

1 INTRODUÇÃO

Alimentos podem sofrer oxidação de lipídios, escurecimento e alterações sensoriais como resultado da ação de micro-organismos ou enzimas. O alimento tem suas características modificadas devido à deterioração sofrida, o que pode influenciar de forma negativa a aceitação do produto pelo consumidor (GARBUTT, 1997; MILLER; KROCHTA, 1997).

A aplicação de legislações internacionais e nacionais que fornecem diretrizes para o processamento de alimentos de forma segura por meio de métodos e padrões adequados tem orientado o trabalho das empresas que trabalham com produtos alimentícios (AWUAH; RAMASWAMY; ECONOMIDES, 2007).

O emprego de tecnologia que utiliza calor, tais como pasteurização e esterilização, é comum no processamento de alimentos para garantir a segurança alimentar e a qualidade sensorial e também estender a vida de prateleira de produtos industrializados (PEREIRA; VICENTE, 2010).

Nestes processos, o produto é submetido ao aquecimento até atingir uma temperatura previamente definida, é mantido por um tempo determinado nesta temperatura para garantir a letalidade desejada do micro-organismo alvo ou o nível de inativação da enzima de interesse, e tem sua temperatura reduzida, na etapa de resfriamento (SANCHO; RAO, 1992).

Durante o tratamento térmico, os componentes bioquímicos como vitaminas, proteínas, carboidratos e pigmentos, presentes nos alimentos e responsáveis pelo sabor, cor, textura e odor, sofrem mudanças que podem impactar nas características sensoriais e nutricionais do produto (FELLOWS, 2000).

Na escolha das condições de operação ótimas do tratamento térmico, deve-se levar em conta o nível de letalidade requerida para o processo de forma a causar o menor impacto na qualidade sensorial e nutricional do produto (JUNG; FRYER, 1999).

O processamento térmico contínuo de alimentos fluidos, utilizado como alternativa ao processamento descontínuo (em batelada), apresenta vantagens como a maior capacidade de produção, reduções do consumo de energia e maior uniformidade do produto final em termos de destruição microbiana ou inativação

enzimática e características sensoriais e conseqüentemente resulta em produto com melhor preservação (KELDER; PTASINSKI; KERKHOF, 2002).

Alimentos líquidos e pastosos são geralmente submetidos ao processamento térmico contínuo em trocadores de calor (GUT; PINTO, 2005).

Para alimentos com alta viscosidade aparente, processados em trocadores de calor tubulares, o escoamento é normalmente laminar e, portanto perfis de velocidade e temperatura radiais existem, além de uma distribuição do tempo de residência das distintas partículas do alimento. Conseqüentemente, diferentes regiões do fluido são submetidas a diferentes temperaturas e tempos e, portanto, o número de micro-organismos sobreviventes ou a inativação enzimática é distinto em diferentes regiões do produto (KELDER; PTASINSKI; KERKHOF, 2002).

Apesar do escoamento laminar, no dimensionamento do processo térmico de alimentos o objetivo é a segurança alimentar, portanto, geralmente admitem-se as seguintes simplificações: o escoamento se dá de forma pistonada (*plug flow*) sendo que todas as partículas têm a mesma velocidade radial sendo essa igual a velocidade máxima (que observa-se no centro do tubo) e somente é considerada a letalidade que ocorre no tubo de retenção, que é considerado isotérmico (CHIN *et al.*, 2009; JUNG; FRYER, 1999).

Além do custo energético adicional, estas considerações podem promover o sobre-processamento do produto impactando nos aspectos sensoriais e nutricionais do alimento e inclusive influenciando a aceitação do produto pelo consumidor, pois o mesmo é mantido por mais tempo que o necessário, sob alta temperatura (GUT; PINTO, 2005; SKOGLUND, DEJMEK, 2008; UZZAN; LEINEN; LABUZA, 2004).

Atualmente, os consumidores demandam produtos industrializados onde há máxima preservação de suas características naturais e as indústrias vêm analisando as condições de processo utilizadas no intuito de oferecer produtos que atendam esta necessidade do consumidor (FITO *et al.*, 2007; IGUAL *et al.*, 2010).

O estudo dos processos de transferência de calor, o tipo de escoamento e o tempo de residência do alimento são importantes fatores que têm sido investigados com o objetivo de melhorar o conhecimento dos mecanismos que ocorrem no processamento de alimentos em trocadores de calor (DITCHFIELD, 2004; GRATÃO, 2006; TUCKER; HEYDON, 1998).

O objetivo deste projeto de pesquisa foi elaborar e testar a modelagem matemática da troca térmica e da letalidade de um fluido não-newtoniano (que

segue a Lei da Potência), submetido a um processo não-isotérmico, sob escoamento laminar e regime estacionário, em trocador de calor bitubular. A modelagem contemplou as seções de aquecimento, retenção e resfriamento que existem no processamento térmico.

Estima-se que o presente trabalho contribuirá de forma significativa para o aprimoramento do dimensionamento do tratamento térmico contínuo em trocador de calor bitubular, para atender a demanda do mercado por produtos que além de seguros sob o aspecto de saúde pública, apresentem máxima retenção nutricional e sensorial e baixo custo.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O processamento térmico tem sido extensivamente aplicado, não somente pelos efeitos desejáveis na qualidade sensorial de produtos alimentícios (produção de compostos aromáticos em produtos panificados, por exemplo) mas, principalmente por garantir a preservação dos alimentos devido à destruição de micro-organismos e inativação de enzimas o que auxilia na extensão da vida útil dos produtos (BARBOSA-CÁNOVAS; IBARZ, 2003; FELLOWS, 2000; FILLAUDEAU; LENGUYEN; ANDRÉ, 2009).

O objetivo prioritário dos tratamentos térmicos de produtos alimentícios deve ser a garantia da segurança alimentar. Este objetivo pode ser atingido a partir da identificação do micro-organismo patogênico ou da enzima mais termo-resistente à temperatura para que se possa dimensionar o processo por meio da definição de tempos e temperaturas adequadas para garantir a letalidade requerida (JUNG; FRYER, 1999).

Vários sistemas para processamento contínuo ou descontínuo estão disponíveis comercialmente e incluem trocadores de calor de superfície raspada, trocadores de calor tubulares, trocadores a placas, sistemas para esterilização por enlatamento e sistemas com injeção direta de vapor (MABIT *et al.*, 2008; TUCKER; HEYDON, 1998).

Nos processos em batelada (descontínuos), como no tratamento de produtos enlatados, a segurança alimentar é garantida, porém o tempo necessário para atingir a temperatura desejada no ponto mais lento e garantir a letalidade requerida por meio da transferência de calor por condução e convecção é suficiente muitas vezes para promover também o sobre-processamento do produto (JUNG; FRYER, 1999).

2.1 LETALIDADE DO PROCESSAMENTO TÉRMICO

O número de ciclos logarítmicos reduzidos, considerando a população de micro-organismos ou atividade enzimática, representa a letalidade de um processo térmico.

Para uma dada população de micro-organismos, submetida a uma temperatura letal constante, o decréscimo no número dos organismos viáveis por

unidade de volume ou massa, geralmente obedece à cinética de primeira ordem o que significa que, quando o alimento é mantido a temperatura constante, uma mesma porcentagem do micro-organismo é destruída em um dado intervalo, independente do número inicial de micro-organismos presentes (CHEN; CAMPANELLA; CORVALAN, 2007; FELLOWS, 2000).

