA TEMPERATURA DE 75 °C .....	64
Figura 16 - VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A TEMPERATURA DO FORNO QUANDO SE TRABALHA COM VAPOR A 100% EM TEMPERATURAS SUPERIORES A 100 °C .....	66
Figura 17 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA COM O TEMPO DO FORNO E DO CORPO DE PROVA PARA OS ENSAIOS REALIZADOS APENAS COM AR.....	67

Figura 18 - VELOCIDADE DO MEIO NO INTERIOR DO FORNO EM FUNÇÃO DA  
POSIÇÃO ..... 70

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NA OPERAÇÃO DE ASSAR E TOSTAR .....	21
Tabela 2 - MATRIZ DO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL MOSTRANDO AS VARIÁVEIS CODIFICADAS E OS VALORES DAS VARIÁVEIS EMPREGADAS .....	56
Tabela 3 - VALORES DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR APARENTE PARA OS ENSAIOS REALIZADOS .....	63
Tabela 4 - PROPRIEDADES FÍSICAS DO AR NO INTERVALO DE TEMPERATURA EMPREGADO NOS ENSAIOS .....	69
Tabela 5 - VALORES DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CALCULADO POR MEIO DA EQUAÇÃO 38 .....	71

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>PRÍNCIPIOS BÁSICOS.....</b>	<b>17</b>
2.1	Umidade.....	21
2.2	Duração da operação de assar .....	22
2.3	Mecanismos de transferência de calor.....	22
2.3.1	Transferência de calor por condução .....	24
2.3.2	Transferência de calor por convecção.....	25
2.3.3	Transferência de calor por radiação .....	26
2.3.4	Convecção e radiação associadas .....	28
2.4	Mecanismos de transferência de massa.....	29
2.4.1	Transferência de massa por difusão.....	29
2.4.2	Transferência de massa por convecção.....	30
2.4.3	Evaporação e condensação internas.....	31
2.5	Modelagem do processo .....	32
2.6	Fornos de assar e tostar.....	33
2.6.1	Fornos de aquecimento direto .....	34
2.6.2	Fornos de aquecimento indireto.....	34
2.6.3	Fornos híbridos.....	35
2.6.4	Fornos modernos .....	36
2.6.5	Fornos contínuos .....	40
2.7	Produção e consumo de energia .....	43
<b>3</b>	<b>Sobre os métodos de determinação dos coeficientes de transferência de calor em fornos de convecção multipropósito.....</b>	<b>45</b>
3.1	Fundamentos teóricos dos métodos de determinação dos coeficientes de transferência de calor .....	46
3.1.1	Emprego dos dados de transferência de calor em regime transiente .....	47
3.1.2	Emprego dos dados de transferência de massa em regime transiente.....	51
3.1.3	Emprego de sensores de fluxo de calor .....	52
<b>4</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>54</b>
<b>5</b>	<b>ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....</b>	<b>59</b>
5.1	OPERANDO COM VAPOR .....	59
5.2	OPERANDO COM AR.....	67
5.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS .....	68

<b>6 CONCLUSÕES .....</b>	<b>73</b>
<b>7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>74</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>75</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Nas operações de assar, tostar ou cozer<sup>1</sup> — também chamada de forneamento, assamento cozimento ou cocção —, matéria prima alimentar irá sofrer transformações sob o efeito do calor tornando-se um produto alimentício com textura apropriada, de aroma agradável e grande digestibilidade. As várias reações que ocorrem entre seus constituintes são física, química e bioquimicamente complexas. No entanto, elas devem ser perfeitamente controladas por intermédio da taxa de transferência de calor, do conteúdo de umidade e do tempo de exposição do produto alimentício no interior do forno. Associado a essas transformações, o alimento tem estabilidade prolongada devido à destruição de microrganismos e a redução da atividade de água em todo o produto ou somente na superfície.

Em operações contínuas, em cada região do forno o alimento a ser processado exige uma condição de umidade e temperatura. Essas variáveis são escolhidas para otimizar as transformações de interesse, estabelecendo a taxa de transferência de calor. Se ela for muito 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 do forno até a superfície externa e dessa para o interior produto alimentício.

Não se deve esquecer que o mecanismo de transferência de calor do meio para a superfície externa e aqueles que ocorrem no interior do alimento são diferentes e

---

<sup>1</sup> Não há um consenso quanto ao nome das operações unitárias. Alguns as chamam apenas de “assar”, outros de “fornear” ou de “cozer”. Os termos forneamento, assamento e cozimento também são empregados. O primeiro para alimentos a base de farinha, o segundo para alimentos a base de carne e cozimento para os demais alimento

O dicionário Houaiss adota os seguintes significados. Assar: preparar o alimento ao calor do fogo ou do forno. Cozer: preparar alimentos através da ação do fogo ou de qualquer outro processo. Coção: cozer, cozinhar, queimar, preparar ao fogo. Tostar: queimar ligeira, ou superficialmente; dar cor escura.

Neste texto serão empregados assar, tostar ou cozer.

apresentam taxas, também, diferentes. Por outro lado, se a taxa de transferência de calor for muito baixa não ocorrerá a formação da crosta na superfície do produto e as camadas internas sofrerão um processo de desidratação, algumas vezes indesejável.

A determinação do tempo ótimo do processo de assar ou cozer, bem como da capacidade do sistema que está sendo utilizado é fundamental para se obter a qualidade adequada do produto que está sendo processado termicamente e uma operação econômica do forno.

A temperatura no interior da matéria-prima alimentícia varia em função de suas dimensões, formato e do tempo decorrido na operação de assar. Diferenças de temperatura de 60 a 80 °C entre a superfície e o centro são comuns. Em geral, o tempo ótimo da operação de assar é função da temperatura para atingir o centro do produto.

Uma vez que um forno moderno nada mais é do que um invólucro construído com material isolante e equipado para suprir a energia térmica necessária para a operação de assar ou de cozer, o objetivo do estudo dessas operações é discutir os princípios básicos que norteiam o projeto e a seleção de fornos industriais e que dêem suporte as cozinhas industriais ou de grandes restaurantes.

As exigências mecânicas são conhecidas e fáceis de serem atendidas. Trata-se de selecionar a correia transportadora — no caso de equipamentos contínuos —, as engrenagens, os motores elétricos, a estrutura apropriada para a construção, o revestimento e o tipo de isolante mais recomendado. Já o sistema de transferência de calor pode ser projetado com maior efetividade se o processo de assar, tostar ou cozer for conhecido e entendido em seus detalhes.

O aumento do consumo de alimentos previamente cozidos nos últimos 20 anos associado ao objetivo principal do processo de forneamento ou de cozimento — produzir um alimento com propriedades sensoriais desejáveis ao mesmo tempo em que reduz as perdas de peso e assegura a destruição de microrganismos patogênicos — justifica o estudo do processo de transferência de calor, permitindo

que as indústrias de alimentos e os setores de serviços de alimentação identifiquem oportunidades e implemente condições mais adequadas de processamento, com a utilização de fornos combinados.

A indústria de alimentos é bem conhecida e consolidada. Já o setor de serviços de alimentação abrange todas as etapas do “comer fora do lar”, envolvendo o projeto de restaurantes, lanchonetes e cozinhas industriais, o fornecimento de equipamentos, a produção e fornecimento de insumos, serviços e logística da rede de distribuição.

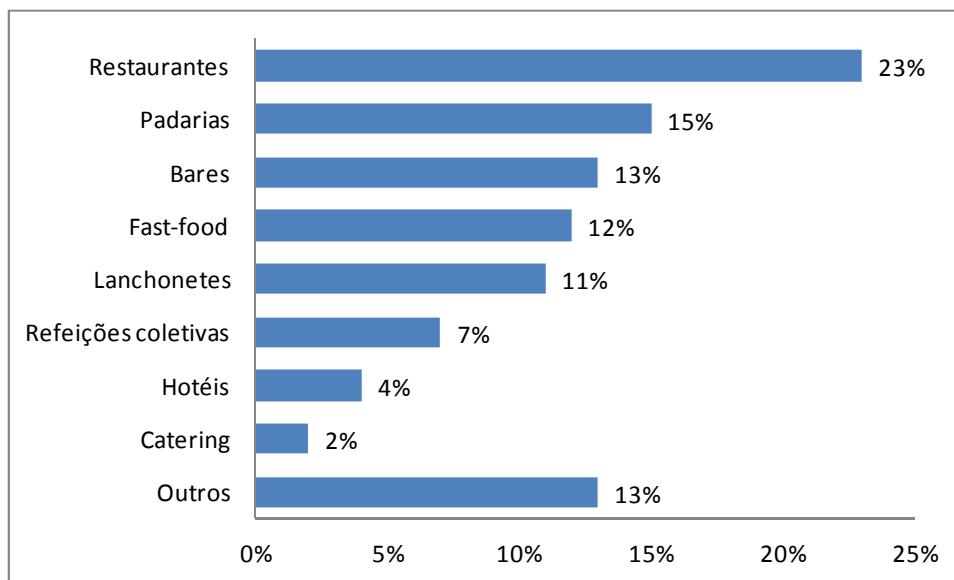
Nos Estados Unidos da America (EUA), os serviços de alimentação são a quarta maior indústria por volume de vendas e a primeira em número de pessoas envolvidas. Na França, o movimento de compras supera a US\$ 50 bilhões, ultrapassando a indústria automobilística. No Brasil, o setor movimentou US\$ 23,7 em 2008, com um crescimento médio de 4,5% ao ano no período de 2004 a 2008.

O Serviço de Alimentação forma um conjunto muito heterogêneo de estabelecimentos diferentes: restaurantes de hotéis, redes de *fast food*, cafés, padarias, sorveterias, confeitarias, refeições coletivas etc. A Figura 1 mostra a composição do faturamento desse segmento.

O desenvolvimento atual no mundo das cozinhas coletivas reflete a expansão que começou há mais ou menos 70 anos. Suas raízes estão no conjunto de medidas tomadas durante a II Guerra com o objetivo de resolver os problemas gerados pelo racionamento e pela alimentação comunitária em grande escala.

A operação de assar, tostar ou cozer nessas cozinhas também tem seu lugar de destaque. No entanto, as informações técnicas que permitem otimizá-la são menos disponíveis que no caso de equipamentos industriais já consagrados. Mais uma vez, o estudo dos processos de transferência de calor se justifica.

Figura 1 - COMPOSIÇÃO DO FATURAMENTO DO SERVIÇO DE ALIMENTAÇÃO



FONTE: ABIA – Associação Brasileira das Indústrias de Alimentação (2008)

O perfil dos processos nessas operações mudou drasticamente nos últimos 30 anos, e a evolução dos equipamentos de cozinha foi muito importante. O crescimento da indústria fornecedora de equipamentos e a falta de material técnico que oriente os usuários desses fornos foram a inspiração para o objetivo dessa dissertação, ou seja, determinar os coeficientes de transferência de calor em forno de convecção multipropósito que combinam vapor com ar.

## 2 PRÍNCIPIOS BÁSICOS

Assar é uma operação unitária em que ocorre a transferência simultânea de quantidade de movimento, calor e massa. Calor é transferido do forno para o alimento devido aos mecanismos de condução, convecção e radiação. Massa — na forma de umidade — é transferida do alimento para o meio que o circunda pelos mecanismos de difusão e de convecção. Esse meio, por sua vez, é circulado no interior do forno pelo sistema de ventilação, cujo projeto exige o conhecimento da transferência de quantidade de movimento. Considerando que a temperatura que o alimento atinge no interior do forno determina a velocidade das transformações, a transferência de calor assume maior importância.

A energia interna de uma substância ou de um sistema não inclui qualquer forma de energia que ele possa ter em consequência da sua posição ou movimento macroscópico. Ela se refere à energia das moléculas que constituem a substância ou o sistema. Acredita-se que as moléculas de qualquer substância estão em incessante movimento e possui energia cinética de translação, rotação e de vibração<sup>2</sup>. Além da energia cinética, as moléculas de qualquer substância possuem energia potencial em virtude das interações com os vários campos de forças. Por outro lado, em uma escala submolecular, há energia associada aos elétrons e aos núcleos atômicos, bem como energia de ligação resultante das forças que mantêm os átomos reunidos em moléculas. A nomeação dessa forma de energia como *interna* distingue-a da energia cinética e potencial que a substância pode ter em função de sua posição ou de seu movimento macroscópico e que podem ser consideradas como formas de energia externa.

É fato conhecido que a temperatura  $T$  está relacionada com a energia interna de um sistema ou substância. Ela representa o *grau de aquecimento* do sistema. Em geral,

---

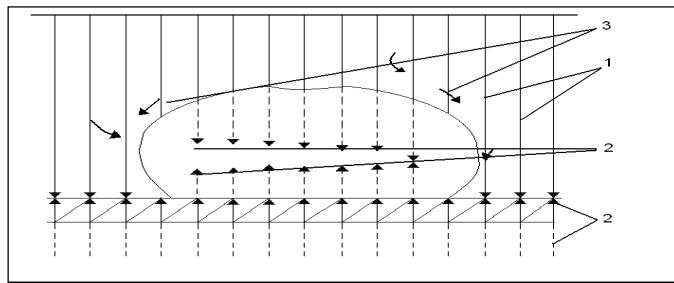
<sup>2</sup> Exceto no caso de substâncias monoatômicas, como o hélio.

dizer que o objeto  $A$  está mais quente que o objeto  $B$  é dizer que  $T_A > T_B$ . Nesse caso, calor será transferido espontaneamente para  $B$ .

A energia interna pode aumentar se for aplicada ao sistema uma quantidade adequada de calor que aumente sua temperatura. Dessa forma, durante a operação de assar a temperatura — como uma expressão da intensidade de calor recebida — pode ser reduzida ou aumentada pelo controle da taxa de transferência de calor. Assim, ao se colocar, por exemplo, um lote de um dado alimento no forno, depois de um curto espaço de tempo, a temperatura do forno cai. Isto só não ocorrerá se mais energia térmica — calor — for acrescentada ao forno. Essa constatação experimental confirma que a transformação da matéria prima alimentícia em alimento depende do fornecimento de determinada quantidade de calor. Como não poderia deixar de ser, a quantidade total de energia a ser fornecida dependerá do tipo de forno, da perda de calor nos gases de exaustão ou pelas paredes, do peso e dimensões do pedaço da matéria prima alimentícia, do espaçamento entre elas na câmara, do controle da umidade, do uso ou não de recipientes e dos mecanismos de transferência de calor e massa.

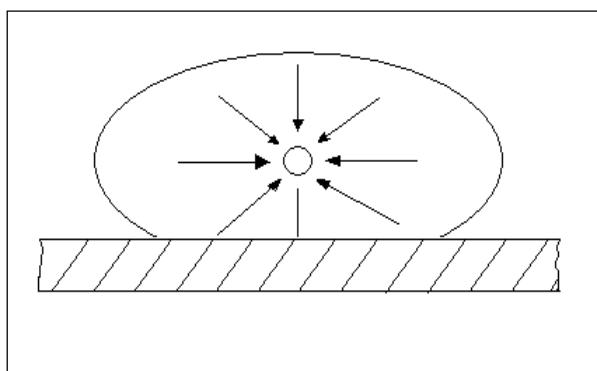
Tendo em vistas as características do processo, parte da energia de aquecimento necessária é transferida pelo mecanismo de radiação. Além do mecanismo de radiação, uma parcela do calor recebido pelo alimento é transferida por condução — pelo contato do produto alimentício com a esteira ou com os recipientes —, por convecção e pela condensação do vapor de água presente no forno sobre a superfície fria do alimento. Assim, o calor transferido para o alimento por radiação, condução e convecção e pela condensação do vapor é posteriormente transferido por condução da camada periférica até o centro da massa, como ilustrado nas Figuras 2 e 3.

Figura 2 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO FORNO PARA O ALIMENTO



1 – radiação    2 – condução    3 – convecção

Figura 3 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO NO INTERIOR DO ALIMENTO



A radiação é absorvida na superfície do alimento sendo convertida em calor. Por outro lado, ar, vapor de água e outros gases contidos no forno transferem calor por convecção. A partir da superfície do alimento, o calor transferido pela associação dos mecanismos de condução e convecção é transferido no interior do mesmo por condução.

Considerando que a resistência limitante é a resistência imposta pelo alimento — a maioria dos alimentos possui um valor de condutividade térmica reduzido — o tempo de assar é determinado pela geometria e pela difusividade térmica do alimento. Naqueles alimentos em que a formação da crosta é necessária, há uma redução na condutividade térmica nessa região do alimento, aumentando o tempo de assar.

Da mesma forma que o gradiente de temperatura controla a taxa de transferência de calor, o gradiente de pressão de vapor é responsável pela taxa de transferência de massa na operação de assar. Esse gradiente é formado tão logo o alimento seja

colocado no forno. Nesse instante, quando a umidade existente no interior do forno é baixa, há um favorecimento à transferência de massa da superfície do alimento para o meio. Esse transporte de massa gera, no interior do alimento, um gradiente de umidade que é responsável pela difusão da umidade. A taxa de transferência de massa no interior do alimento é função das suas propriedades físico-químicas, da taxa de transferência de calor e da velocidade da mistura ar vapor de umidade no interior do forno.

Uma crosta será formada quando a taxa de transferência de massa da superfície para o meio for diferente da taxa de transferência de massa no interior do alimento. Quando isso ocorre, a evaporação passa a ocorrer no interior do alimento e a superfície do alimento seca. A temperatura se aproxima da temperatura do meio, formando a crosta.

Em contraste com a operação de secagem, em que o objetivo é remover o máximo de umidade com a menor alteração das características sensoriais do alimento, na operação de assar, cozer ou tostar deseja-se que a energia térmica fornecida provoque alterações na superfície ao mesmo tempo em que, para alguns alimentos, a umidade no interior do mesmo é preservada. Em outros casos, além das alterações que ocorrem na superfície, a umidade deve ser removida para garantir a textura desejada.

Uma vez que a operação de assar e tostar ocorre à pressão atmosférica, a água é transformada em vapor em temperaturas menores ou iguais a 100°C. Dessa forma, a temperatura na região central do alimento dificilmente ultrapassa esse valor, como no caso da operação de secagem. No entanto, devido às taxas de transferência de calor e às temperaturas empregadas na operação de assar a superfície do alimento sofre inúmeras transformações que realçam as qualidades sensoriais e retêm a umidade interna em alguns casos ou eliminando-a em outras situações.

A camada limite que se forma ao redor do alimento atua como uma resistência à transferência de calor por convecção para a superfície e à transferência do vapor de água da superfície para o meio. A velocidade do ar e a transferência de calor e

massa entre o ar e o alimento determinam a espessura dessa camada limite. O emprego de sistemas de ventilação contribui para a redução da espessura da camada limite — reduzindo a resistência à transferência de calor e massa — e para a uniformização da temperatura no interior do forno.

A Tabela 1 mostra os mecanismos de transferência de calor e massa durante a operação de assar e tostar nas diferentes regiões do sistema alimento-meio.

Tabela 1 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NA OPERAÇÃO DE ASSAR E TOSTAR

Região do alimento	Mecanismo de transferência de massa	Mecanismo de transferência de calor
Camada limite	Difusão de vapor	Radiação, convecção e condução
Crosta	Difusão de vapor	Condução e movimento do vapor
Zona de evaporação	Difusão de vapor, difusão superficial, fluxo capilar	Condução, movimento do vapor e da umidade
Interior	Fluxo capilar	Condução

FONTE: Adaptado de Fellows (2006)

## 2.1 Umidade

A presença da umidade no interior da câmara de assar é de suma importância para alguns produtos alimentícios. O grau de saturação do ambiente depende da pressão e da temperatura predominantes no interior da câmara. A temperatura de orvalho da mistura ar vapor de água no interior do forno depende da umidade absoluta da mistura. Assim, nos instantes iniciais — de 1 a 3 minutos —, enquanto a temperatura no interior do alimento for inferior à temperatura de orvalho, a umidade do ar condensará sobre sua superfície liberando 2270 kJ/kg de água condensada. A maior parte dessa energia é absorvida e transferida para o interior do alimento pelo mecanismo de condução.

Quando é injetado vapor no interior do forno verifica-se um acréscimo de até 3% no teor de umidade do alimento, nos instantes iniciais do processo de assar. Esse acréscimo de umidade — em consequência do processo de condensação de

umidade sobre a superfície da massa — contribui com uma parcela significativa da energia teoricamente necessária para assar. A partir do instante em que a temperatura da superfície da massa ultrapassa a temperatura de orvalho, todo vapor produzido pela evaporação da umidade no interior da massa permanece no interior do forno. Se há um aumento excessivo do teor de umidade pode haver uma absorção da energia gerada por radiação por parte da umidade, reduzindo a eficiência do forno no que diz respeito ao mecanismo de radiação.

## 2.2 Duração da operação de assar

Para que o produto se torne perfeitamente digerível, é necessário que ele seja exposto às temperaturas de processo o tempo suficiente para que as transformações desejáveis tenham lugar. Assim, o tempo mínimo para assar um determinado produto corresponde ao tempo necessário para que essas transformações ocorram.

Enquanto o limite inferior é decorrência das transformações que devem ocorrer, o limite superior de tempo é determinado por considerações econômicas. Produtividade, consumo de energia e transformações dentro dos limites adequados de qualidade são os parâmetros que devem ser considerados. Por outro lado, o processo deve permitir pequenas variações no tempo de assar para cobrir a variabilidade inerente de qualquer processo de produção. As seguintes variáveis devem ser consideradas no processo de assar:

- a) propriedades físicas, massa e geometria do alimento que será processado;
- b) temperatura, umidade e velocidade de circulação do ar; e
- c) espaçamento entre os alimentos no interior do forno.

## 2.3 Mecanismos de transferência de calor

Durante o processo de assar, o processo de transferência de calor ocorre através de três mecanismos conhecidos: condução, convecção e irradiação. Dependendo do tipo de forno empregado, bem como de seu projeto de concepção, pode predominar

um ou outro mecanismo, porém na grande maioria dos casos, coexistem os três mecanismos.

No contato entre o alimento e a esteira, com a bandeja ou com recipiente, o alimento recebe calor por condução através dessa área de contato. Já o meio existente no interior da câmara transfere calor predominantemente por convecção para a superfície externa da massa. Esse mecanismo, que corresponde à condução associada ao movimento do meio, ocorre na maioria dos fornos, sendo indispensável para a remoção do excesso de umidade.

O mecanismo de convecção pode ser natural — como consequência das correntes de convecção que surgem em função da diferença de temperatura — ou forçado — quando a movimentação do meio é resultado da ação de ventiladores. O coeficiente de transferência de calor, que é função da velocidade de escoamento do meio de transferência da calor, varia de  $5,0 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  — no caso de convecção natural — a  $50,0 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  — quando a velocidade do ar é de  $10,0 \text{ m s}^{-1}$ . Essa diferença, associada à necessidade de se obter, com o sistema de ventilação, uma maior uniformidade de temperatura no interior do forno, transforma a convecção forçada no mecanismo mais comumente empregado.

Para produtos planos, a transferência de calor por condução — em consequência da grande área de contato entre o alimento e a esteira ou a bandeja — representa a fonte primária de transferência de calor. Já para produtos que possuem grande volume, esse mecanismo pode se tornar de menor importância.

O terceiro mecanismo de transferência de calor — radiação — tendo em vista as temperaturas envolvidas, geralmente é o mais significativo dos três. No entanto, deve ser lembrado que a radiação é um fenômeno de superfície. A superfície externa do alimento troca calor por radiação com os elementos de aquecimento e as superfícies do forno, bem como com a mistura vapor de água ar existente no interior do forno. A energia térmica é transferida por ondas eletromagnéticas ou fótons. Ao encontrar a superfície do alimento a energia pode ser absorvida ou refletida. Somente a parcela absorvida é transformada em calor. Apesar de a maior parcela

ser transferida por meio desses três mecanismos, na fase inicial do processo de assar, a transferência de calor em consequência da condensação da umidade presente no forno sobre a superfície do alimento a ser assado é significativa. Esse mecanismo acelera o aquecimento da superfície externa e altera o perfil de temperatura no interior do alimento. Dessa forma, ao fixar a umidade relativa ideal no interior da câmara de assar, essa importante parcela de calor transferido para o alimento deve ser estimada corretamente.

Dependendo do processo é desejável que a umidade gerada pela evaporação da umidade da massa seja removida pelas correntes de convecção.

### 2.3.1 Transferência de calor por condução

A transferência de calor no interior do alimento se dá por condução e obedece à equação de Fourier

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

Nessa equação,  $q_x$  representa a taxa de transferência de calor (W) na direção  $x$ ,  $k$  a condutividade térmica do alimento ( $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ),  $A$  a área de transferência de calor medida na direção normal ao fluxo de calor ( $\text{m}^2$ ) e  $\partial T / \partial x$  o gradiente de temperatura ( $\text{K m}^{-1}$ ), também na direção  $x$ .

A condutividade térmica é uma propriedade física do alimento que está sendo assado, sendo função da composição, da temperatura e da pressão. Sweat (1986), trabalhando com cerca de 430 alimentos sólidos e líquidos, propôs a seguinte equação para a previsão da condutividade térmica

$$k = 0,25x_c + 0,155x_p + 0,16x_f + 0,135x_a + 0,58x_w \quad (2)$$

Nessa equação, a condutividade térmica é dada em  $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  e  $x$  representa a fração mássica dos principais componentes do alimento:  $a$  cinzas,  $c$  carboidratos,  $f$  gordura,  $p$  proteína e  $w$  água.

Durante a operação de assar o conteúdo de umidade varia, fazendo com que a condutividade térmica do material também varie. Zanoni, Perri e Bruno (1994) sugerem que a Equação 3 seja empregada para representar a variação da condutividade térmica com a umidade durante o processo de assar

$$k = k_d \frac{1}{1 + W} + k_w \frac{W}{1 + W} \quad (3)$$

Nessa equação,  $k_d$  representa a condutividade térmica do material seco, que pode ser admitida como sendo igual a  $0,40 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ,  $k_w$  a condutividade térmica da água, que pode ser admitida como sendo igual a  $0,60 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  e  $W$  o conteúdo de umidade em base seca (kg de água/kg de material seco).

No que diz respeito à variação da temperatura é costume admitir que a condutividade térmica seja constante com essa variável e avaliada na temperatura média a que o material está sujeito.

### 2.3.2 Transferência de calor por convecção

Convecção, além do transporte molecular, envolve o transporte macroscópico do meio e da umidade extraída do alimento no interior do forno. Para aquela situação em que um fluido escoa sobre uma superfície, a taxa de transferência de calor pode ser calculada pela lei de Newton

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (4)$$

Nessa equação,  $q$  representa a taxa de transferência de calor entre a interface e o fluido (W),  $h$  o coeficiente individual local de transferência de calor ( $\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ),  $A$  a área de transferência de calor medida na direção normal ao fluxo de calor ( $\text{m}^2$ ),  $T_s$  a temperatura da superfície com a qual o fluido está trocando calor ( $^{\circ}\text{C}$ ) e  $T_\infty$  a temperatura característica do fluido a alguma distância da superfície ( $^{\circ}\text{C}$ ) — fora da camada limite que se forma sobre o alimento.

Sato, Matsumura e Shibukawa (1998) estudando a transferência de calor em fornos mostraram que o coeficiente de transferência de calor varia de 9 a 20 W K<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup>, para velocidades do ar variando de 0,4 a 1,5 m.s<sup>-1</sup>. Watson e Harper (1988) mostraram que o coeficiente de transferência de calor para convecção natural varia de 2,8 a 28 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup> e de 11 a 110 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup> quando o mecanismo é o de convecção forçada.

### 2.3.3 Transferência de calor por radiação

A energia emitida por radiação térmica se propaga no espaço, na forma de ondas eletromagnéticas, em linha reta e na mesma velocidade da luz. Assim, ao contrário da transferência de calor por condução e convecção, para que ocorra a transferência de calor por radiação não é necessária a presença de um meio material. Enquanto existir um meio transparente à radiação, essa continuará a se propagar em linha reta até que encontre um corpo que a intercepte. A energia que incide sobre esse corpo pode ser refletida, absorvida ou transmitida. A fração absorvida recebe o nome de absorvidade ( $\alpha$ ), a fração refletida é denominada refletividade ( $\rho$ ) e a fração transmitida transmissividade ( $\tau$ ). Dessa forma, é possível escrever

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (5)$$

A radiação térmica não é uma forma de calor, mas somente a fração que é absorvida pelo corpo é transformada em calor. Dessa forma, sob o ponto de vista da transferência de calor, a absorvidade é a fração mais importante. Para corpos negros a absorvidade é igual a 1. Para esses corpos, a lei de Stefan-Boltzmann permite calcular a energia emitida

$$W = \sigma T^4 \quad (6)$$

Esses resultados indicam uma grande dispersão dos coeficientes de transferência de calor consequentemente no projeto do forno e nos métodos de determinação.

Nesta equação,  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$  representa a constante de Stefan-Boltzmann,  $W$  o poder emissivo<sup>3</sup> de um corpo negro ( $\text{W m}^{-2}$ ) e  $T$  a temperatura absoluta do corpo negro (K).

Para os corpos presentes na natureza a absorvidade é diferente de 1. Por outro lado, o poder emissivo deve ser compreendido como a taxa de energia radiante emitida por uma superfície em todas as direções por unidade de área da superfície.

Nesse sentido, a relação existente entre o poder emissivo do material em uma dada temperatura e o poder emissivo do corpo negro na mesma temperatura configura-se a emissividade. De Vries, Velthuis e Koster (1995) e Thorvaldsson e Janestad (1999) propõem o valor de 0,90 para a emissividade de massas batidas. Já Zanoni, Perri e Bruno (1994) sugerem o valor de 0,95.

Considerando que uma porção do alimento no interior do forno está totalmente envolvida pelas paredes do forno, a taxa de transferência de calor por radiação pode ser calculada por meio da expressão

$$q = \varepsilon A \sigma (T_p^4 - T_m^4) \quad (7)$$

Tendo em vista a equação 4, a taxa de transferência de calor por radiação também pode ser calculada por meio da equação.

Nessa equação,  $q$  representa a taxa de transferência de calor (W),  $\varepsilon$  a emissividade da massa (m<sup>2</sup>),  $A$  a área da transferência de calor da massa (m<sup>2</sup>),  $\sigma$  a constante de Stefan-Boltzmann ( $5,667 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ ),  $T_p$  a temperatura absoluta das paredes do forno (K) e  $T_a$  a temperatura absoluta do alimento no interior do forno (K).

$$q = h_r A (T_s - T_a) \quad (8)$$


---

<sup>3</sup> Fluxo de energia emitido por um corpo negro para todo o hemisfério centrado sobre ele.

Nessa equação,  $h_r$  representa o coeficiente de transferência de calor por radiação ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ) e pode ser calculado com o auxílio da expressão.

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_s^2 + T_a^2)(T_s + T_a) \quad (9)$$

### 2.3.4 Convecção e radiação associadas

A menos que a radiação se dê no vácuo, geralmente ela é acompanhada por alguma forma de transferência de calor por convecção. Quando a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por radiação têm a mesma ordem de grandeza e ocorrem simultaneamente, uma análise adequada deve levar em conta as interações entre os dois mecanismos de transferência de calor. Calcular a taxa de transferência de calor considerando todas as interações é extremamente complicado. No entanto, sob certas circunstâncias, a transferência de calor simultânea por convecção e radiação pode ser determinada aproximadamente pela superposição linear das taxas de transferência de calor devido a esses dois processos de transferência de calor.