A equação 2.1 representa a cinética de destruição térmica considerando cinética de primeira ordem (TOLEDO, 1999).

$$-\frac{dN}{dt} = k \cdot N \quad (2.1)$$

em que:

k é a constante de cinética da reação de destruição dos micro-organismos (s^{-1})

N é o número do micro-organismo específico ($UFC\ m^{-3}$ ou $UFC\ kg^{-1}$)

t = tempo de processo (s)

A forma integrada da Eq. 2.1, para a condição inicial ($t = 0$), N é igual a N_0 ou seja, a contagem inicial da população é: (TOLEDO, 1999):

$$\ln\left(\frac{N}{N_0}\right) = -k \cdot t \quad (2.2)$$

A equação 2.2 pode ainda ser expressa baseada no logaritmo decimal, conforme indicado pela equação 2.3 pois $\ln i = \ln(10) \cdot \log i$:

$$\log\left(\frac{N}{N_0}\right) = -\frac{k}{2,303} \cdot t \quad (2.3)$$

O parâmetro D é definido como o tempo necessário para que o número inicial de micro-organismos seja reduzido em 90 %, a uma dada temperatura constante. Esta variável é também chamada de tempo de redução decimal, uma vez que o número final de micro-organismos, N , é reduzido a 10 % do valor inicial. A equação 2.4 representa a equação 2.3 quando $t = D$ (FELLOWS, 2000; TOLEDO, 1999):

$$\log\left(\frac{0,1N_0}{N_0}\right) = -\frac{k}{2,303} \cdot D \quad (2.4)$$

em que D é o tempo de redução decimal, a uma determinada temperatura (s).

A partir da equação 2.4 tem-se a equação 2.5 que relaciona o valor da constante cinética da reação, k e o tempo de redução decimal, D :

$$k = \frac{2,303}{D} \quad (2.5)$$

Substituindo a equação 2.5 na equação 2.3, tem-se a equação 2.6.

$$\log\left(\frac{N}{N_0}\right) = -\frac{t}{D} \quad (2.6)$$

A letalidade do processo térmico, S , para micro-organismos, é indicada pela equação 2.7 (TOLEDO, 1999):

$$S = \log\left(\frac{N_o}{N}\right) = \frac{t}{D} \quad (2.7)$$

em que S é a letalidade do processo (adimensional).

Em processos térmicos contínuos, diferentes partes do alimento têm diferentes históricos de temperatura, que são variáveis com o tempo, no caso de estado não-estacionário, e /ou com a posição axial ou radial, no caso de regime laminar. No caso de escoamento do alimento sob estado estacionário e regime laminar, o efeito da temperatura do processo sobre D é descrito pela equação 2.8 (JUNG; FRYER, 1999). A fração da letalidade, L , de acordo com o valor de temperatura, é expressa pela equação 2.9 (TOLEDO, 1999).

$$D = D_{ref} \cdot 10^{\left(\frac{T_{ref} - T}{z}\right)} \quad (2.8)$$

$$L = 10^{\left(\frac{T - T_{ref}}{z}\right)} \quad (2.9)$$

em que:

D_{ref} = tempo de redução decimal a temperatura de referência (s)

L = fração da letalidade (adimensional)

T_{ref} = temperatura de referência (K)

T = temperatura, dependente da posição axial e radial (K)

z = a variação de temperatura necessária para promover uma variação de 10 vezes no valor de D

No caso em que a temperatura do produto varia com a posição axial e radial, ou seja, em processos não isotérmicos de alimentos sob regime laminar, deve-se calcular a letalidade integrada ($F_{T_{ref}}$) de acordo com a equação 2.10 que representa o tempo isotérmico equivalente, a uma dada temperatura de referência, que promove o mesmo efeito letal em alguma característica do produto, que o tratamento não isotérmico (LEWIS; HEPPELL, 2000).

$$F_{T_{ref}} = \int_0^t L \cdot dt = \int_0^t 10^{\frac{[T-T_{ref}]}{z}} \cdot dt \quad (2.10)$$

sendo:

$F_{T_{ref}}$ = letalidade integrada à temperatura de referência (s)

T = temperatura, dependente da posição axial e radial (K)

Silva e Silva (1997) aplicaram um modelo matemático para descrever a pasteurização que ocorre durante a etapa de resfriamento de um alimento submetido ao envase a quente. O método de diferenças finitas foi empregado para a solução das equações de transferência de calor e considerou-se na modelagem que a pasteurização ocorria somente na etapa de resfriamento. Polpa de cupuaçu (pH 3,4 e concentração de 10,5 - 10,8 °Brix) foi usada como fluido produto nas simulações. Os perfis de temperatura (do centro geométrico da embalagem) em função do tempo foram obtidos por meio de simulações, sendo as variáveis do modelo a temperatura de envase, o tipo e a temperatura do meio refrigerante e o formato da embalagem (metade da altura/raio). Os resultados foram comparados com os obtidos em dois ensaios experimentais e considerou-se que o modelo

elaborado foi adequado somente no caso da água ser usada como fluido de resfriamento.

A técnica da superfície de resposta foi utilizada por Umme *et al.* (1997) para determinar as condições mais adequadas para a pasteurização (processo descontínuo) de purê de graviola (8 °Brix e pH 3,7) para minimizar as perdas de ácido ascórbico, um importante antioxidante presente nesta polpa e maximizar a inativação da enzima pectinesterase (PE), responsável pela indesejável ação na pectina causando a perda da turbidez no purê. As variáveis estudadas do processo foram a temperatura (50 – 90) °C e o tempo de retenção a esta temperatura (15 – 120) s e o *software* STATGRAPHICS foi utilizado para a análise dos resultados. Os autores concluíram que as condições ótimas para pasteurização do produto foram 78,8 °C por 69 s.

Zepka *et al.* (2009) estudaram a cinética de degradação térmica dos principais carotenóides presentes em um alimento modelo de suco de caju, com quantidades conhecidas de carotenóides (200 µg) e valor de pH (3,8). O produto foi processado de forma descontínua (banho termostatizado) sob 60 ou 90 °C por diferentes períodos de tempo, e os produtos processados, além do produto controle (sem processamento), foram analisados por cromatografia líquida de alta performance (HPLC) e análises de cor (CIELAB, parâmetros L, a, b). O objetivo era relacionar as alterações na coloração dos produtos com a degradação dos carotenóides. Os autores concluíram que há uma estreita relação entre estas duas variáveis e o valor da diferença total na coloração da escala do CIELAB pode ser considerado um bom indicador da perda dos carotenóides durante o processamento de suco de caju.

Silva e Gibbs (2010) destacaram a tendência do uso de tecnologias, como a pasteurização, para reduzir ou eliminar o uso de conservantes químicos com o objetivo de estender a vida de prateleira dos alimentos e apresentaram dados sobre resistência térmica de micro-organismos alvo de processos de pasteurização de alimentos com pH > 4,6. Sugeriram ainda o uso de informações sobre a resistência térmica de cepas do *Clostridium botulinum*, pertencentes ao grupo II (não-proteolíticas) no dimensionamento da pasteurização de produtos com esta faixa de pH pois, diferentemente dos esporos da cepa do grupo I (proteolítica e mesófila), em geral utilizada como alvo, possui a capacidade de germinar e se desenvolver em temperaturas tão baixas quanto 3 °C. Ou seja, a pasteurização e o armazenamento

posterior sob refrigeração podem não ser suficientes para garantir a segurança alimentar do produto e desta forma, o processo seria ineficaz.