Nessas circunstâncias, a taxa global de transferência de calor pode ser calculada somando a taxa de transferência de calor por convecção e a taxa de transferência de calor por radiação, ou seja

$$q = q_c + q_r \quad (10)$$

Considerando que as taxas de transferência de calor por convecção e por radiação podem ser calculadas empregando-se as equações 4 e 8, essa última equação pode ser escrita como segue.

$$q = hA(T_s - T_0) + h_rA(T_s - T_0) = (h + h_r)A(T_s - T_0)$$

ou então

$$q = h_{cr}A(T_s - T_a)$$

Nessa última equação, o coeficiente de transferência de calor para a associação da convecção e radiação  $h_{cr}$  é definido por meio da equação

$$h_{cr} = h + h_r \quad (11)$$

## 2.4 Mecanismos de transferência de massa

Durante a operação de assar, a umidade presente é transferida através dos poros do alimento para a superfície do mesmo e daí para o meio presente no interior do forno. Esse processo de transferência de massa provoca um mudança na estrutura do alimento, bem como uma redução no teor de umidade que pode ocorrer em determinadas regiões ou em todo alimento. Os mecanismo envolvidos são: difusão, evaporação condensação e convecção.

### 2.4.1 Transferência de massa por difusão

A transferência de massa por difusão é um mecanismo molecular e obedece à lei de Fick

$$J_{A_z} = -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial z} \quad (12)$$

Nessa equação,  $J_{A_z}$  representa o fluxo de massa do componente  $A$  na direção  $z$  ( $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ );  $D_{AB}$  o coeficiente de difusão de  $A$  em  $B$  ou difusividade mássica de  $A$  em  $B$  ( $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ ) e  $(\partial \rho_A / \partial z)$  o gradiente de concentração do componente  $A$  na direção  $z$  ( $\text{kg m}^{-4}$ ).

Essa equação permite concluir que o fluxo de difusão de  $A$  em relação à  $B$  é diretamente proporcional ao gradiente de concentração. A constante de proporcionalidade é uma propriedade da matéria: a difusividade mássica ou simplesmente difusividade da substância  $A$  em  $B$ , que depende da composição, temperatura e da pressão.

No caso de produtos de panificação, Thorvaldsson e Janestad (1999) propuseram a seguinte equação para representar a variação da difusividade mássica do vapor de água na massa em função da temperatura

$$D_{vm} = 9,0 \times 10^{-12} \cdot T^2 \quad (13)$$

Geralmente a difusividade mássica do vapor de água na massa está compreendida entre  $1,35 \times 10^{-10} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  a  $8 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ .

Uma vez que a difusividade mássica depende do teor de umidade da massa, Zanoni, Perri e Bruno (1994) propuseram a seguinte equação para representar essa variação para teores de umidade inferiores a 0,43 em fração mássica.

$$D_{vm} = W \frac{D_o}{0,43} \quad (14)$$

Nessa equação,  $W$  representa a fração mássica de água não ligada (kg de água/kg de matéria seca),  $D_o$  a difusividade mássica quando a fração mássica é superior 0,43. Seu valor é igual a  $1,0 \times 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ .

#### 2.4.2 Transferência de massa por convecção

Durante a operação de assar, ocorre transferência de massa da superfície do alimento para o meio por intermédio do mecanismo de convecção associado ao mecanismo de difusão. Assim para um referencial fixo, o fluxo de massa pode ser calculado com o auxílio da equação.

$$N_A = J_A + x_A N \quad (15)$$

Nessa equação,  $N_A$  representa o fluxo de massa do componente  $A$  em relação a um referencial fixo ( $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ),  $J_A$  o fluxo do componente  $A$  devido ao mecanismo de difusão ( $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ) e a parcela  $x_A N$  a contribuição do movimento global ao transporte de massa. Nessa parcela,  $x_A$  representa a fração mássica do componente  $A$  e  $N$  o fluxo global de massa ( $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ).

Para aqueles casos em que é possível estabelecer a relação entre o fluxo do componente  $A$  —  $N_A$  — e o fluxo global —  $N$  — e o gradiente de concentração é conhecido, a Equação 16 pode ser empregada para calcular o fluxo do componente  $A$  que atravessa uma área  $A_s$  estabelecida em relação a um referencial fixo. No entanto, em interfaces as dificuldades encontradas na determinação da concentração e do gradiente de concentração nessa região salientam a conveniência do emprego do conceito de um coeficiente local de transferência de massa, que foi estabelecido com base na equação

$$N_{A_w} = k_p (\rho_{A_s} - \rho_{A_\infty}) \quad (16)$$

Nessa equação,  $N_{A_w}$  representa o fluxo mássico do componente  $A$  na interface ( $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ),  $k_p$  o coeficiente local de transferência de massa ( $\text{m s}^{-1}$ ),  $\rho_{A_s}$  a massa específica ou concentração do componente  $A$  no limite de uma fase — superfície sólida ou interface fluida — ( $\text{kg m}^{-3}$ ) e  $\rho_{A_\infty}$  a massa específica ou concentração do componente  $A$  a alguma distância do limite da fase ( $\text{kg m}^{-3}$ ).

O coeficiente de transferência de massa pode ser determinado para cada situação particular, em função da velocidade do meio, da geometria e das propriedades físicas do meio.

#### 2.4.3 Evaporação e condensação internas

Durante a operação de assar, a temperatura das camadas externas do produto aumenta mais rapidamente que a temperatura das camadas internas. Como resultado, a pressão parcial do vapor de água aumenta. Devido ao gradiente de pressão de vapor, vapor de água move-se em direção ao interior do alimento. Nessa região, considerando que a temperatura é menor, o vapor de água condensa, aumentando a concentração de umidade. Também ocorre a movimentação em relação à superfície externa. No entanto, em função da formação da crosta, essa taxa é inferior àquela que ocorre na direção do centro.

Para alguns produtos, a condensação na região central pode não ser significante. Nesse caso, a evaporação e secagem podem ser os mecanismos dominantes. Além disso, condensação pode ocorrer na superfície em decorrência da umidade existente no interior do forno — ver item 2.1.

## 2.5 Modelagem do processo

Na previsão do tempo de assar e tostar os processos de transferência de calor e massa e as propriedades físicas do alimento devem ser conhecidas.

Geralmente a transferência de calor é modelada empregando-se a equação geral da difusão do calor

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(k \nabla T) \quad (17)$$

Uma vez que as temperaturas são superiores a 100 °C, uma significante parcela de água é evaporada, que pode ser quantificada medindo-se o fluxo de massa para o ambiente interior ao forno,  $N_{A_{evap}}$ . O calor associado ao fluxo de água evaporado é então adicionado ao balanço de energia na superfície de controle.

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=r_m} = h_{cr}(T|_{x=r_m} - T_{\infty}) + N_{A_{evap}} \hat{h}_{vap} \quad (18)$$

Nessa equação,  $\hat{h}_{vap}$  representa a entalpia específica de vaporização da água (kJ kg<sup>-1</sup>). Os demais símbolos têm os mesmos significados definidos anteriormente.

Além da água perdida por evaporação, ocorre também perda de água líquida devido à desnaturação de proteínas que liberam água por gotejamento ou escorramento. Se essa fração de água não for considerada, os coeficientes de transferência de calor e massa podem ser subestimados. Goñi e Salvadori (2010) propõem uma técnica experimental para levar em conta essas perdas simultaneamente à perda de água por evaporação.

Já a transferência de massa no interior do alimento tem sido modelada com base na equação geral da difusão massa.

$$\frac{\partial \rho_A}{\partial t} = \nabla(D_{AB}\nabla\rho_A) \quad (19)$$

Nesse caso, a condição de contorno geralmente empregada é

$$-D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \Big|_{x=r_m} = k_p (\rho_A|_{x=r_m} - \rho_{A\infty}) \quad (20)$$

Alguns autores Chen, Marks e Murphy (1999) empregam equações que o alimento é considerado anisotrópico.

## 2.6 Fornos de assar e tostar

Existem diferentes projetos para fornos e a tecnologia empregada encontra-se em constante evolução, sendo praticamente impossível descrever todos os tipos de fornos e a técnica empregada na operação e controle desses equipamentos. O objetivo deste item é apresentar e descrever os principais equipamentos empregados nesse segmento industrial.

A frase “[...] fornos de assar são o coração da indústria de panificação” (Schunemann e Treu, 2001.), ainda é válida nos dias de hoje. Ela representa a justificativa para a constante evolução desse segmento industrial. Os projetos modernos incorporam sistemas de controle capazes de reduzir o consumo de energia garantindo, ao mesmo tempo, uma reproduzibilidade de resultados que reduzem o erro do operador. O emprego de microprocessadores para controlar a sequência, duração do processo, bem como a temperatura e umidade do forno, permitem programar o forno para cada tipo de produto a ser assado.

Os vários tipos de fornos para assar podem ser classificados de acordo com o sistema de aquecimento, o tipo de combustível, o sistema de transferência de calor e o tipo de alimentação empregado. Com relação ao tipo de aquecimento os fornos podem ser classificados como diretos e indiretos.

### **2.6.1 Fornos de aquecimento direto**

Nos fornos de aquecimento direto os queimadores geralmente encontram-se no interior da câmara de assar e a mistura ar em excesso e produtos da combustão circulam na câmara de assar por convecção natural ou convecção forçada devido à ação de ventiladores convenientemente posicionados. Em consequência, somente combustíveis “limpos” podem ser empregados. O gás metano é o mais usualmente utilizado, mas também são usados propano, butano, óleo combustível ou combustíveis sólidos, tais como: carvão e lenha.

De acordo com Fellows (2006) as principais vantagens dos fornos de aquecimento direto são:

- tempo de forneamento 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.

Dependendo da relação ar combustível, poderá existir uma grande quantidade de umidade gerada no interior do forno como resultado da combustão. Nesse tipo de forno o mecanismo de radiação exerce papel preponderante na taxa de transferência de calor e os queimadores podem ser convenientemente distribuídos ao longo do equipamento, garantido taxas de transferência de calor diferentes em cada zona do forno. Dessa forma, a taxa de transferência de calor pode ser controlada tanto pelo número de queimadores quanto pelo suprimento de gás em cada queimador. Esse tipo de solução é especialmente conveniente para fornos contínuos destinados a assar biscoitos.

### **2.6.2 Fornos de aquecimento indireto**

Em fornos de aquecimento indireto os gases resultantes da combustão não entram em contato com a câmara de assar. Nesse caso, a atmosfera do forno é aquecida por um sistema de trocadores de calor. Geralmente, cada região do forno possui um

queimador que pode empregar óleo combustível, gás ou combustível sólido ou mesmo eletricidade. Os gases resultantes da combustão circulam no interior de tubos convenientemente dispostos na câmara de assar. Esses tubos aquecem-na tanto por radiação quanto por convecção forçada, uma vez que ar é forçado a escoar sobre os tubos. Em outras configurações, a atmosfera do forno é forçada a circular em um trocador de calor posicionado próximo à câmara de combustão. Qualquer que seja o sistema, válvulas do tipo borboleta controlam a velocidade dos gases quentes nas várias seções do forno e promovem a exaustão da câmara de assar. Sistemas de convecção forçada proporcionam menor tempo de inicialização e permitem um controle mais eficaz da temperatura do forno.

Os fornos de aquecimento indireto que empregam eletricidade são aquecidos por indução em radiadores de chapas ou de barras. O sistema de aquecimento pode dispor as resistências nas paredes e na base, no caso de fornos descontínuos, ou distribuídos acima, ao longo e abaixo da correia transportadora, em fornos contínuos.

Uma das características de fornos de aquecimento indireto é proporcionar uma maior flexibilidade de projeto do sistema de 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 do forno, um mecanismo predominante.

### **2.6.3 Fornos híbridos**

Para instalações industriais com linhas de grande produção, o comprimento dos fornos permite projetá-los de tal forma que cada zona seja aquecida e controlada isoladamente. Assim, é possível desenvolver fornos híbridos que combinam as duas formas de aquecimento: direto e indireto. Esse tipo de projeto é mais comum em linhas de biscoito, em que as zonas iniciais empregam aquecimento direto e as zonas finais, onde grande teor de umidade deve ser extraído, utilizam sistemas de aquecimento indireto.

O uso seletivo de energia elétrica fez com que surgissem projetos que associam a energia gerada por microondas com outro tipo de energia. Nesse caso, a eficiência da operação de assar é melhorada pelo emprego da energia de microondas na fase final do processo em que a umidade do material é menor.

#### 2.6.4 Fornos modernos

Independente do sistema de aquecimento, fornos modernos podem ser classificados em fornos descontínuos, geralmente empregados para indústria de pequeno e médio porte ou para indústrias especializadas em um grande número de produtos, ou fornos contínuos, empregados para indústrias com grande volume de produção de um mesmo tipo de produto.

##### 2.6.4.1 Fornos descontínuos

A maioria dos fornos descontínuos são do tipo multiprateleiras — *multi-deck*. Eles atendem a maioria das exigências da indústria e são encontrados em vários tamanhos e configurações. Cada piso é independente dos demais tanto em isolamento quanto em aquecimento. A altura entre duas prateleiras pode variar desde 15 mm até 250 mm e uma unidade pode conter uma mistura de prateleiras mais baixas com prateleiras mais altas, com um máximo de seis prateleiras mais baixas ou quatro prateleiras mais altas. O sistema de aquecimento pode ser com tubos de vapor de água, óleo combustível, gás ou de resistências elétricas. Sistemas de aquecimento separados para o lastro e o teto de cada piso são possíveis, permitindo um controle muito eficaz da temperatura de assar. São encontrados os três tipos de aquecimento: condução, convecção — natural ou forçada — e radiação.

As principais vantagens de fornos multiprateleiras são:

- necessidade de pequenas áreas para instalação;
- grande flexibilidade com relação às temperaturas empregadas;
- sistemas semiautomáticos de fácil manuseio do produto a ser processado;
- baixo custo de operação;

- pequena perda de calor;
- fácil limpeza e manutenção.

No forno multiprateleiras com circulação de ar quente o ar é aquecido em um trocador de calor e em seguida soprado, por um sistema de ventilação, em cada câmara de assar. Nesse tipo de forno, é possível acrescentar vapor em cada câmara simultaneamente ao aquecimento.

Mesmo para aqueles fornos em que placas quentes do piso conduzem calor por condução para a base do produto que está sendo assado, o princípio básico de aquecimento do forno é o de convecção forçada. O contato com uma atmosfera quente assegura um processo mais uniforme. No entanto, para garantir uniformemente o suprimento de calor em todos os pisos devem ser impostas restrições quanto ao tamanho do forno.

Em fornos que empregam gases quentes, o gás produzido na combustão é forçado, por meio de ventiladores, a circular através de canais de circulação localizados entre os pisos das câmaras de assar. Dessa forma, calor é transferido para o produto tanto pela base quanto pelo topo da câmara de assar. Apesar de o piso contribuir com uma parcela de calor por condução, o mecanismo principal é o de radiação. A grande superfície proporcionada pelas paredes laterais e pelo teto garantem uma troca intensiva de calor, fazendo que tanto o forno aquecido com ar quente ou com gás quente tenham um balanço de energia adequado.

Dada às suas características de construção, os fornos multiprateleiras são considerados de aquecimento indireto quer empreguem ar quente ou gases quentes. Para aumentar a troca de calor, os canais de circulação e os pisos são construídos de folhas de aço. O piso é revestido com tijolos de cerâmica ou com chapas de aço. Devido à sua facilidade de controle, gás e óleo combustível são os combustíveis preferidos. No entanto, fornos que utilizam ar aquecido eletricamente empregam um circuito fechado de circulação, não tendo necessidade de sistemas de exaustão dos gases de combustão, quando o controle do teor de umidade não é limitante do processo.

Fornos que empregam sistemas de aquecimento a gás proporcionam uma economia de energia de 35% quando comparado com aqueles que utilizam aquecimento com tubos de vapor. Geralmente eles possuem quatro prateleiras com uma superfície de 2,4 m<sup>2</sup> cada, perfazendo um total de 9,6 m<sup>2</sup> de área de forneamento. Fornos desse tamanho são capazes de produzir 120 unidades de pães de 1 kg ou 860 unidades de 45 g por hora. Seu aquecimento demora 70 minutos e consome 11 kg de óleo diesel ou 32 m<sup>3</sup> de gás/hora. Quando em uso contínuo, o consumo reduz para 5 a 7 kg de óleo diesel ou 13 m<sup>3</sup> de gás/hora. A temperatura de cada prateleira é controlada independentemente. Dessa forma, um mesmo forno pode ser empregado para assar produtos diferentes simultaneamente. Por outro lado, esse tipo de forno permite economizar energia quando a produção não é suficiente para ocupar todos os pisos.

Os fornos elétricos multiprateleiras são populares em pequenas padarias, nas lojas de pães e nos pontos quentes da cadeia de panificação, devido à sua flexibilidade e facilidade de operação. Eles são adequados para todos os tipos de produtos de panificação e confeitoria, ocupam pequenas áreas e são econômicos quando corretamente manuseados. O tipo padrão possui uma profundidade de uma bandeja por duas a três bandejas de largura. O número de pisos varia de um a seis. O controle eletrônico de temperatura é preciso e permite controlar a temperatura de lastro e de teto separadamente. Além disso, o sistema de isolamento e de aquecimento de cada piso também é independente, permitindo otimizar o emprego do forno.

Além dos fornos multiprateleiras — *multi deck* —, a indústria de panificação emprega o forno de prateleira — *rack-oven* —, em que a câmara de assar é única e um sistema de bandejas convenientemente disposto em um armário sobre rodas é alimentado com o produto a ser assado diretamente no forno. Nesse caso, as bandejas contento o produto são levadas ao fermentador e daí diretamente para o forno. Completado o ciclo de assar o conjunto é posto para resfriar em área ou sala própria. Além de facilitar o manuseio do produto, um forno de prateleira possui uma grande área de forneamento — em função do espaço entre as bandejas ser reduzido, a superfície disponível para a operação de assar é muito grande.

Os fornos de prateleiras são equipados com sistemas de aquecimento de grande eficiência. Dependendo do projeto, a câmara de combustão pode ser localizada lateralmente, na parte posterior ou sobre a câmara de assar. Além disso, o sistema pode ser projetado para empregar qualquer tipo de combustível.

Convecção forçada é o principal mecanismo de transferência de calor que aquece preferencialmente as bordas do armário. Em alguns tipos de fornos o conjunto de bandejas roda em torno de seu eixo durante o processo de assar proporcionando um aquecimento mais uniforme. Em outros tipos de fornos, esse efeito é alcançado alternando continuamente a direção do fluxo do meio de aquecimento.

A umidificação da massa no início do processo nesse tipo de forno não é uniforme e a formação de crosta, consequentemente, não é adequada. As principais vantagens desse equipamento são: alta produtividade combinada com a pequena área necessária; o emprego de armários com sistema de rodas e a facilidade de ajustar a capacidade do forno às necessidades da produção.

O forno de prateleira é um desenvolvimento relativamente recente. Eles podem ser aquecidos eletricamente ou por queimadores a gás ou a óleo combustível e frequentemente incorporam automação para controle da temperatura, da umidade e do ciclo de assar. Armários simples ou duplos podem ser posicionados em uma câmara, ou cada um em uma câmara separada e aquecidas pela mesma central de aquecimento. Modelos com 6 a 8 armários são disponíveis. Túneis grandes podem comportar de 10 a 30 armários. Nesse caso, os armários são alimentados de um lado do túnel, sobre uma correia com controle de velocidade, sendo descarregados na outra extremidade. As larguras mais encontradas são de armários simples, duplos e de 3 a 4 armários.

#### 2.6.4.2 Fornos de convecção multipropósito

Desde a descoberta do fogo, o homem utilizou recursos naturais sem se preocupar com a escassez. Primeiro foi o carvão vegetal, em seguida à revolução industrial veio o vapor, a energia elétrica e o gás. Atualmente, campos magnéticos, radiação, contato direto com metal ou vidro são fontes de calor.

Nos anos 50, a Europa e EUA empregavam os consagrados fornos de convecção em cozinhas coletivas de escolas e indústrias. Construídos em aço inoxidável empregavam gás e eletricidade como fonte de energia. Alguns desses fornos possuíam até 40 bandejas de dimensões 525 mm por 325 mm.

Outro equipamento empregado era o forno a vapor, que possuía as mesmas características do forno de convecção, mas que acrescentava uma atmosfera de vapor. Sua função principal era produzir alimentos cozidos no vapor.

Buscando uma redução no espaço de cozinhas coletivas, surgiu o forno de convecção multipropósito, também conhecido como forno combinado. Com as mesmas dimensões do forno de convecção e do forno a vapor, ele proporciona três funções: ar quente (convecção), vapor (calor úmido) e a função combinada, que trabalha com vapor e ar quente simultaneamente.

Enquanto no passado o projeto de cozinhas coletivas destinavam 50% do espaço para o atendimento e 50% para a cozinha, com o advento do forno de convecção multipropósito, foi possível alterar o projeto para 75% do espaço para o atendimento e apenas 25% para a cozinha.

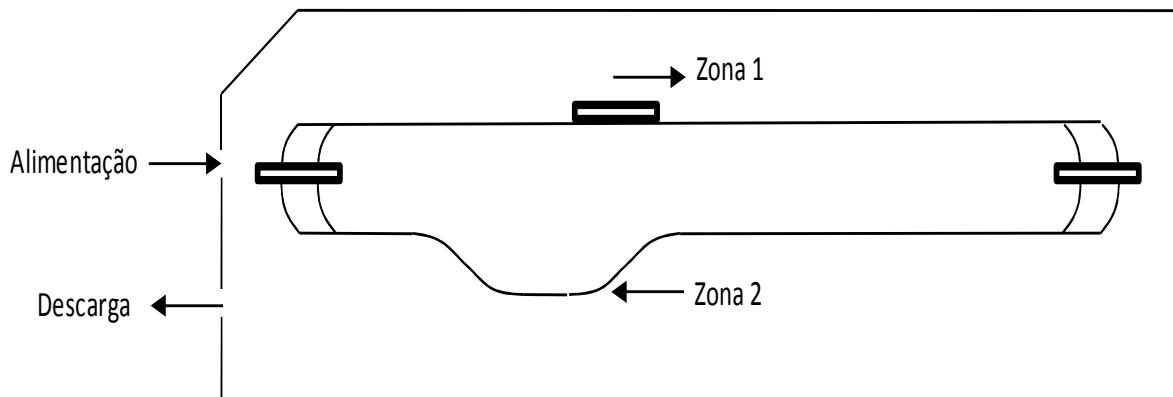
### **2.6.5 Fornos contínuos**

Quando a produção de alimentos ocorre em grande escala e necessita de forneamento a indústria utiliza fornos contínuos, estruturados com correias de malha de aço, de material cerâmico e esteiras transportadoras são empregadas em fornos com superfícies móveis. O produto a ser assado é carregado automaticamente, passa através do forno durante a operação de assar, sendo então descarregado. Tais fornos tem comprimentos de 25 metros ou mais e é dividido em zonas nas quais a temperatura, umidade e velocidade são controladas em função do tipo de produto que está sendo processado.

Fornos de bandejas de uma única passagem, mostrado na Figura 4, ou duas passagens, mostrado na Figura 4, são populares nos Estados Unidos da América. As câmaras de assar são relativamente baixas e um conjunto de duas correias

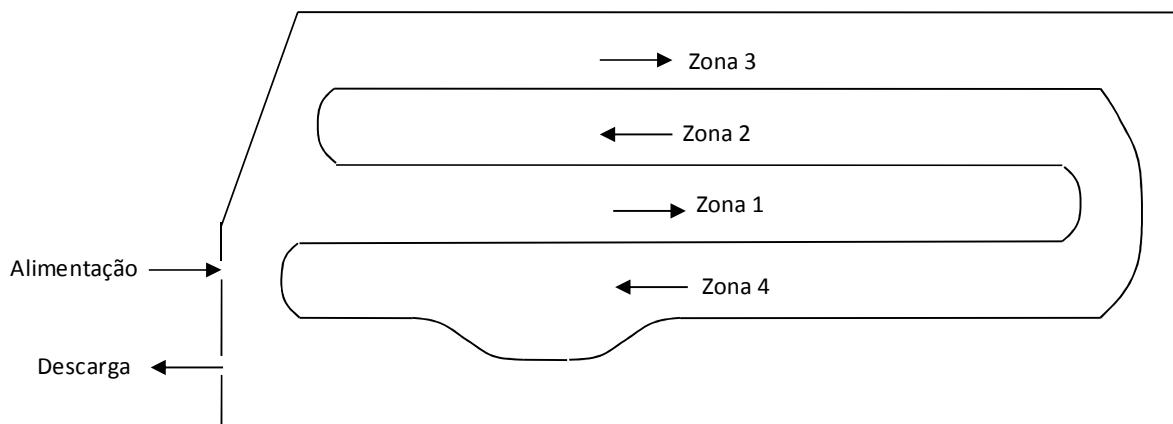
paralelas transportam as bandejas, enquanto uma terceira estabiliza a bandeja na posição horizontal durante sua passagem através do forno. Modelos de uma única passagem proporcionam duas zonas para de aquecimento, enquanto fornos de duas passagens permitem trabalhar com quatro zonas — ver Figuras 4 e 5

Figura 4 - FORNO CONTÍNUO DE BANDEJA DE UMA ÚNICA PASSAGEM



FONTE: Adaptado de Matz (1992)

Figura 5 - FORNO CONTÍNUO DE BANDEJA DE DUAS PASSAGENS

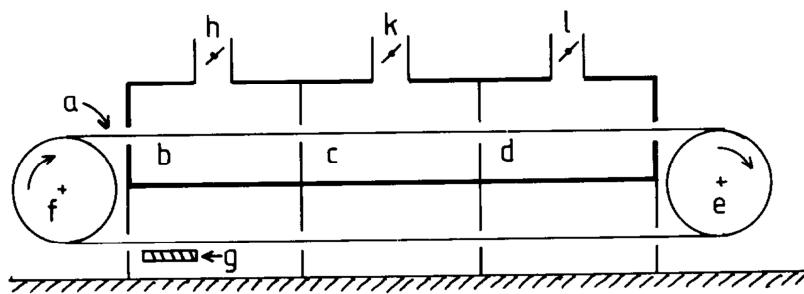


FONTE: Adaptado de Matz (1992)

O sistema de alimentação e descarga é acoplado na parte frontal do forno e pode ser automatizado, reduzindo o trabalho humano. O forno dotado de uma única passagem apresenta melhor resultado em função de sua simplicidade. Geralmente esses fornos são dotados de sistema de aquecimento modulares e o número de bandejas pode variar de 18 a 74 e a capacidade de produção de  $1200$  a  $4000\text{ kg h}^{-1}$ .

Fornos de esteira são encontrados nas larguras 800 mm, 1000 mm e 1200 mm, embora outras dimensões possam ser fabricadas. No que diz respeito à esteira transportadora é possível encontrar diferentes tipos. Esteiras de aço possuem espessuras variando entre 1,2 mm e 1,3 mm, com um peso de 9 kg/m<sup>2</sup>. Esteiras de aço perfuradas, com diâmetros de vários tamanhos também estão disponíveis. Elas têm a mesma duração das correias não perfuradas e apresentam a vantagem de permitir a ventilação do produto em contato com elas. No entanto, são mais caras. A Figura 6 apresenta o esquema de um forno típico de esteira transportadora.

Figura 6 - ESQUEMA DE UM FORNO TÍPICO DE ESTEIRA TRANSPORTADORA



- |                             |                              |                      |
|-----------------------------|------------------------------|----------------------|
| a - cestaria transportadora | b - zona 1 do forno          | c - zona 2 do forno  |
| d - zona 3 do forno         | e - tambor de direção        | f - tambor de tensão |
| g - aquecedor de esteira    | h, k, l - válvulas de escape |                      |

FONTE: Adaptado de Matz (1992)

O forno mais avançado tecnicamente e que proporciona uma operação mais econômica é o forno de esteira transportadora confeccionada com malha de fios de aço. Sua desvantagem está no espaço ocupado. Um forno com capacidade de 4000 kg/h de produto assado requer uma área de 100 m<sup>2</sup> a mais que o forno de bandejas de uma única passagem. Como mostrado na Figura 6 geralmente eles são divididos em 3 zonas de 8 a 16 metros cada, dependendo do fabricante e da produção desejada. Cada zona tem seu próprio controle para o aquecimento tanto do lastro quanto do teto.

## 2.7 Produção e consumo de energia

Qualquer que seja o tamanho da indústria, sua produção é controlada pelo tamanho dos fornos de assar empregados. A capacidade de produção de um forno é expressa por hora sendo, geralmente, denominada de “retirada”. No caso de um forno contínuo de esteira de malha de aço, ela pode ser calculada como segue.

$$\text{retirada (kg/h)} = \frac{LnM}{td} \quad (21)$$

Nessa expressão,  $L$  representa o comprimento da superfície de assar (m);  $n$  o número de formas ou de alimento em cada fileira;  $M$  a massa de cada forma ou alimento (kg);  $t$  a duração da operação de assar (h) e  $d$  o espaço entre duas fileiras de formas ou de pães (m).

Para fornos descontínuos, o cálculo da retirada é mais difícil, pois envolve fatores adicionais de tempo como: carga, aquecimento do forno, duração da operação de assar e descarga devem ser considerados.

O tratamento térmico durante a operação de assar é favorecido através da energia obtida de madeira, óleo combustível, gás metano ou propano e eletricidade. O efeito de aquecimento obtido ao se empregar uma ou outra fonte é o mesmo. A diferença está na disponibilidade e no custo de cada uma. A energia elétrica apresenta melhor eficiência, aproximadamente de 85%, além da facilidade de controle, que também deve ser levada em consideração.

A necessidade teórica de energia necessária para a conclusão do processo de assar e tostar, sem considerar as perdas, pode ser determinada calculando-se a quantidade de calor para as várias fases do processo:

1. quantidade de calor para aquecer a matéria prima alimentícia a 100 °C;
2. quantidade de calor para evaporar o excesso de água;
3. quantidade de calor para formar a crosta; e
4. quantidade de calor para produção suficiente de vapor para umedecer o forno.

Entretanto, se for fornecida apenas essa quantidade, não haverá energia suficiente para assar, já que não foram consideradas as várias fontes de perda de calor. As mais significativas são: exaustão de gases e perdas de calor por radiação e convecção para o ambiente externo ao forno. No caso de forno tipo túnel com esteira transportadora empregado na indústria de panificação, de cada 100 unidades de energia fornecidas 45 são utilizados para assar o pão, 35 são perdidos na exaustão dos gases, 12 são perdidos na forma de vapor e o resíduo de 8 partes são perdidas através das paredes.

O índice de utilização de energia de um forno é expresso pela relação entre a necessidade teórica total de energia para assar uma unidade do alimento considerado e a total de energia fornecida, ou seja

$$\text{Índice de utilização de energia} = \frac{\text{Energia teórica necessária}}{\text{Energia total fornecida}}$$

O total de energia fornecida pode ser calculada diretamente a partir do consumo da fonte de energia. Esse índice pode ser expresso em porcentagem multiplicando-o por 100.