A motivação da pesquisa de Igual *et al.* (2010) foi avaliar uma alternativa ao tratamento térmico convencional de suco de pomelo, que promove a necessária destruição de micro-organismos patogênicos e deterioradores, porém como consequência, há detrimento dos aspectos nutricionais e de compostos que caracterizam o produto fresco (ácidos, pigmentos, etc). Amostras dos sucos (aproximadamente 10 °Brix) foram submetidas à pasteurização convencional (processo descontínuo por retenção de 11 s a 80 °C) e por micro-ondas (900 W por 30 s) objetivando obter produtos com 10 % de atividade residual da pectinesterase. Os produtos processados foram analisados em relação ao ácido ascórbico, vitamina C total (ácido ascórbico e ácido dehidro-ascórbico), ácidos orgânicos, compostos fenólicos, enzimas, além da estabilidade destes compostos durante o armazenamento por dois meses, quando os produtos processados foram congelados ou refrigerados. Uma das conclusões obtidas pelos autores foi que, no produto processado por micro-ondas e congelado, a preservação dos compostos fenólicos foi de 82 % e no produto pasteurizado de forma convencional esse valor foi de 72 %. Além disso, a retenção de ácido ascórbico foi significativamente superior após o processo por micro-ondas do que após o tradicional. Portanto, segundo os autores, o tratamento por micro-ondas pode ser considerado como uma alternativa ao tratamento convencional devido a maior preservação das características sensoriais e nutricionais do suco de pomelo.

2.2 PROCESSAMENTO TÉRMICO CONTÍNUO

As principais vantagens do processamento térmico contínuo, quando comparado ao descontínuo são: o aumento da capacidade de produção, a redução do consumo de energia e a melhoria nas características sensoriais do produto final devido ao menor tempo de processamento (KELDER; PTASINSKI; KERKHOF, 2002; LEE; SINGH, 1990; LEGRAND; BERTHOU; FILLAUDEAU, 2007; RAMASWAMY *et al.*, 1995; TORRES; OLIVEIRA, FORTUNA, 1998).

O trocador de calor tubular é, após o trocador de calor a placas, o tipo mais utilizado na indústria de alimentos para o processamento térmico contínuo (SANNERVIK; BOLMSTEDT; TRAGARDH, 1996).

Trocadores de calor a placas são utilizados em geral para o processamento térmico contínuo de produtos de baixa viscosidade como sucos de frutas e leite por apresentar diversas vantagens como a economia de espaço físico, a facilidade de limpeza e manutenção e a versatilidade, pois pode-se mudar a área de troca térmica de acordo com a necessidade (LEWIS; HEPPELL, 2000).

O processo térmico contínuo em trocador bitubular é constituído por três seções: aquecimento, retenção e resfriamento. Na primeira seção, o alimento é aquecido até uma temperatura definida, na segunda, é mantido sob esta temperatura por um tempo de retenção pré-determinado para garantir que o nível de letalidade desejada seja atingido e na última, é resfriado (SKOGLUND; DEJMEK, 2008; TORRES; OLIVEIRA, 1998).

No caso de alimentos que apresentam média ou alta viscosidade ou ainda pequenas partículas sólidas, os trocadores bitubulares são comumente utilizados. Os mesmos são comercializados em módulos e pode-se utilizar a quantidade de módulos (grampos) de acordo com o dimensionamento do processo ou a área requerida de troca térmica. Como desvantagens, pode-se citar a dificuldade de limpeza (principalmente devido a desmontagem) e o desenho pouco compacto do equipamento (LEWIS; HEPPELL, 2000).

A tendência à formação de incrustações, assim com a facilidade de limpeza devem ser levados em conta para a escolha do equipamento a ser utilizado. A transferência de calor deve ser avaliada constantemente para garantir que a eficácia do processo e os custos da operação estejam sobre controle e por isso, projetos para melhorar a transferência de calor entre os fluidos fazem parte da rotina das fábricas de alimentos (ROZZI *et al.*, 2007).

Na Figura 2.1 esquemas de um trocador de calor bitubular são ilustrados. Em geral, somente o tubo de retenção é coberto por um material isolante térmico para evitar perdas de calor para o ambiente.

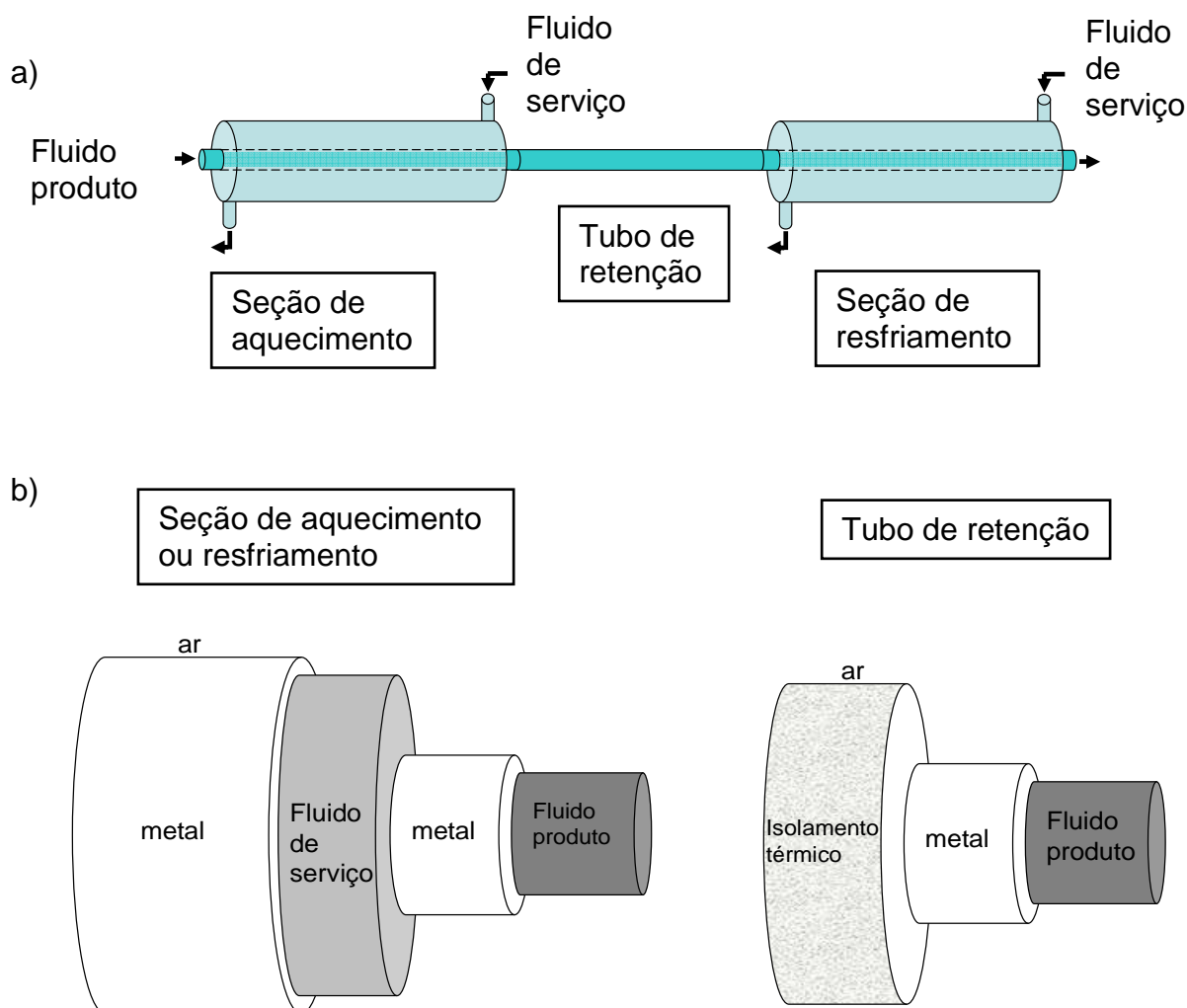


Figura 2.1. Esquema de um trocador bitubular (a). Esquema das seções de aquecimento, resfriamento e do tubo de retenção de um trocador de calor bitubular (b).