O índice de utilização de energia é um parâmetro tão crítico para fornos de assar e tostar quanto a capacidade do forno, a área de assar e as características de carregamento. Ele depende do tipo de forno, da fonte de energia utilizada, bem como do senso de responsabilidade e da experiência técnica do operador. De uma maneira geral, o emprego da energia elétrica tem a melhor porcentagem de utilização sendo a fonte de energia mais econômica atualmente. Apesar de esse dado ser válido considerando apenas a energia necessária, outros fatores que são externos ao processo de assar — baseados em dados econômicos nacionais — tais como disponibilidade, custo e fontes de fornecimento de energia, tornam-se mais importantes que todos os outros. Em regiões onde o gás natural (CH<sub>4</sub>) é disponível, esta fonte é a mais utilizada. Sua mistura com o ar é automaticamente ajustada, não necessita de espaço de armazenamento e facilita o ajuste da temperatura.

### **3 Sobre os métodos de determinação dos coeficientes de transferência de calor em fornos de convecção multipropósito**

Assar, cozer e tostar têm sido alvo de diferentes estudos na busca de melhor conhecer as transformações que envolve essa operação unitária. Na indústria de panificação e confeitaria, Savoye et.al.(1992), Sablani et.al.(1998) Baik e Marcotte (2002) e Saikin (2005) , propuseram modelos matemáticos que permitem simular o processo de forneamento em função da transferência simultânea de calor e massa. Por sua vez, Singh, Akins e Erickson (1984), empregando a transferência simultânea de calor e massa, e Chang, Carpenter e Toledo (1998), Chen, Marks e Murphy (1999) e Obuz, Powell e Dikeman(2002), com base no processo de transferência de calor, propuseram modelos matemáticos que têm por finalidade simular a operação de assar carne. Goñi e Salvadori (2010), propuseram um modelo para acompanhar o processo de cozimento da carne que permite avaliar a perda de massa por evaporação e por drenagem, bem como o tempo de cozimento.

Uma análise desses trabalhos e de outros — Pan, Singh e Rumsey (2000), Pan e Singh (2006), Wang e Sun (2001) e Brent e Singh, (2005) — mostra a importância de se conhecer o coeficiente de transferência de calor entre o meio, no interior do forno, e o alimento. Nesse particular, os trabalhos de Carson, Willix e North (2006) e Sakin, Kaymak-Ertekin e Ilcali (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 do coeficiente de transferência de calor no interior desses fornos: 1) com base nos dados de temperatura em função do tempo obtidos durante o processo de transferência de calor; 2) com base nos dados de perda de massa que ocorre em consequência do processo de transferência de calor e 3) empregando-se sensores que medem o fluxo de calor recebido pelo alimento no interior do forno. O segundo, emprega o método da capacidade 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.

O objetivo desse item é discutir os métodos propostos por esses autores e que serviram de base para a definição dos materiais e métodos empregados neste trabalho.

### **3.1 Fundamentos teóricos dos métodos de determinação dos coeficientes de transferência de calor**

A lei de Newton, representada pela Equação 4, corresponde à definição do coeficiente individual de transferência de calor quando o mecanismo corresponde 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 — ver Equação 8. Quando convecção e radiação ocorrem simultaneamente e têm a mesma ordem de grandeza, o coeficiente individual de transferência de calor pode interpretado empregando-se a Equação 11.

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 envolvidos 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,  $T_{\infty}$ , a temperatura da superfície do fluido,  $T_s$ , e o gradiente de temperatura do fluido na interface, ou seja

$$h = \frac{-k}{T_s - T_{\infty}} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} \quad (22)$$

Essa equação mostra que qualquer grandeza que possa alterar o gradiente de temperatura na origem também afeta o valor do 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.

Desde que frequentemente tanto a temperatura da superfície  $T_s$ , quanto o coeficiente de transferência de calor  $h$  variam de ponto para ponto ao longo da superfície de contato em consequência da variação do gradiente de temperatura, a Equação 4 somente se aplica para um ponto desta superfície, devendo ser escrita na forma

$$dq = h dA (T_s - T_\infty)$$

Para a integração dessa equação, deve ser levado em conta que tanto a taxa de transferência de calor como o coeficiente individual de transferência de calor e a diferença de temperatura são funções da temperatura. Para contornar esse problema, na avaliação da taxa de transferência de calor para superfícies finitas, a engenharia definiu um coeficiente médio de transferência de calor por meio da equação

$$h_m = \frac{q_m}{A \Delta T_m} \quad (23)$$

Na modelagem das operações de assar, cozer e tostar, o coeficiente de transferência de calor é frequentemente 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.

### 3.1.1 Emprego dos dados de 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. De acordo com os autores, esse método envolve o ajuste de um modelo matemático aos dados da variação da temperatura

com o tempo. A partir do ajuste da melhor equação é possível calcular o coeficiente individual de transferência de calor.

Zanini, Kunigk e Leonhardt (2011) mostraram que 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

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} A_n B_n \exp(-C_n t) \quad (24)$$

Nessa equação,  $u$  representa o adimensional de temperatura  $[u = ((T_1 - T)/(T_1 - T_0))]$  medido no tempo  $t$ .  $A_n$  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 considerado e do 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 7 apresenta esses parâmetros para a placa plana infinita e o cilindro infinito.

Figura 7 - PARÂMETROS DA EQUAÇÃO (24) PARA A PLACA PLANA E O CILINDRO INFINITO

Geometria	Parâmetros da equação (24)		
	$A_n$	$B_n$	$C_n$
Placa plana infinita	$\frac{2 \operatorname{sen} \lambda_n}{\lambda_n + \operatorname{sen} \lambda_n \operatorname{cos} \lambda_n}$	$\cos\left(\frac{\lambda_n x}{r_m}\right)$	$\frac{(\lambda_n)^2 \alpha}{(r_m)^2}$
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 ( $\text{W/m}^2.\text{K}$ );  
 $J_n(x)$  a função de Bessel de primeira espécie e ordem  $n$ ;  
 $k$  condutibilidade térmica do alimento ( $\text{W/m.K}$ );  
 $r$  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 ( $\text{m}^2/\text{s}$ );  
 $\beta_n$  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  $Bicot\lambda = \lambda$ .

FONTE: Zanini, Konigk e Leonhardt (2011)

Uma vez que  $C_{n+1} > C_n$ , a série representada pela Equação 24 é convergente, de tal forma que para valores de tempo suficientemente grandes, ela pode ser representada apenas pelo primeiro termo, ou seja

$$u = A_1 B_1 \exp(-C_1 t) \quad (25)$$

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

$$\ln u = a - bt \quad (26)$$

Comparando as Equações 25 e 26, resulta

$$C_1 = b \quad (27)$$

Para uma geometria semelhante a um cilindro infinito a figura 7 fornece

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

Ou ainda

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{C_1 r_m^2}{\alpha}} \quad (28)$$

e

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

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

$$h = \frac{k\beta_1 J_1(\beta_1)}{r_m J_0(\beta_1)} \quad (29)$$

Assim, ao ajustar a equação da reta representada pela Equação 26 aos pontos experimentais, o coeficiente angular fornece a constante  $c_1$  do primeiro termo da Equação 24. Essa constante permite calcular o valor de  $\beta_1$  com o auxílio da Equação 28 e em seguida o coeficiente de transferência de calor entre o cilindro infinito e o meio empregando a Equação 29.

A Equação 29 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) mostraram ainda que para números de Biot inferiores a 0,1 é possível admitir propriedades distribuídas. Nesse caso, a Equação 25 pode ser posta na forma

$$u = \exp(-BiFo) \quad (30)$$

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 ( $V$ ) e a área superficial ( $A$ ) do corpo de prova que está sujeito ao processo de transferência de calor, ou seja,  $L_c = V/A$ .

Assim, ao ajustar a Equação 26 aos pontos experimentais, o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado por intermédio da equação

$$h = \frac{b\rho V c_p}{A} \quad (31)$$

Nessa equação,  $\rho$  representa o peso específico e  $c_p$  o calor específico a pressão constante do corpo de prova que está sujeito ao processo de transfrênciade calor.

Sakin, Kaymak-Ertekin e Ilicali (2009) também utilizaram a hipótese de propriedades distribuídas para cálculo do coeficiente individual de transferência de calor. No

entanto, esses mesmos autores empregaram métodos numéricos para resolver a equação diferencial parcial da condução com condições de contorno que usam a convecção como o mecanismo de transferência de calor entre a superfície do corpo de prova e o meio no interior do forno.

### 3.1.2 Emprego dos dados de transferência de massa em regime transiente

Kondjoyan e Daudin(1992), admitindo como hipótese básica que nos processos em que o fluido é o ar não há interferência da transferência de massa na transferência de calor e vice-versa, mostraram que a seguinte relação entre os coeficientes individuais de transferência de calor ( $h$ ) e de transferência de massa ( $k_p$ ) se aplica

$$\frac{h}{k_p} = \rho c_p Le \frac{\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0}}{\frac{\partial u_m}{\partial y} \Big|_{y=0}} \quad (32)$$

Nessa equação,  $\rho$  representa o peso específico ( $\text{kg m}^{-3}$ ) e  $c_p$  o calor específico da pressão constante ( $\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) do corpo de prova que está sujeito ao processo de transferência simultânea de calor e massa,  $Le$  representa o número de Lewis que é igual à relação entre os números de Schimdt ( $Sc = \nu/D_{AB}$ ) e se Prandtl ( $Pr = \nu/\alpha$ ),  $\left(\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0}\right)$  o gradiente adimensional de temperatura e  $\left(\frac{\partial u_m}{\partial y} \Big|_{y=0}\right)$  o gradiente adimensional de concentração na interface entre o corpo de prova e o ar, sendo  $\nu$  a viscosidade cinemática ( $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ ) e  $\alpha$  a difusividade térmica ( $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ ) do ar,  $D_{AB}$  a difusividade mássica ( $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ ) do vapor de água no ar,  $u = [(T - T_s)/(T_\infty - T_s)]$  o adimensional de temperatura e  $u_m = [(C - C_s)/(C_\infty - C_s)]$  o adimensional de concentração.

Esses mesmos autores mostraram que a analogia entre a transferência de calor e massa propõe que

$$\frac{h}{k_p} = \rho c_p Le^n \quad (33)$$

e que vários autores trabalharam com essa relação na determinação dos coeficientes individuais de transferência de calor e de massa.

Carson, Willix e North (2006) com base no trabalho de Kondjoyan e Daudin (1992), mostraram que no período de velocidade constante do processo de secagem, a temperatura da superfície do material que está sendo secado permanece constante e o balanço de energia permite escrever

$$h_c(T_\infty - T_s) + h_r(T_\infty - T_s) + \varphi \hat{h}_{T_s} = 0 \quad (34)$$

Nessa equação,  $\varphi$  representa o fluxo de massa evaporado a partir da superfície em que está ocorrendo o processo de secagem ( $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ) e  $\hat{h}_{T_s}$  a entalpia de vaporização da água ( $\text{J kg}^{-1}$ ) na temperatura da superfície ( $T_s$ ).

Carson, Willix e North (2006) propõem que o coeficiente “aparente” de transferência de calor seja calculado por meio da relação

$$h_{cr} = \frac{-\varphi \hat{h}_{T_s}}{T_\infty - T_s} \quad (35)$$

O coeficiente de transferência de calor devido ao mecanismo de convecção será então calculado a partir da Equação 11.

### 3.1.3 Emprego de sensores de fluxo de calor

Carson, Willix e North (2006) propõem que o coeficiente individual local de transferência de calor pode ser determinado empregando-se sensores de fluxo de calor que medem a diferença de temperatura através de um fino resistor térmico. Dessa forma, o coeficiente “aparente” de transferência de calor pode ser determinado por intermédio da equação

$$h_{cr} = \frac{EC(\theta(T_s))}{T_\infty - T_s} \quad (36)$$

Nessa equação,  $E$  representa o fluxo de calor medido pelo sensor em  $\mu V$ ,  $C$  fator de calibração que converte a potência elétrica em fluxo térmico ( $W m^{-2}$ ) e  $(\theta(T_s))$  fator de correção em função da temperatura da superfície.

#### 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Uma vez que o objetivo do presente trabalho foi medir o coeficiente de transferência de calor no interior de fornos multipropósito, trabalhou-se com um forno HansDampf modelo CPE61 — Compact | Professional — de dimensões: 550 mm de largura, 815 mm de profundidade e 715 mm de altura, representado no Brasil pela Engefood. Esse forno tem uma potência instalada de 8,3 kW, operando a 220 V, frequência de 60 Hz e com uma pressão de vapor de 2,0 a 5,7 kPa.

O forno empregado permite trabalhar com vapor na faixa de temperatura de 30 °C a 130 °C, somente com ar na faixa de temperatura de 30 °C a 300 °C e com ar e vapor — sistema misto — na faixa de temperatura de 30 °C a 250 °C. Ao se trabalhar com o sistema misto é possível controlar a porcentagem de umidade entre 10% e 100%.

Para medida de temperatura empregaram-se dois data logger de temperatura modelo DHT2250 PT 100, para rede RS232 com visor LCD, dotados de cabos de comunicação DHT2000 RS232 com conversor USB, fornecidos pela Perceptec Soluções e Tecnologia Ltda.

Como corpo de prova, empregou-se um cilindro de alumínio de 51 mm de diâmetro e 209 mm de comprimento. Para medir sua temperatura axial esse cilindro teve seu eixo perfurado para inserção do termopar que faz parte do data logger. Em seguida o termopar foi soldado com estanho ao cilindro.

Com esses materiais, o procedimento adotado em cada ensaio foi:

1. instala-se no interior do forno, na sua região central, o data logger que irá medir a temperatura do forno devidamente programado para registrar a temperatura em intervalos de tempo de 5 segundos;
2. simultaneamente programa-se o termopar inserido no corpo de prova, que se encontra no exterior do forno, para registrar a temperatura a cada 5 segundos;
3. liga-se o forno;
4. seleciona-se o tipo de programa: vapor, ar seco ou misto — ar seco e vapor;

5. seleciona-se a temperatura desejada;
6. caso tenha sido escolhido o sistema misto, seleciona-se a porcentagem de umidade desejada;
7. espera-se que a temperatura do forno estabilize no valor selecionado — o sistema de controle de temperatura do forno permite um controle preciso da temperatura;
8. uma vez que a temperatura estabilizou-se, abre-se a porta do forno e insere-se o corpo de prova;
9. mede-se a temperatura do corpo de prova até que ela se aproxime da temperatura do forno — o adimensional de temperatura do corpo de prova definido como  $u = [(T_{\infty} - T)/(T_{\infty} - T_0)]$ , sendo  $T_{\infty}$  a temperatura do forno,  $T_0$  a temperatura inicial do corpo de prova e  $T$  a temperatura no instante  $t$ , deve ser da ordem de  $10^{-3}$ ;
10. com os dados de variação da temperatura em função do tempo calcula-se o coeficiente individual de transferência de calor.

Nas situações em que o forno opera somente com vapor ou somente com ar seco, foram programados 12 ensaios assim distribuídos:

- a) 6 com vapor nas temperaturas de 75 °C, 90 °C, 105 °C, 120 °C e 130 °C;
- b) 6 com ar seco nas temperaturas de 150 °C, 175 °C, 200 °C, 225 °C e 250 °C.

Para a situação mista, foi realizado um planejamento experimental de superfície de resposta para determinar a temperatura e umidade em que o coeficiente de transferência de calor é máximo. A matriz do planejamento experimental compreendeu um total de onze pontos: sendo quatro fatoriais, quatro axiais ( $\alpha = 1,44$ ) e três pontos centrais como mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 - MATRIZ DO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL MOSTRANDO AS VARIÁVEIS CODIFICADAS E OS VALORES DAS VARIÁVEIS EMPREGADAS

Ensaio nº	Variáveis codificadas	Umidade (%)	Temperatura (°C)
1	-	20,0	160,0
2	+	60,0	160,0
3	-	20,0	250,0
4	+	60,0	150,0
5	-1,44	26,1	205,0
6	1,44	46,1	205,0
7	0	-1,44	40,0
8	0	1,44	40,0
9	0	0	40,0
10	0	0	205,0
11	0	0	205,0

O primeiro grupo de ensaios foi realizado em duplicata. Para cada ensaio geraram-se duas curvas características da variação da temperatura em função do tempo: uma para o forno — ver Figura 8 — e outra para o corpo de prova — ver Figura 9.

Figura 8 - CURVA CARACTERÍSTICA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO FORNO EM FUNÇÃO DO TEMPO DURANTE UM ENSAIO

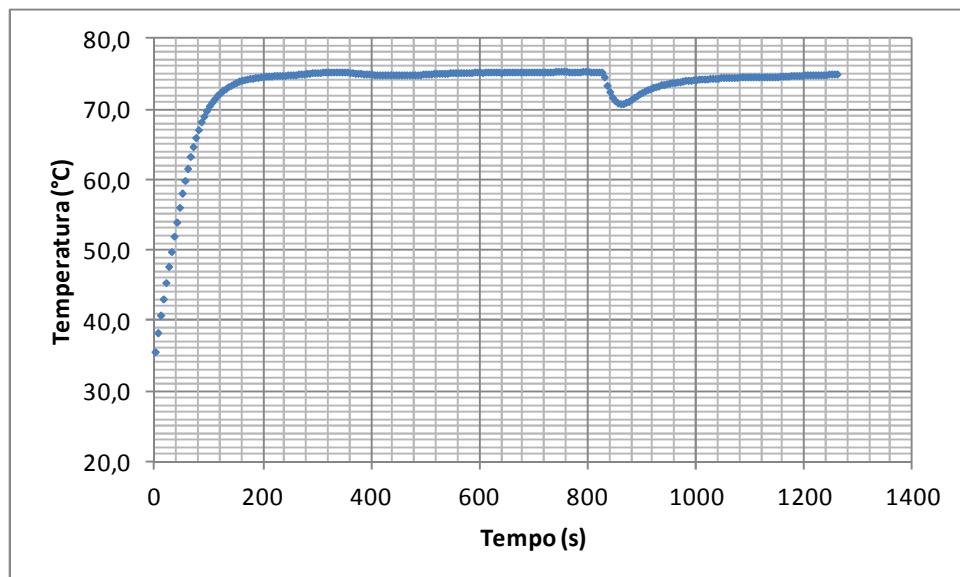
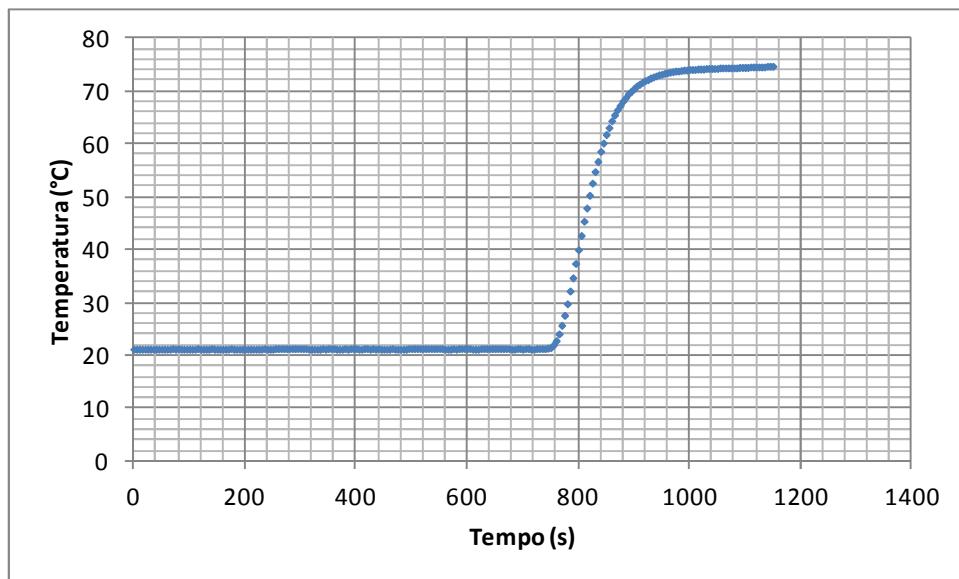


Figura 9 - CURVA CARACTERÍSTICA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO CORPO DE PROVA EM FUNÇÃO DO TEMPO DURANTE UM ENSAIO



Nesses dois gráficos é possível identificar o instante em que a porta do forno foi aberta para introduzir o corpo de prova. No gráfico apresentado na Figura 8, esse instante corresponde ao ponto em que, estando a temperatura estabilizada ela cai, criando um ponto de inflexão, para subir novamente até atingir a temperatura inicialmente programada. No gráfico apresentado na Figura 9, a abertura do forno e introdução do corpo de prova, com subsequente fechamento da porta, corresponde ao ponto em que a temperatura começa a subir em função do calor recebido. Uma vez que esse instante é único, os dois gráficos são sobrepostos a partir desse instante, criando um terceiro gráfico como o mostrado na Figura 10.

O gráfico da Figura 10 pode ser simplificado, eliminando-se o tempo anterior à abertura da porta para a introdução do corpo de prova, gerando, como resultado, o gráfico apresentado na Figura 11.

Para cada ensaio, o coeficiente de transferência de calor foi determinado a partir dos dados que geraram o gráfico da Figura 11. O procedimento adotado é discutido na Análise e discussão dos resultados.

Figura 10 - SOBREPOSIÇÃO DAS CURVAS DE TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO DO FORNO COM A DO CORPO DE PROVA TOMANDO POR PONTO COMUM O INSTANTE EM QUE O FORNO FOI ABERTO PARA INTRODUÇÃO DO CORPO DE PROVA

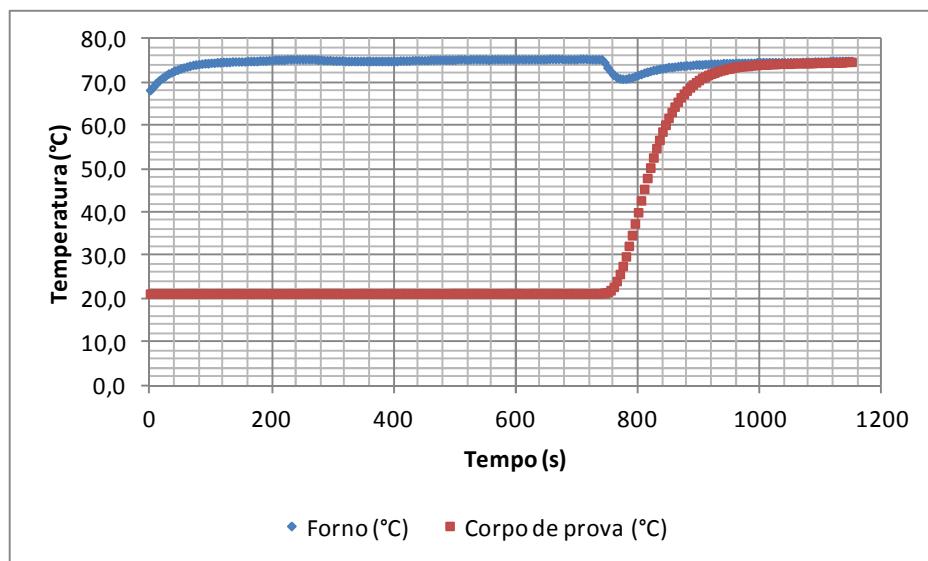
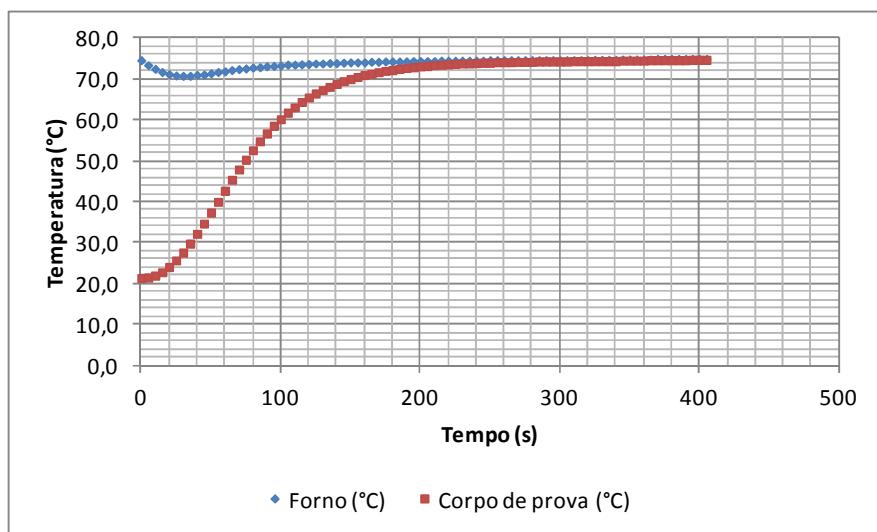


Figura 11 - DADOS CARACTERÍSTICOS QUE PERMITIRAM CALCULAR O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA CADA ENSAIO REALIZADO



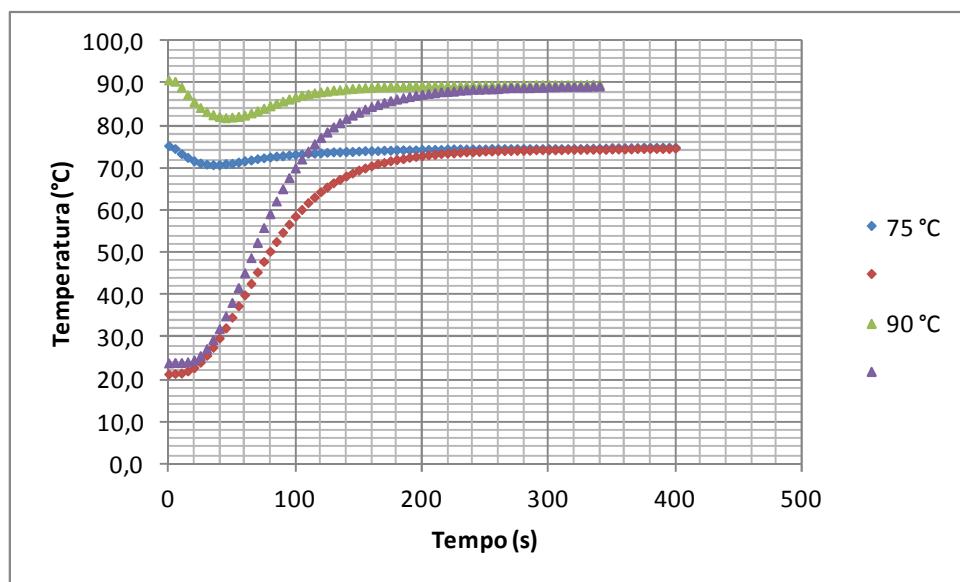
## 5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Tendo em vista as características do forno empregado, a análise dos resultados foi conduzida como segue: em primeiro lugar analisou-se os resultados dos ensaios realizados com vapor e, em seguida, os resultados somente com ar. Finalmente os resultados obtidos nessas duas etapas foram então confrontados.

### 5.1 OPERANDO COM VAPOR

Para temperaturas do forno inferiores a 100 °C os resultados obtidos são mostrados na Figura 12.

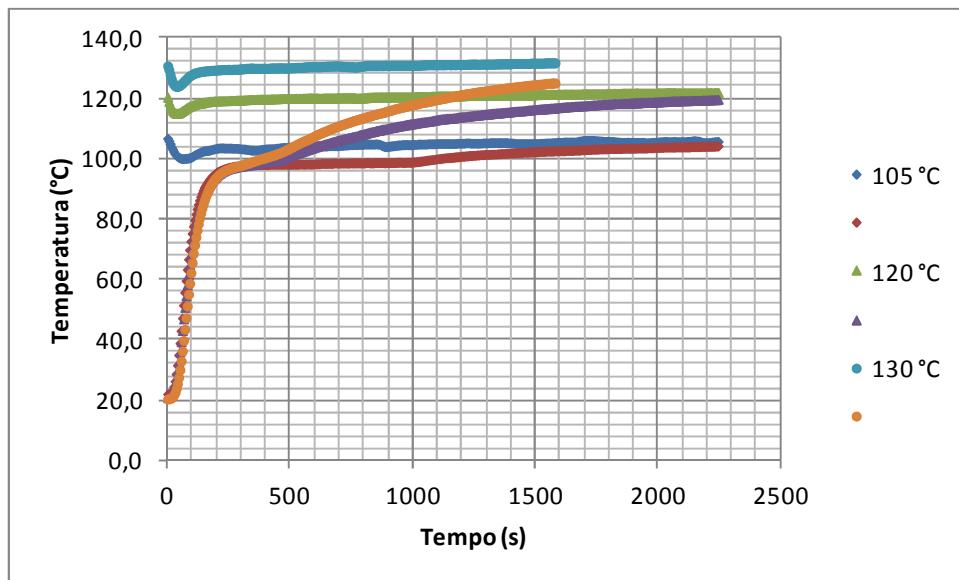
Figura 12 - RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS REALIZADOS COM VAPOR EM TEMPERATURAS DO FORNO INFERIORES A 100 °C



Uma análise dessas figuras mostra dois comportamentos diferentes. Um para os ensaios em que a temperatura é inferior a 100 °C e outro para aqueles em que a temperatura é maior que 100 °C. No primeiro caso, o comportamento é típico de um processo de aquecimento em que um corpo em uma dada temperatura inicial é colocado em um meio cuja temperatura é superior à temperatura do corpo. Nesse caso, após uma fase de adaptação, a temperatura do corpo sobe exponencialmente com o tempo até atingir a temperatura do meio, quando o processo de aquecimento

termina. A Figura 13 mostra os resultados obtidos para os ensaios em que a temperatura do forno foi superior a 100 °C.

Figura 13 - RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS REALIZADOS COM VAPOR EM TEMPERATURAS DO FORNO SUPERIORES A 100 °C



Ao analisar os resultados mostrados na Figura 13 observa-se nos instantes iniciais — para tempos inferiores a 200 s — uma taxa de aquecimento superior àquela verificada no restante do processo.

Em se considerando que o forno trabalha aberto para a atmosfera, essa diferença de comportamento pode ser explicada em função do teor de umidade no seu interior. Em temperaturas inferiores a 100 °C é possível trabalhar com condições de saturação. No entanto, quando a temperatura é superior a 100 °C não é possível garantir a saturação. Apesar de haver selecionado 100% de vapor, a atmosfera no interior do forno é constituída por uma mistura ar vapor de água com um alto teor de umidade. No primeiro caso, o ar saturado garante um coeficiente de transferência de calor constante durante todo o processo. Já no segundo caso, enquanto a temperatura do corpo de prova for inferior à temperatura de orvalho da mistura ar vapor de água, ocorre a condensação da umidade que contribui para aumentar o coeficiente de transferência de calor entre o meio no interior do forno e o corpo de prova. Tendo ultrapassado a temperatura de orvalho, o mecanismo de transferência de calor predominante é a convecção forçada entre o ar e o corpo de prova. Esse

mecanismo fornece um coeficiente de transferência de calor inferior àquele do início do processo em que a condensação da umidade presente contribui para um maior coeficiente de transferência de calor.