O processamento térmico contínuo é comumente utilizado para a pasteurização ou esterilização de alimentos líquidos pastosos ou não. Muitas vezes, é difícil alcançar o regime de escoamento turbulento com estes fluidos (newtonianos ou não) devido à alta viscosidade (CASTELAIN; LEGENTILHOMME, 2006).

A pasteurização é um processo térmico tradicional utilizado pelas indústrias, pois é eficaz na extensão da vida útil de muitos produtos alimentícios, quando associada ao posterior armazenamento do produto em baixas temperaturas. O uso de temperaturas no processamento abaixo de 100 °C, ao invés de valores acima deste como ocorre na esterilização, por exemplo, afeta de forma menos significativa as características sensoriais e nutricionais do produto processado (SILVA; GIBBS, 2010).

Durante o tratamento térmico, as características dos produtos podem sofrer mudanças devido a alterações nos compostos bioquímicos como vitaminas, proteínas, carboidratos e pigmentos, presentes nos alimentos, portanto, para definição das condições de operação ótimas, devem levar em conta o nível de letalidade requerida para o processo de forma a causar o menor impacto na qualidade sensorial e nutricional do produto (JUNG; FRYER, 1999).

Focando o processamento isotérmico mínimo de suco de laranja em trocador de calor a placas para minimizar as perdas sensoriais do produto e garantir a inativação parcial da enzima pectinesterase, Tribess (2003) realizou vários ensaios para avaliar o efeito do pH do suco, da temperatura de pasteurização e do tempo de retenção na inativação parcial da enzima pectinesterase. Os valores de temperatura de pasteurização utilizados foram (82,5; 85,0 e 87,5) °C e os de pH foram ajustados para 3,6; 3,7; 3,8; 3,9; 4,0 e 4,1 e no mínimo 6 tempos de retenção foram utilizados para cada condição de temperatura / pH. Estimou-se também a vida de prateleira dos sucos por meio da análise sensorial utilizando o método descritivo e provadores treinados. A análise dos resultados permitiu concluir que os maiores níveis de inativação da pectinesterase foram obtidos nos sucos com pH 3,6 e 3,7 e que após um tempo de retenção de 20 s houve estabilização das taxas de inativação da enzima, independente da temperatura de pasteurização utilizada. Os resultados indicaram também que o produto minimamente pasteurizado apresentou aceitação sensorial satisfatória até 34 dias de fabricação, sob refrigeração.

Sugai (2007) avaliou diferentes condições de pasteurização (em regime laminar) de purê de manga para pronto consumo, de forma a garantir um produto com máxima estabilidade sensorial, microbiológica e físico-química durante o armazenamento. As análises reológicas indicaram que se tratava de um produto com comportamento pseudoplástico (índice de comportamento entre 0,27 e 0,29) e que era mais eficazmente tratado termicamente em trocador de calor bitubular pois o escoamento em regime laminar em trocador a placas piloto era difícil devido à viscosidade aparente do fluido. Os parâmetros cinéticos (D e z) da peroxidase (utilizada como parâmetro da pasteurização) foram determinados considerando somente a temperatura do fluido no tubo de retenção (isotérmico) sendo considerada para o dimensionamento do processo, a velocidade das partículas mais rápidas (centro do tubo). Conclui-se que o processamento térmico do produto por 13

s a 70 ou 75 °C seguido de armazenamento refrigerado foi capaz de garantir a qualidade microbiológica, sensorial e físico-química do purê por 17 semanas.

2.3 REOLOGIA DE FLUIDOS ALIMENTÍCIOS

A reologia é o estudo da maneira pela qual os materiais respondem a aplicação de uma tensão sendo que todos os materiais, alimentícios ou não, apresentam propriedades reológicas (STEFFE, 1992).

O conhecimento das propriedades reológicas de um alimento é de extrema importância para auxiliar o correto dimensionamento de um processo, pois fornecerá informações relevantes para a realização de cálculos de engenharia em indústrias de alimentos tais como seleção de bombas, trocadores de calor ou homogeneizadores. A partir da reologia pode-se também realizar estudos ou avaliar vários aspectos do produto tais como: vida útil, relação entre a textura e a aceitação do produto pelo consumidor e controle da qualidade durante o processo ou ao final do mesmo (RAO; ANANTHESWARAN, 1982; STEFFE, 1992).

Devido a esta importância, a reologia dos alimentos tem sido estudada por diversos autores com o objetivo de fornecer informações relevantes ao dimensionamento dos processos térmicos (CHIN *et al.*, 2009; GRATÃO; SILVEIRA; TELIS-ROMERO, 2007; TRIBESS, 2003).

A viscosidade é uma importante característica de alimentos líquidos e é definida como a resistência interna ao escoamento. Ela pode variar durante o processamento e esse fato implicará também na escolha de equipamentos que serão usados para escoar o produto. A força que move o fluido é chamada de tensão de cisalhamento e o gradiente de velocidade é a taxa de cisalhamento (FELLOWS, 2000).

Os fluidos são classificados como newtonianos ou não-newtonianos sendo que os do último grupo podem ser dependentes ou não do tempo (HOLDSWORTH, 1993).

Os fluidos newtonianos têm uma relação direta e proporcional entre a taxa de cisalhamento e a tensão de cisalhamento, sendo a viscosidade sempre constante, independente da taxa de cisalhamento empregada, conforme indicado pela equação 2.12 (STEFFE, 1992).

$$\sigma = \mu \cdot \dot{\gamma} \quad (2.12)$$

em que:

σ	= tensão de cisalhamento	(Pa)
$\dot{\gamma}$	= taxa de cisalhamento	(s ⁻¹)
μ	= viscosidade	(Pa s)

Os fluidos que não exibem este comportamento são chamados de não-newtonianos. Dentro deste grupo, os que tem comportamento independente do tempo são chamados de pseudoplásticos ou dilatantes e os que apresentam comportamento dependente do tempo são conhecidos como tixotrópicos ou reopéticos (FELLOWS, 2000). No caso dos fluidos pseudoplásticos, a viscosidade aparente diminui com o aumento da taxa de cisalhamento e no caso dos dilatantes, aumenta. Nos fluidos tixotrópicos, a viscosidade aparente diminui quanto maior for o tempo aplicado da taxa de cisalhamento e de forma contrária, a viscosidade aparente aumenta com o tempo nos fluidos reopéticos.

Um grande número de fluidos alimentícios apresentam comportamento não-newtoniano e vários modelos reológicos têm sido propostos para descrever o comportamento destes fluidos sob escoamento como os modelos de Ostwald-de-Waele ou Lei da Potência (*Power law*), Bingham, Herschel-Bulkley, Carreau, Casson entre outros (RAO; ANASTHESWARAN, 1982).

As equações 2.13 a 2.17 descrevem os modelos reológicos mais utilizados para os fluidos não-newtonianos independentes do tempo:

Modelo da lei da potência (Ostwald-de-Waele):

$$\sigma = K \cdot \dot{\gamma}^n \quad (2.13)$$

Modelo de Bingham:

$$\sigma = \sigma_o + \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2.14)$$

Modelo de Herschel-Bulkley:

$$\sigma = \sigma_o + K \cdot \dot{\gamma}^n \quad (2.15)$$

Modelo de Casson:

$$\sigma^{0,5} = \sigma_o + K \cdot \dot{\gamma}^{0,5} \quad (2.16)$$

Modelo de Casson modificado:

$$\sigma^{0,5} = \sigma_o + K \cdot \dot{\gamma}^n \quad (2.17)$$

sendo:

K = índice de consistência (Pa sⁿ)

n = índice de comportamento (adimensional)

σ_o = tensão inicial de escoamento (Pa)

No caso dos fluidos que seguem a Lei de Potência, o afastamento do índice de comportamento da unidade ($n = 1$) mede o grau de desvio que o fluido apresenta em relação ao comportamento newtoniano. Quando o valor de n é menor que a unidade, tem-se um fluido com comportamento pseudoplástico e quando n é maior do que 1, o fluido tem comportamento dilatante (STEFFE, 1992).

O perfil de velocidade de um fluido, que segue a lei da potência e que escoo no interior de um tubo de seção transversal circular sob regime laminar é dada pela equação 2.18 (JUNG; FRYER, 1999).

$$v_1 = \left[\left(\frac{3n+1}{n+1} \right) \cdot \left(1 - \frac{r^{(n+1/n)}}{r_1} \right) \right] \cdot \bar{v}_1 \quad (2.18)$$

em que:

r = posição radial (m)

r_1 = raio interno do tubo (m)

v_1 = velocidade do fluido produto (m s⁻¹)

\bar{v}_1 = velocidade média do fluido produto (m s⁻¹)

μ = viscosidade (Pa s)

Nesta condição, há uma grande variação da velocidade do fluido, radialmente, sendo que as camadas de fluido próximas ao centro do tubo possuem velocidade bem superior às camadas próximas à parede do mesmo, resultando, como consequência, em uma considerável distribuição do tempo de residência do fluido no equipamento (EESA; BARIGOU, 2010).

Somado a este fato, um perfil de temperatura radial no processamento do produto ocorre e promove falta de homogeneidade do processamento térmico do alimento uma vez que áreas do alimento estarão sujeitas à diferentes temperaturas e tempos (KELDER; PTASINSKI; KERKHOF, 2002).

A equação 2.19 indica o número de Reynolds generalizado que é utilizado para definir o regime de escoamento para fluidos não-Newtonianos, em tubo liso, que seguem a Lei da Potência (RAO; ANANTHESWARAN, 1982).

$$\text{Re}_g = \frac{d^n \cdot \bar{v}_1^{(2-n)} \cdot \rho_1}{8^{n-1} \cdot K} \left(\frac{4n}{1+3n} \right)^n \quad (2.19)$$

onde:

d = diâmetro do tubo interno (m)

Re_g = número de Reynolds generalizado (-)

ρ_1 = densidade do fluido produto (kg m^{-3})

A equação 2.20 é utilizada para se determinar se o regime de escoamento do fluido que segue a lei da potência é laminar ou não. Caso o valor do Re_g calculado (equação 2.19) seja menor do que o valor do número de Reynolds crítico, $\text{Re}_{\text{crítico}}$, o escoamento é laminar (STEFFE, 1992).

$$\text{Re}_{\text{crítico}} = \frac{6464 n (2+n)^{(2n+n)/(1+n)}}{(1+3n)^2} \quad (2.20)$$

onde:

$\text{Re}_{\text{crítico}}$ = número de Reynolds crítico – para regime laminar de fluidos não Newtonianos que seguem a Lei da potência (adimensional)

O comportamento reológico de suco de graviola foi investigado por Gratão, Silveira Júnior e Telis-Romero (2007). Realizaram-se ensaios experimentais do

produto com as seguintes características: concentração entre 9,3 a 49,4 °Brix e temperatura de 0,4 a 68,8 °C. O modelo da Lei da Potência foi ajustado aos dados experimentais de forma satisfatória e equações que relacionam a temperatura e a concentração (em °Brix) do fluido com os parâmetros n e K foram apresentadas. Os autores enfatizaram a importância do uso destas informações no dimensionamento de processos.

O objetivo do estudo de Chin *et al.* (2009) foi investigar o efeito da temperatura e da concentração sobre as propriedades reológicas de suco concentrado de pomelo (20, 30 e 50 °Brix), uma fruta que tem ganhado popularidade devido à atividade antioxidante da vitamina C presente, dos compostos fenólicos, antocianinas e licopeno. Os ensaios reológicos foram realizados a temperaturas de 6, 20, 30, 40, 60 e 75 °C, em triplicata e o suco em todas as concentrações estudadas, foi definido como pseudoplástico. Os parâmetros da Lei da Potência foram determinados ajustando o modelo aos dados gerados pela técnica da curva mestre (*master curve*) e concluiu-se que a viscosidade do fluido diminuiu com o aumento da temperatura, porém, aumentou com a concentração de sólidos solúveis.

De forma análoga, os autores Falguera e Ibarz (2010) tiveram como objetivo de sua pesquisa desenvolver um modelo que descrevesse o comportamento reológico de fluidos não-Newtonianos relacionando a viscosidade aparente com a taxa de cisalhamento e testá-lo em suco de laranja concentrado (65,3 °Brix) e compará-lo com o modelo de Herschel-Bulkley, considerando uma definida faixa de temperatura (-12 °C e +30 °C). Compararam-se os valores da viscosidade aparente do suco de laranja concentrado de 240 ensaios experimentais com os valores calculados utilizando o modelo de Herschel-Bulkley e o modelo proposto, nas mesmas condições. O modelo proposto foi: $\eta_a = \eta_\infty + (\eta_o - \eta_\infty) \exp(-k \dot{\gamma})$ sendo η_a a viscosidade aparente, η_∞ a viscosidade constante observada com alta taxa de cisalhamento, η_o é a taxa de cisalhamento inicial (que tende a zero), k é um parâmetro e $\dot{\gamma}$ é a taxa de cisalhamento. Por meio dos resultados, pôde-se concluir que o modelo proposto se ajustou de forma melhor aos resultados experimentais e pode ser usado para prever, de forma mais precisa que o modelo de Herschel-Bulkley, o comportamento reológico deste tipo de produto, na faixa de temperatura considerada.

2.4 DIMENSIONAMENTO DO PROCESSO TÉRMICO CONTÍNUO

Para o dimensionamento do processo determina-se qual micro-organismo indesejável é mais termo-resistente, do ponto de vista de segurança alimentar e de qualidade. Calculam-se então, os parâmetros de processo (binômio tempo-temperatura) com base nesta informação. Às vezes, enzimas presentes no alimento são mais resistentes termicamente que os micro-organismos e, portanto, a inativação das mesmas é usada como parâmetro da pasteurização (SILVA; SILVA, 1997).

O tratamento térmico de alimentos com alta viscosidade, newtonianos ou não-newtonianos que escoam sob regime laminar ocorre em uma significativa parte dos processos industriais (EESA; BARIGOU, 2010).

Alimentos com comportamento de fluido pseudoplástico, como sucos de fruta e purês são, em geral, processados termicamente em trocadores de calor bitubulares em regime laminar. No processamento deste tipo de produto, o perfil de velocidades e a distribuição do tempo de residência, radial e axialmente, devem ser considerados para que se possa avaliar de forma correta a letalidade do processo em termos do número viável de micro-organismos ou da inativação de enzimas ou das perdas nutricionais e sensoriais (GRATÃO, 2006).

As propriedades termo-físicas do alimento a ser processado tais como densidade, condutividade térmica e calor específico, em geral são dependentes da composição do alimento e da temperatura de processo. Devido a este fato, pode-se observar mudanças das mesmas nas distintas seções do processo que influenciarão o escoamento do fluido e conseqüentemente a letalidade do micro-organismo ou enzima de interesse e devem ser consideradas no dimensionamento do processo térmico (BON *et al.*, 2010).

Apesar de todas as relevantes características citadas anteriormente, um número de simplificações tem sido comumente usado no dimensionamento do processo térmico destes tipos de fluidos, quando escoam sob regime laminar. O foco é sempre garantir a segurança alimentar nas situações de escoamento mais críticas como tem-se no caso das partículas mais rápidas, que gastam um tempo menor para percorrer o trecho da entrada do equipamento até a saída do mesmo. Em geral, assume-se para o dimensionamento do processo que o escoamento é isotérmico, pistonado (sob velocidade máxima e mínimo tempo de residência), a letalidade de

micro-organismos ou a inativação de enzimas ocorre somente no tubo de retenção, (o aquecimento e o resfriamento ocorrem instantaneamente) , não há dispersão de massa ou energia nos fluidos assim como não há perdas de calor para o ambiente (JUNG; FRYER, 1999; SKOGLUND; DEJMEK, 2008; TUCKER; HEYDON, 1998; UZZAN; LEINEN; LABUZA, 2004).