Ao admitir que haja um mudança nos mecanismos de transferência de calor para aqueles casos em que se trabalhou com 100% de vapor em temperaturas superiores à temperatura de ebulição da água na pressão atmosférica, os métodos propostos no capítulo 3 devem ser reavaliados.

De fato, uma vez que o coeficiente de transferência de calor não pode ser considerado constante, não é possível empregar as Equações 29 e 31. No entanto, tendo em vista a condutividade térmica do alumínio e as dimensões do corpo de prova — raio igual a 25,5 mm — é possível adotar a hipótese de temperatura uniformemente distribuída. Dessa forma, um balanço de energia, adotando como volume de controle o corpo de prova, permite que se escreva

$$\frac{d(V\rho c_p T)}{dt} = h_{cr} A(T_\infty - T)$$

Nessa equação,  $h_{cr}$  representa o coeficiente médio aparente de transferência de calor — o coeficiente local de transferência de calor varia com a posição angular — que engloba todos os mecanismos de transferência de calor.

Admitindo que a geometria e as propriedades físicas do corpo de prova são constantes é possível escrever

$$\frac{h_{cr} A}{V\rho c_p} dt = \frac{dT}{T_\infty - T}$$

Integrando essa última equação, desde o instante inicial até o instante final, o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado como segue

$$h_{cr} = \frac{V\rho c_p}{At} \int_{T_0}^T \frac{dT}{T_\infty - T} \quad (37)$$

Nessa equação, as propriedades físicas do alumínio são avaliadas na temperatura média do corpo. A bibliografia especializada fornece

$$\rho = 2700 \text{ } Kg \cdot m^{-3}$$

e

$$c_p = 4,80 + 0,00322 \text{ } T$$

Nessa última equação, a temperatura deve estar em Kelvin e  $c_p$  é dado em  $cal \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$ .

Para aqueles ensaios em que a variação de temperatura foi da ordem de 200 K, o calor específico variou, em relação ao valor médio, de 4,61%. Portanto, a hipótese de propriedades físicas constante é adequada para o que se pretende.

Uma vez que durante os ensaios a temperatura do meio de aquecimento e a temperatura do corpo de prova variaram com o tempo, a integral da Equação 37 foi avaliada numericamente, empregando-se a regra dos trapézios. O resultado obtido permitiu o cálculo do coeficiente individual de transferência de calor.

A Tabela 3 apresenta, entre outros, os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor empregando a Equação 37.

Nos ensaios com vapor em que a temperatura é inferior a 100 °C o resultado obtido ao representar o adimensional de temperatura em função do tempo é mostrado na Figura 14. Uma análise dessa figura mostra a existência de uma fase inicial em que todos os termos da Equação 24 devem ser empregados, seguida de uma segunda fase em que apenas o primeiro é suficiente para representar a variação temperatura com o tempo. E, finalmente, uma terceira fase em que a temperatura do corpo de prova praticamente já atingiu a temperatura do meio de aquecimento. Com base nesse resultado e admitindo  $Bi < 0,1$  adotou-se o seguinte procedimento para cálculo do coeficiente de transferência de calor:

Tabela 3 - VALORES DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR APARENTE PARA OS ENSAIOS REALIZADOS

Temperatura (°C)	Valor do coeficiente ( $h_{cr}$ ) (W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> )			
	$h_{cr}$	$h_{cr_1}$	$h_{cr_2}$	$h_{cr_{mc}}$
Vapor	75	572		580
	75	477		649
	90	557		526
	90	607		641
	105	60,7	414	39,5
	105	47,2	391	27,2
	120	58,0	246	44,0
	120	65,2	296	37,9
	130	59,5	200	43,7
	130	63,7	231	48,7
Convecção	150	50,0		50,2
	175	40,4		48,1
	200	42,3		48,4
	225	44,8		48,4
	250			

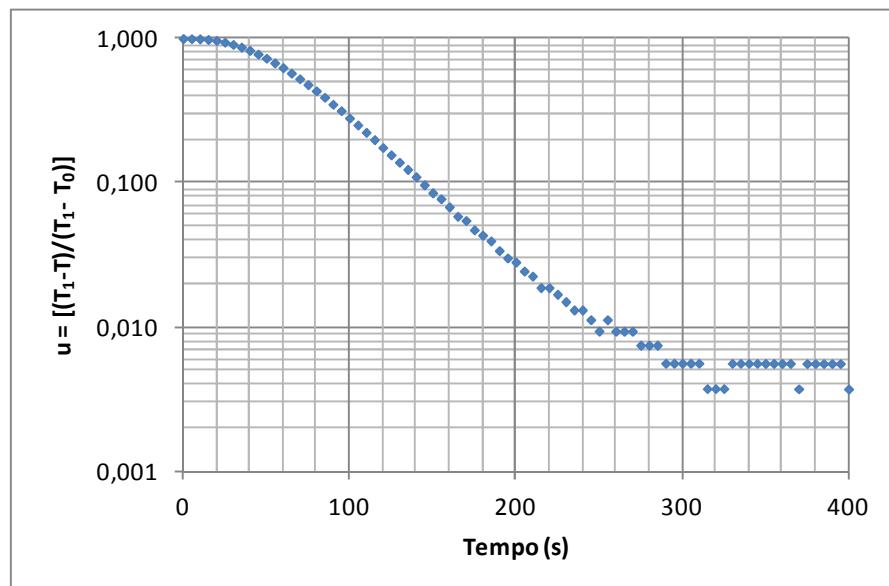
$h_{cr}$  calculado pela Equação 37

$h_{cr_1}$  calculado pela Equação 37 até 160 s

$h_{cr_2}$  calculado pela Equação 37 após 160 s

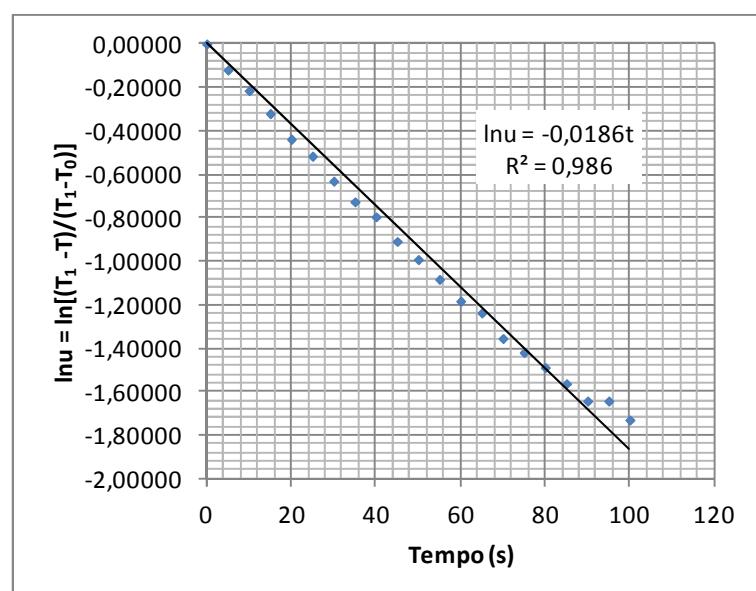
$h_{cr_{mc}}$  calculado pela Equação 31 com a interpretação dada

Figura 14 – VARIAÇÃO DO ADIMENSIONAL DE TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA O ENSAIO REALIZADO COM 100% DE VAPOR A 75 °C.



1. com base na variação da temperatura do forno em função do tempo, representada em gráficos como o da Figura 12, determinou-se o tempo em que essa temperatura, após abertura da porta, atinge o valor programado para o ensaio;
2. desprezou-se 58% — Ball (1957) — desse tempo de aquecimento do forno;
3. adotando a temperatura do corpo de prova nesse tempo como sendo a temperatura inicial, calculou-se o adimensional de temperatura;
4. desprezou os valores finais desse adimensional que, em gráficos como o da Figura 14, mostram que praticamente se atingiu o final do processo de aquecimento;
5. para os valores assim selecionados determinou-se, aplicando uma regressão linear pelo método dos mínimos quadrados, o coeficiente angular da Equação 26;
6. empregando-se a Equação 31, calculou-se o coeficiente individual de transferência de calor.

Figura 15 – RESULTADO OBTIDO PARA O ENSAIO COM 100% DE VAPOR NA TEMPERATURA DE 75 °C



A figura 15 mostra o resultado obtido para o ensaio com 100% de vapor a 75 °C.

A Tabela 3 apresenta os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor aparente para os ensaios com vapor em que a temperatura do forno era inferior a 100 °C. Uma análise desses resultados mostra que existe um boa concordância dos coeficientes calculados por meio por meio da Equação 31 com aqueles em que se empregou a Equação 37.

Analizando-se os resultados apresentados na Tabela 3 para vapor nas temperaturas de 75 °C e 90 °C é possível concluir que a temperatura não interfere no coeficiente de transferência de calor. Considerando os resultados obtidos pelos dois procedimentos, é possível afirmar que o coeficiente de transferência de calor nessas temperaturas é igual a 576 W/m<sup>2</sup>.K com um desvio padrão de 57 W/m<sup>2</sup>.K. Esse resultado fornece um coeficiente de variação de 10%, aceitável para a maioria das equações que permitem calcular o coeficiente de transferência de calor.

Ao analisar os resultados obtidos com vapor para temperaturas superiores a 100 °C também é possível afirmar que a temperatura do meio de aquecimento não interfere no coeficiente de transferência de calor. Para as temperaturas de 105 °C, 120 °C e 130 °C o coeficiente de transferência de calor é igual 59 W/m<sup>2</sup>.K com um desvio padrão de 6 W/m<sup>2</sup>.K, que porporciona um coeficiente de variação de 11%.

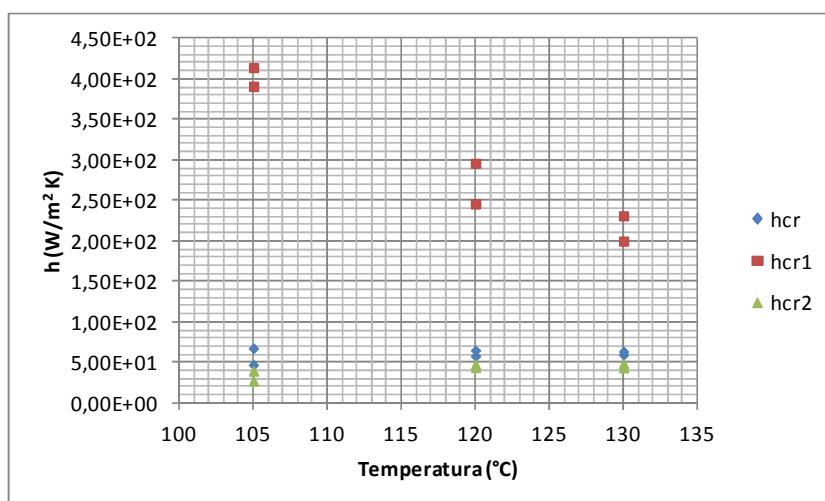
Ao comparar o resultado obtido para as temperaturas de 75 °C e 90 °C com aquele obtido para as temperaturas de 105 °C, 120 °C e 130 °C, verifica-se que este corresponde a 10% daquele. Ou seja, uma mistura ar vapor de água insaturada reduz o coeficiente de transferência de calor a um décimo daquele obtido nas condições de saturação.

A mudança do mecanismo de transferência de calor dominante, observada na variação da temperatura do corpo de prova com o tempo mostrada na Figura 13 para as temperaturas de 105 °C, 120 °C e 130 °C, sugere a existência de dois valores para o coeficiente de transferência de calor. Assim, os dados relativos a esses ensaios sofreram uma nova análise.

Com auxílio de uma régua transparente ajustou-se duas retas para a curva de variação da temperatura do corpo de prova com o tempo: uma para o período inicial e outra para o período final. Na intersecção dessas retas determinou-se o tempo em que um mecanismo de transferência de calor deixava de ser dominante para que outro fosse o limitante do processo. Em todos os ensaios, esse tempo foi de 160 s. Com esse valor de tempo, a integral que aparece na Equação 37 foi calculada para o intervalo de zero a 160 s e desse valor de tempo até o final o processo. Os valores obtidos permitiram calcular dois valores para o coeficiente de transferência de calor. Os resultados obtidos estão mostrados na Tabela 3.

Os valores do coeficiente de transferência de calor quando se trabalhou com vapor em temperaturas superiores a 100 °C representados na Tabela 3 permitem construir o gráfico mostrado na Figura 16. Uma análise dessa figura permite concluir que o coeficiente de transferência de calor calculado para todo o processo permanece constante e seu valor médio é igual a 59 W/m<sup>2</sup>.K. No entanto, esse valor é composto por dois valores diferentes: um que varia com a temperatura e outro que permanece constante com a temperatura. O primeiro varia de 400 W/m<sup>2</sup>.K a 200 W/m<sup>2</sup>.K quando a temperatura é aumentada de 105 °C a 130 °C. O segundo permanece constante e igual a 40 W/m<sup>2</sup>.K com um desvio padrão de 7 W/m<sup>2</sup>.K.

Figura 16 - VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A TEMPERATURA DO FORNO QUANDO SE TRABALHA COM VAPOR A 100% EM TEMPERATURAS SUPERIORES A 100 °C



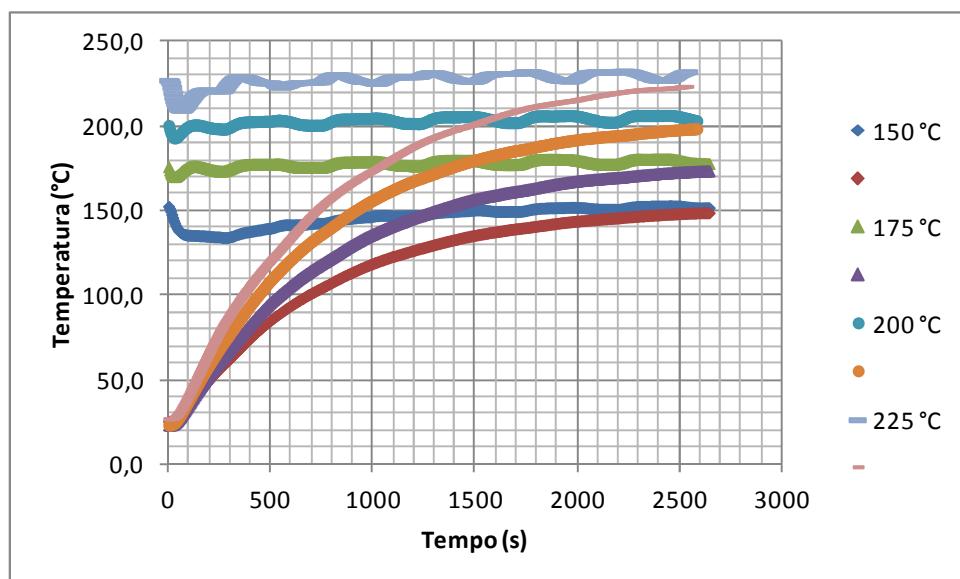
A variação do coeficiente de transferência de calor com a temperatura para o intervalo de tempo compreendido entre 0 e 160 s é consequência de se obter condições mais distantes da saturação ao se aumentar a temperatura, reduzindo, dessa forma, a transferência de calor devido à condensação do vapor de água quando a temperatura é inferior à temperatura de orvalho da mistura.

Uma análise da Figura 13 sugere ainda que a temperatura de orvalho da mistura ar vapor de água está compreendida entre 82 °C e 92 °C.