Além dos custos energéticos desnecessários devidos ao processamento do produto por tempo e/ou temperatura superiores ao mínimo para garantir a letalidade, a adoção dessas hipóteses pode impactar negativamente os atributos sensoriais e nutricionais do alimento. Como consequência, o sobre-processamento do produto pode influenciar a aceitação do produto pelos consumidores, cuja demanda por produtos que sejam, não só seguros mas também apresentem características mais próximas dos produtos não processados, tem crescido de forma importante (AWUAH; RAMASWAMY; ECONOMIDES, 2007; FILLAUDEAU; Le-NGUYEN; ANDRÉ, 2009; FITO *et al.*, 2007; GUT; PINTO, 2003; IGUAL *et al.*, 2010).

Estudos recentes sobre o efeito de diferentes tipos de escoamento e de processos, da distribuição do tempo de residência e das dispersões de massa e energia que ocorrem no fluido têm sido realizados para determinar as condições mais adequadas do processamento térmico contínuo de alimentos e elaborar produtos que além de seguros atendam as exigências crescentes dos consumidores (ALHAMDAN; SASTRY, 1997; CHANDARANA; UNVERFERTH, 1996; DITCHFIELD *et al.*, 2006; DUNKLEY; WATSON; McKILLOP, 1961; FITO *et al.*, 2007; GUT *et al.*, 2005; GUT; PINTO, 2005; GUTIERREZ, 2008; IGUAL *et al.*, 2010, SANDEEP; ZURITZ; PURI, 1999, SILVA; SILVA, 1997; TRIBESS; TADINI, 2006).

O uso de tecnologias alternativas, com menor consumo de energia e que mantenham de forma mais significativa a qualidade sensorial e nutricional dos alimentos e ainda promovam menos impactos ao ambiente, tem também crescido e atraído a atenção das indústrias (PEREIRA; VICENTE, 2010; ZHONG; SANDEEP; SWARTZEL, 2004)

Banga *et al.* (2003) discorreram sobre as modernas técnicas para otimização e sobre os benefícios que podem promover no dimensionamento dos processos produtivos de alimentos. Por meio de *softwares* pode-se modelar, simular e definir as condições mais adequadas de processamento considerando requisitos conflitantes como o produto de melhor qualidade sensorial ao menor custo e produzido com o menor impacto ao meio ambiente. ABACUSS II, EcosimPro e gPROMS são citados

como exemplos de *softwares* de modelagem e simulação dinâmica de alto nível disponíveis no mercado ressaltando que são mais robustos e o uso é mais simples e amigável do que as alternativas anteriormente disponíveis nos quais a modelagem deveria ser, por exemplo, feita utilizando as linguagens C ou Fortran.

Um dos objetivos do estudo de Jung e Fryer (1999) foi avaliar o efeito das hipóteses comumente utilizadas para o processamento contínuo, sob regime laminar, de alimentos sobre a letalidade de micro-organismos e na destruição de nutrientes. O perfil de temperatura sobre o processamento térmico contínuo, de um fluido Newtoniano, sob regime laminar, nas seções de aquecimento, retenção e resfriamento do equipamento (seções de 12 m de comprimento cada) foi determinado por um programa CFD (*computational fluid dynamics*). Concluiu-se que considerar a temperatura média do fluido, como feito na abordagem convencional, não representa adequadamente o que ocorre no processo térmico, no caso de fluidos viscosos. A simulação indicou que os valores da temperatura próxima da parede do tubo são bastante distintos, principalmente nas seções de aquecimento e resfriamento do processo e com isso, na abordagem convencional incorre-se em avaliações errôneas sobre o número de micro-organismos viáveis e a concentração dos nutrientes, uma vez que há o risco de não se garantir a segurança alimentar do produto ou realizar o sobre-processamento do produto de forma desnecessária.

A modelagem do processamento térmico de suco de laranja natural (fluido newtoniano) com 11,7 °Brix em trocador de calor a placas, foi realizada pelos autores Berto e Silveira Jr (2000). Modelos elaborados por outros autores foram adaptados e usados na modelagem (com base em balanços de energia) e a simulação dinâmica foi feita utilizando o programa Mat-Lab. Realizou-se a validação do simulador por meio da comparação dos resultados de simulações com resultados experimentais obtidos na literatura e concluiu-se que os valores apresentaram pequeno desvio (inferior a 0,2 %), o que indica boa precisão do simulador. Mantendo a configuração do trocador de calor (tipo de placa e arranjo) que promovia a melhor troca térmica (menor temperatura do suco de laranja após resfriamento), foram feitas simulações das alterações nas condições de processo (vazões e temperaturas iniciais dos fluidos) e avaliou-se o efeito das mudanças na temperatura do produto, ao final do resfriamento. Concluiu-se que a temperatura do fluido refrigerante (água) foi a variável que mais afetou a temperatura do suco de laranja na saída do resfriamento.

Ditchfield (2004) realizou, em uma das etapas de sua pesquisa, a pasteurização de purê de banana (fluido não-newtoniano que segue o modelo reológico de Herschel-Bulkley) em trocador de calor bitubular, escoando sob regime laminar. Distintas condições de processo com variações na temperatura do produto ao final da retenção, no tempo de retenção e na área de troca térmica foram realizadas. O produto final foi avaliado sensorialmente, quanto à cor, por um grupo de provadores treinados, utilizando uma escala pré-definida. Pôde-se concluir que uma pequena diferença no tempo de retenção para os purês tratados no trocador com seção de aquecimento maior (área de troca 0,543 m²) provocou uma diferença maior na cor do que nos purês tratados com seção de aquecimento menor (área de troca 0,339 m²). Os purês tratados em condições mais brandas (menor temperatura e menor tempo) se apresentaram mais próximos do zero da escala (purê sem tratamento) e os purês tratados sob condições extremas de tempo e temperatura apresentaram coloração rosada.

Uzzan, Leinen e Labuza (2004) propuseram uma solução analítica para a determinação do perfil de temperatura de um fluido produto newtoniano, com propriedades constantes com a temperatura, escoando sob regime turbulento (pistonado), em estado estacionário, em um trocador de calor duplo-tubo. Considerou-se que o fluido de serviço possuía também comportamento newtoniano e escoava em contracorrente com o fluido produto. Uma planilha elaborada no *software* Excel, na qual equações relacionadas com o conceito de eficácia do trocador de calor (transferência de calor real / transferência de calor máxima possível para comprimento infinito do trocador) foi proposta e validada por ensaios experimentais com água como fluido produto e de serviço. Os autores sugerem que a mesma pode ser usada para avaliar a influência das condições de operação no perfil de temperatura de produtos líquidos pasteurizados.

Skoglund e Dejmek (2008) adicionaram ao modelo matemático ADPF - *Axial dispersion plug flow* ou modelo pistonado de dispersão axial, equações que representavam a cinética de destruição de primeira ordem, para prever a destruição de micro-organismos e a perda de nutrientes durante o processamento não isotérmico de alimentos líquidos sob regime turbulento e pistonado, em trocador bitubular. Utilizou-se a linguagem de programação Modelica e o solver *Dass* contemplando as seções de aquecimento, de resfriamento e o tubo de retenção presentes no processamento térmico. O modelo foi considerado uma alternativa a

abordagem tradicional em que o tempo de residência mínimo e a temperatura média da seção estudada foram considerados e também por não necessitar de excessivo tempo computacional para obtenção das simulações.

Ditchfield *et al.* (2006) realizaram um estudo para determinar os perfis de velocidade e temperatura, o coeficiente de transferência de calor e a distribuição dos tempos de residência de purê de banana (fluido não-newtoniano que segue o modelo reológico de Herschel-Bulkley) processado em trocador de calor duplo tubo, sob regime laminar, por meio do método das diferenças finitas aplicado às equações da continuidade e conservação de quantidade de movimento e conservação de energia. Os autores propuseram um modelo para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção e para os perfis de velocidade e temperatura e o mesmo foi considerado bem ajustado aos dados obtidos experimentalmente.

Considerando o comprimento da seção de aquecimento fixo em 12 m, Jung e Fryer (1999), no artigo já citado anteriormente, realizaram simulações em programa CFD para definir o comprimento necessário do tubo de retenção de um trocador de calor, para que o valor de esterilização fosse igual a 3 min na saída do tubo de retenção. As variáveis consideradas foram a temperatura da parede da seção de aquecimento (constante ao longo do tubo) e o comprimento do tubo de retenção. De forma esperada, a simulação mostrou que quanto maior é a temperatura na parede do tubo na seção de aquecimento, menor é o comprimento necessário do tubo de retenção. Os autores ressaltaram, porém, que é comum utilizar o conceito de que o uso de alta temperatura por curto tempo irá promover um produto com qualidade nutricional e sensorial mais alta. Por meio dos resultados pôde-se evidenciar o oposto, o que foi justificado pelo fato de que neste caso, as porções de alimento próximas a parede do tubo são submetidas à altas temperaturas e ocorre o sobreprocessamento do produto, reduzindo sua qualidade. No caso de temperaturas menores, o comprimento do tubo de retenção deve ser maior porém, o produto é submetido a temperaturas menores e tem-se maior preservação da qualidade do mesmo.

3 DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO

O desenvolvimento do modelo matemático foi baseado no processamento térmico contínuo, não isotérmico, de um fluido produto não-newtoniano, escoando, sob regime laminar, estado estacionário em um trocador de calor bitubular (tubos concêntricos), composto de seção de aquecimento, tubo de retenção e seção de resfriamento.

Nas seções de aquecimento e resfriamento do trocador, o fluido produto escoava através do tubo interno e no espaço anular escoava o fluido de serviço, de comportamento newtoniano, em regime turbulento e em contra-corrente, conforme ilustrado na Figura 3.1.

A superfície externa do tubo externo do trocador, nas seções de aquecimento e resfriamento foi considerada no modelo, sem isolamento térmico, portanto em contato direto com o ar ambiente que circunda o equipamento enquanto que para o tubo de retenção, isolamento térmico foi incluído, para reduzir a troca de calor com o ambiente (Figura 3.2).

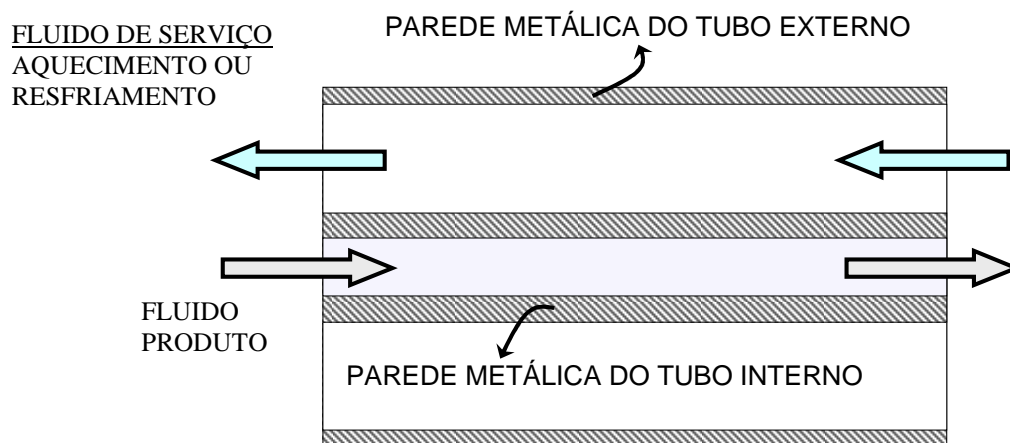


Figura 3.1. Esquema do escoamento dos fluidos produto e de serviço nas seções de aquecimento e resfriamento do trocador de calor bitubular, utilizado na modelagem matemática.

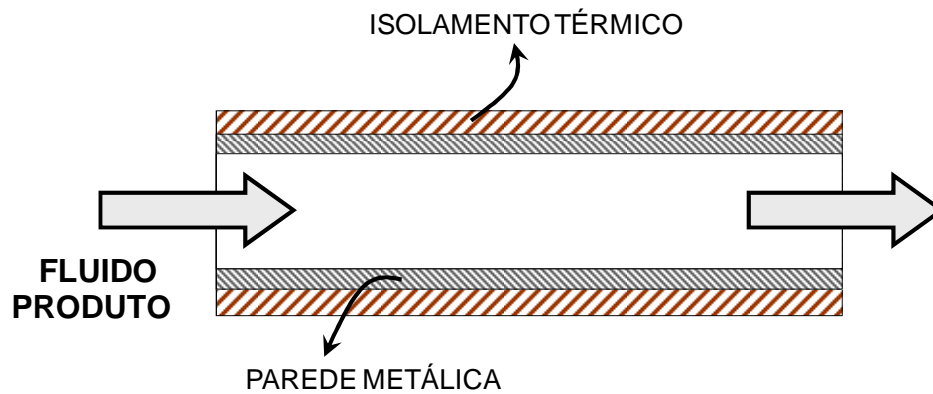


Figura 3.2. Esquema do tubo de retenção do trocador de calor bitubular utilizado para a modelagem matemática.

O índice “1” foi usado para identificar os parâmetros ou variáveis do fluido produto, o índice “2” para o fluido serviço, o índice “tb1” foi usado para o tubo interno, o “tb2” para o externo e o índice “iso” para identificar os termos referentes ao isolamento térmico.

As dimensões dos tubos metálicos (tudo interno e externo) são indicadas pela Figura 3.3 e são válidas para a seção de aquecimento e resfriamento.

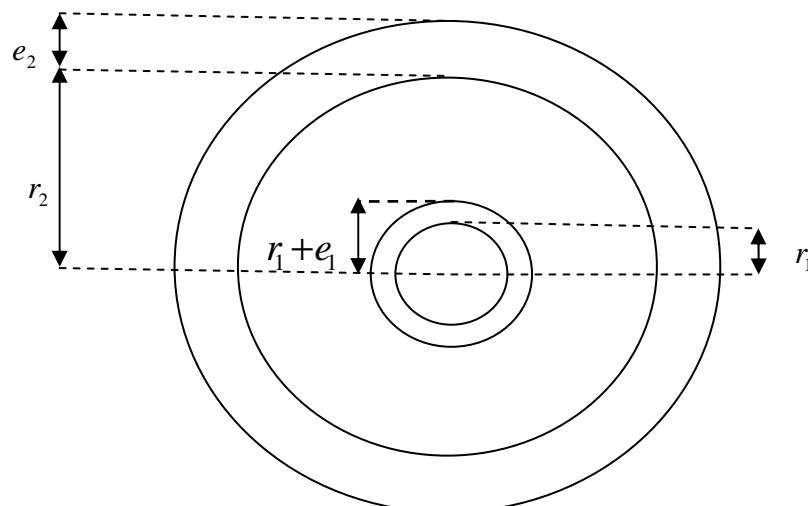


Figura 3.3. Dimensões do tubo interno e do tubo externo do trocador bitubular, consideradas na modelagem matemática.