## 5.2 OPERANDO COM AR

Os resultados obtidos ao operar o forno apenas com ar — sistema convecção de acordo com o manual do forno — são mostrados na Figura 17

Figura 17 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA COM O TEMPO DO FORNO E DO CORPO DE PROVA PARA OS ENSAIOS REALIZADOS APENAS COM AR



Inicialmente é possível observar uma maior oscilação da temperatura do forno em relação ao valor escolhido, ao contrário do verificado quando se trabalhou com vapor. Por outro lado, como ocorreu ao se trabalhar com vapor em temperaturas inferiores a 100 °C, para todas as temperaturas selecionadas obteve-se, para o corpo de prova, uma curva típica de aquecimento. Assim, o valor do coeficiente de transferência de calor foi calculado com base em dois procedimentos: um

empregando a Equação 37 e outro empregando a Equação 31, desprezando-se 58% do tempo de aquecimento do forno, como descrito no item anterior para as temperaturas inferiores a 100 °C. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 3.

Uma análise dos resultados mostrados na Tabela 3 para o sistema de convecção permite concluir que: 1) praticamente não há diferença entre o valor do coeficiente de transferência de calor calculado por intermédio da Equação 37 ou por meio da Equação 31; 2) o coeficiente de transferência de calor é constante e igual a 46 W/m<sup>2</sup>.K, com um desvio padrão de 4 W/m<sup>2</sup>.K.

Por outro lado, é possível constatar que o valor do coeficiente de transferência de calor obtido para o ar é praticamente o mesmo obtido para o sistema vapor em temperaturas superiores a 100 °C calculado para valores de tempo acima de 160 s — 46 W/m<sup>2</sup>.K contra 40 W/m<sup>2</sup>.K.

Os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor mostraram que  $4.30 \times 10^{-4} \leq Bi \leq 6,13 \times 10^{-3}$ . Esse resultado confirma a hipótese de temperatura uniformemente distribuída no corpo de prova empregado para os ensaios.

### 5.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com a finalidade de verificar se os procedimentos empregados na determinação do coeficiente de transferência de calor foram adequados, procurou-se calcular esses coeficientes com base nas equações apresentadas na literatura.

Uma vez que o cilindro era posicionado na posição vertical no centro do forno, em frente ao sistema de circulação do meio, foi possível empregar o modelo de escoamento normal a um cilindro. Tendo em vista as condições dos ensaios, em que a temperatura do cilindro não permanece constante, a equação mais conveniente foi a de Zukauskas (Incropera et.al. 2008)

$$\overline{Nu_D} = C Re_D^m Pr^n \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (38)$$

válida para  $0,7 \leq Pr \leq 500$  e  $1 \leq Re_D \leq 10^6$ . Nessa equação, os valores de  $C$  e  $m$  são função do número de Reynolds ( $Re_D$ ), o valor do expoente  $n$  é função do número de Prandtl ( $Pr$ ) e as propriedades físicas devem ser avaliadas na temperatura do meio, com exceção  $Pr_s$  que deve ser avaliado na temperatura da parede.

Nos ensaios com vapor, o meio de transferência de calor é uma mistura ar vapor de água, em alguns casos saturada e em outros não. No entanto, para fins de cálculo empregou-se as propriedades físicas do ar. A Tabela 4 apresenta essas propriedades no intervalo de temperatura empregado nos ensaios. Como se observa, o número de Prandtl é praticamente constante, razão pela qual não necessário empregar a correção  $(Pr/Pr_s)^{1/4}$ .

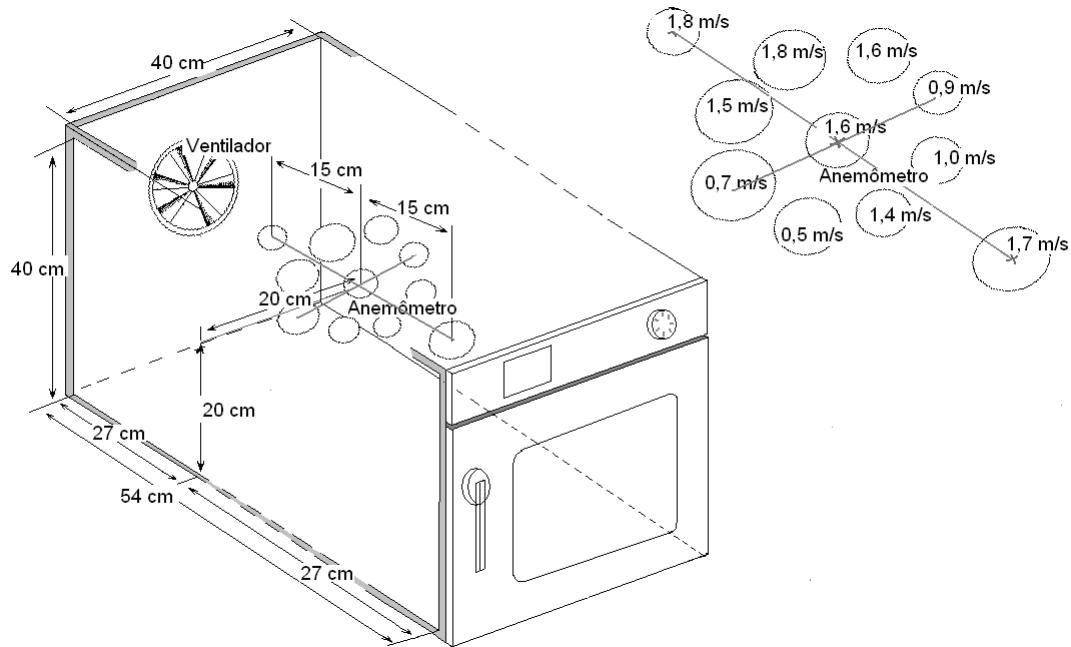
Tabela 4 - PROPRIEDADES FÍSICAS DO AR NO INTERVALO DE TEMPERATURA EMPREGADO NOS ENSAIOS

Temperatura (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg.K)	$\mu \cdot 10^7$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$k \cdot 10^3$ (W/m.K)	Pr
75	1,0003	1,008	207,4	30,0	0,703
90	0,9589	1,010	213,9	31,0	0,699
105	0,9209	1,011	220,3	32,0	0,695
120	0,8857	1,013	226,6	33,1	0,692
130	0,8637	1,014	230,8	33,8	0,691
150	0,8228	1,016	239,0	35,1	0,688
175	0,7769	1,020	249,2	36,9	0,686
200	0,7358	1,024	259,3	38,6	0,684
225	0,6988	1,029	269,2	40,3	0,683
250	0,6654	1,034	278,9	42,0	0,681

Para calcular o número de Nusselt ( $\overline{Nu}_D$ ) foi necessário, em primeiro lugar, calcular o número de Reynolds, que é função da velocidade de escoamento, das propriedades físicas e do diâmetro do cilindro empregado.

Com auxílio de um anemômetro, mediu-se a velocidade de escoamento do meio em várias posições do forno. Os resultados obtidos estão mostrados na Figura 18.

Figura 18 - VELOCIDADE DO MEIO NO INTERIOR DO FORNO EM FUNÇÃO DA POSIÇÃO



Adotando como velocidade de escoamento o valor médio de 1,6 m/s, e tendo em vista as propriedades listadas na Tabela 4, foi possível calcular o número de Reynolds. A Tabela 5 apresenta o valor desse adimensional para cada uma das temperaturas ensaiadas. De acordo com o valor do número de Reynolds e do número de Prandtl, as constantes da Equação 38 são:  $C = 0,51$ ,  $m = 0,5$  e  $n = 0,37$ . Com esses valores e adotando a correção  $(Pr/Pr_s)^{1/4} = 1$ , foi possível calcular o valor do coeficiente de transferência de calor para as várias temperaturas. Os valores obtidos são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 - VALORES DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CALCULADO POR MEIO DA EQUAÇÃO 38

Temperatura (°C)	$Re_D$	$\bar{N}u_D$	$h_m$
75	393,5	9,4	55
90	365,9	9,1	55
105	341,1	8,7	55
120	319,0	8,4	55
130	305,4	8,2	54
150	280,9	7,9	54
175	254,4	7,5	54
200	231,6	7,1	54
225	211,9	6,8	54
250	194,7	6,5	54

A primeira conclusão ao analisar os resultados apresentados na Tabela 5 é que o coeficiente de transferência de calor é constante. A redução no número de Nusselt com o aumento da temperatura do ensaio, de 9,4 para 6,5, em consequência da redução do número de Reynolds — a viscosidade aumenta com a temperatura —, é compensada pelo acréscimo verificado na condutividade térmica do ar, de  $30 \times 10^{-3}$  W/m.K para  $42 \times 10^{-3}$  W/m.K. Esse resultado está de acordo com o verificado experimentalmente. Ou seja, em todas as temperaturas, o coeficiente de transferência de calor aparente permaneceu constante.

Por outro lado, é possível verificar que o valor do coeficiente de transferência de calor obtido ao empregar a Equação 38, de  $55 \text{ W/m}^2\text{.K}$ , é compatível com aquele obtido experimentalmente ao se trabalhar com vapor em temperaturas superiores a 100 °C que foi igual a  $59 \text{ W/m}^2\text{.K}$  e àquele obtido experimentalmente quando se trabalhou com ar em temperaturas variando de 150 °C a 225 °C, que foi de  $46 \text{ W/m}^2\text{.K}$ .

Ressalte-se que a velocidade do meio foi obtida com a porta do forno aberta e em temperatura ambiente. Não se mediu a velocidade do meio nas temperaturas ensaiadas. Por outro lado, a porta fechada deve provocar perturbações na circulação do ar que não necessariamente garante o modelo de escoamento normal ao cilindro.

Os valores do coeficiente de transferência de calor obtidos são aparentes e englobam todos os mecanismos de transferência de calor. Ao se trabalhar com ar sem vapor, o mecanismo de radiação entre a parede do forno e o corpo de prova também deve ser considerado. Esse mecanismo é relevante nos instantes iniciais, quando a diferença de temperatura entre o corpo de prova e a parede do forno é maior.

Empregando a Equação 9 é possível calcular o coeficiente de transferência de calor por radiação para o instante inicial, assumindo como sendo 25 °C a temperatura do corpo de prova nesse instante e emissividade do alumínio igual a 0,79. Os valores encontrados variam de 9 W/m<sup>2</sup>.K a 12 W/m<sup>2</sup>.K para as temperaturas de 150 °C e 225 °C.

Esse resultado, quando somado aos valores apresentados na Tabela 5 superestimam o coeficiente de transferência de calor entre o meio e o corpo de prova, que para ar sem vapor foi de 46 W/m<sup>2</sup>.K, mostrando que o modelo de escoamento cruzado não é o mais adequado.

A diferença obtida ao se trabalhar com vapor em temperaturas abaixo de 100 °C é muito grande. O coeficiente obtido experimental é cerca de 10 vezes àquele calculado pela Equação 38. Essa diferença pode ser justificada pelo mecanismo de condensação que ocorre em condições de saturação e contribui para um acréscimo do coeficiente de transferência de calor.

## 6 CONCLUSÕES

As condições de operação não permitiram que a temperatura do forno permanecesse constante durante todo o ensaio. Por outro lado, uma vez que o forno opera em pressão atmosférica, ao se trabalhar com vapor em temperaturas superiores à de ebulação da água nessa pressão, não ocorre um único mecanismo dominante durante todo o ensaio. Nos instantes iniciais a condensação da umidade presente no forno contribui para o acréscimo do coeficiente aparente de transferência de calor. Apesar desses problemas a escolha de um corpo de prova de condutividade térmica e dimensões adequadas permitiu que a hipótese de temperatura uniformemente distribuída fosse aplicada. Com base nessa hipótese e medindo a temperatura do meio no interior do forno e do corpo de prova em função do tempo foi possível determinar o coeficiente de transferência de calor avaliando numericamente a integral que aparece na Equação 37.

Para aqueles ensaios em que não há mudança no mecanismo principal de transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor aparente também pode ser determinado desprezando-se 58% do tempo de aquecimento (Ball,1957) do forno e aplicando-se o método da capacidade. Ambos os métodos fornecem praticamente os mesmos resultados.

Os valores do coeficiente de transferência de calor encontrados são: 576 W/m<sup>2</sup>.K com um desvio padrão de 57 W/m<sup>2</sup>.K ao se trabalhar com vapor em temperaturas inferiores à temperatura de ebulação da água na pressão atmosférica; 59 W/m<sup>2</sup>.K com um desvio padrão de 6 W/m<sup>2</sup>.K ao se trabalhar com vapor em temperaturas acima da temperatura de ebulação da água na pressão atmosférica e 46 W/m<sup>2</sup>.K com um desvio padrão de 4 W/m<sup>2</sup>.K ao se trabalhar com ar sem vapor.

Não há na literatura um modelo adequado que permita calcular o coeficiente de transferência de calor no interior do forno. O modelo do escoamento cruzado associado à radiação superestima o valor do coeficiente de transferência de calor.

## 7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Interpretar, em conjunto com chefes de cozinha, os resultados obtidos na Tabela 3 sugerindo melhores combinações de temperatura, umidade e tempo que otimizem a operação de assar, tostar e cozer, para um dado tipo de alimento.

Instrumentar um forno combinado e um “blast chiller” para determinar parâmetros que auxiliem os chefes de cozinha a tirar melhor proveito desses equipamentos.

## REFERÊNCIAS

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

BALL, C. O.; OLSON, F. C. W. **Sterilization in food technology**. Theory, practice and calculation. New York:McGraw-Hill Book Company, Inc., 1957.

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.

CHANG, H. C.;CARPENTER, J. A. AND TOLEDO, R. T. Modeling heat transfer during oven roasting of unstuffed turkeys. **Journal of Food Science**, 63, p. 257-261, 1998.

CHEN, H.; MARKS, B. P. AND MURPHY, R. Y. Modeling coupled heat and mass transfer for convection cooking of chicken patties. **Journal of Food Engineering**, 42, p.139-146, 1999.

DE VRIES, U.;VELTHUIS, H. AND KOSTER K. Baking oven and product quality – a computer model. **Food Science and Technology Today**, 9, p. 232-234, 1995.

FELLOWS, P.J. **Tecnologia do processamento de alimentos**: princípios e prática. Trad. Florencia Caldera Oliveira et al. 2 ed. Porto Alegre: Artmed, 2006, 602 p.

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

INCROPERA, F. P. et.al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**.Tradução Eduardo Mach Queiroz e Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

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

MATZ, S. A. **Bakery Tecnology and Engineering**. 3<sup>rd</sup>.ed. Texas:Pan-Tech International, INC, 1992.

OBUZ, E.; POWELL, T.H. AND DIKEMAN, M. E. Simulation of cooking cylindrical beef roasts. **Lebensmittel-Wissenschaft und – Technologie**, 35, p.637-644, 2002.

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.

PAN, Z. ;SINGH, R.P.AND RUMSEY, T. R. Predictive modeling of contact-heating process for cooking a hamburger patty. **Journal of Food Engineering**, 46, p. 9-19, 2000.

SABLANI, S.S. et al. Modeling of simultaneous heat and water transport in the baking process. **Lebensmittel-Wissenschaft und – Technologie**, 31, p.201-209, 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.

SATO, H. ; MATSUMURA, T. AND SHIBUKAWA, S. Apparent heat transfer enforced convection oven and properties of baked food. **Journal of Food Science**, 52, p.185-193, 1987.

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

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

SWEAT, V. E..T.Thermal properties of foods. In : **Engineering Properties of Foods**, Eds M.A. Rao and S.S.H. Rizvi, New York: Marcel Dekker, 1986, p. 49-87.

THORVALDSSON, K.;JANESTAD, H. A model for simultaneous heat, water and vapor diffusion. **Journal of Food Engineering**, 40, p. 167-172, 1999.

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.

WATSON, E.L.; HARPER, J.C. **Elements of Food Engineering**. 2 ed. New York: AVI, 1988.

ZANONI, B.; PERRI, C. AND BRUNO, D. Study of bread baking process. II. mathematical modeling. **Journal of Food Engineering**, 23,p. 321-336, 1994.

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