Sendo:

e_1 = espessura do tubo interno (m)

e_2 = espessura do tubo externo (m)

r_1 = raio interno do tubo interno (m)

r_2 = raio interno do tubo externo (m)

Considerou-se que o tubo de retenção tenha diâmetro igual ao tubo interno da seção de aquecimento e de resfriamento sendo suas dimensões indicadas na Figura 3.4.

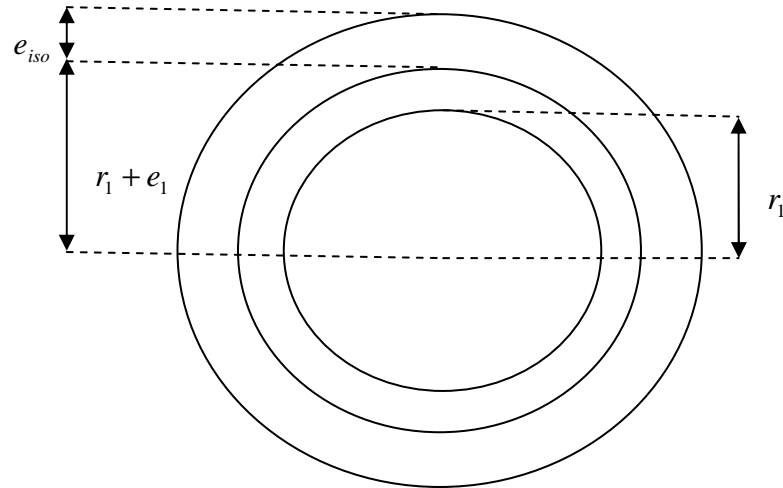


Figura 3.4. Dimensões do tubo de retenção utilizado na modelagem matemática.

sendo:

e_{iso} = espessura do isolamento térmico (m)

Os domínios axial e radial foram adimensionalizados e são descritos pelas equações 3.1 e 3.2, respectivamente.

$$x = \frac{r}{r_1} \quad (3.1)$$

$$\eta = \frac{z^*}{L} \quad (3.2)$$

sendo:

L = comprimento total da seção estudada (m)

r = posição radial (m)

x = posição radial adimensionalizada (adimensional)

z^* = posição axial (m)

η = posição axial adimensionalizada (adimensional)

A Figura 3.5 indica o domínio axial adimensionalizado (η) para cada seção do trocador de calor, sendo que o domínio axial para o aquecimento, tubo de retenção e resfriamento variam entre 0 a 1, 1 a 2 e 2 a 3, respectivamente.

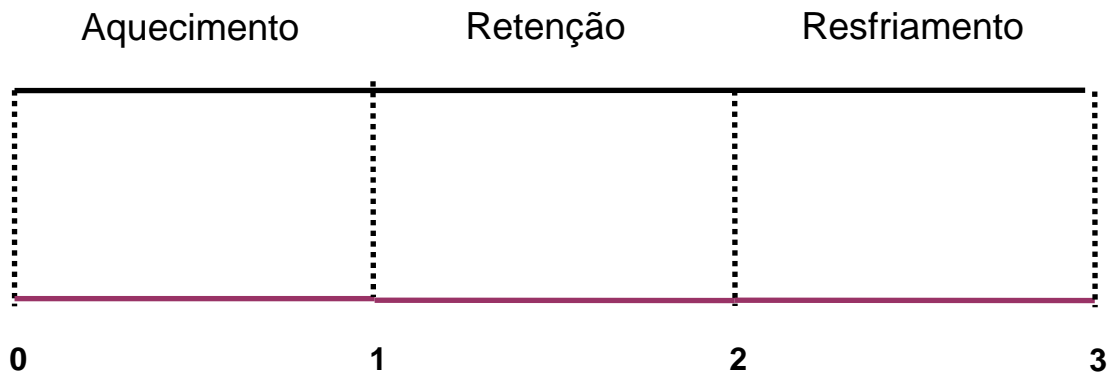


Figura 3.5. Domínio axial adimensionalizado, utilizado na modelagem matemática.

O domínio radial adimensionalizado, x , varia de 0 a 1, sendo que no centro do tubo x é igual a 0 e na parede interna do tubo interno, é igual a 1.

Devido ao escoamento laminar, a velocidade do fluido produto varia de acordo com a posição radial. A equação 2.18 citada anteriormente, foi usada no modelo para descrever a velocidade do fluido com comportamento não-newtoniano, sob escoamento laminar em tubo de seção circular. A equação 3.3 representa a equação 2.18 já na forma adimensionalizada.

$$v_1 = \bar{v}_1 \left(\frac{3n+1}{n+1} \right) \left(1 - x^{\frac{n+1}{n}} \right) \quad (3.3)$$

sendo:

- | | | |
|-------------|--|-----------------------|
| n | = índice de comportamento | (adimensional) |
| v_1 | = velocidade axial do fluido produto | (m s^{-1}) |
| \bar{v}_1 | = velocidade axial média do fluido produto (<i>bulk</i>) | (m s^{-1}) |

Admitiu-se como hipótese, que no fluido produto está presente um componente genérico A , que apresenta mudanças com a temperatura e cinética de destruição térmica de primeira ordem, cuja taxa de reação é descrita pela equação

3.4. O valor do tempo de redução decimal (D) é calculado pela equação 2.8, anteriormente citada.

$$r_A = \frac{2,303}{D} \cdot C_A \quad (3.4)$$

onde:

C_A = concentração volumétrica do componente A (kg m^{-3} ou UFC m^{-3})

D = tempo de redução decimal do componente A (s)

r_A = taxa de reação do componente A ($\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$ ou UFC $\text{m}^{-3} \text{s}^{-1}$)

sendo UFC unidades formadoras de colônias.

As equações 3.5 e 3.6 definem a concentração média de mistura do componente A e a temperatura média de mistura do fluido produto, respectivamente, em cada posição axial.

$$\bar{C}_A = \frac{\int v_1 C_A 2x dx}{\bar{v}_1} \quad (3.5)$$

$$\bar{T}_1 = \frac{\int v_1 T_1 2x dx}{\bar{v}_1} \quad (3.6)$$

onde:

\bar{C}_A = média de mistura da concentração volumétrica do componente A
(kg m^{-3} ou UFC m^{-3})

T_1 = temperatura do fluido produto (K)

\bar{T}_1 = média de mistura da temperatura do fluido produto (K)

3.1 MODELAGEM DA SEÇÃO DE AQUECIMENTO / RESFRIAMENTO

Quatro volumes de controle foram considerados na modelagem da seção de aquecimento e resfriamento: fluido produto, tubo interno, fluido de serviço e tubo externo.

3.1.1 Modelagem do fluido produto

O equacionamento do fluido produto é bidimensional levando-se em conta as variações radiais e axiais de concentração e temperatura. Consideraram-se, para a modelagem do fluido produto as seguintes hipóteses:

- fluido incompressível
- escoamento laminar - estado estacionário
- tubos metálicos (interno e externo) de seção circular
- gradientes angulares de temperatura e de concentração (angular) do componente A desprezíveis
- difusividade mássica do componente A e a condutividade térmica radiais constantes e uniformes
- Difusão axial de massa e de energia desprezíveis
- dissipação viscosa desprezível

3.1.1.1 Equação de conservação de massa de A

A equação de conservação de massa do componente A é descrita por meio da equação 3.7, sendo que o primeiro termo refere-se à troca devido ao escoamento, o segundo à troca pela difusão e o último à degradação do componente A.

$$\vec{v} \cdot \vec{\nabla} C_A = \vec{\nabla} \cdot (D_{efA} \nabla C_A) - r_A \quad (3.7)$$

sendo:

D_{efA} = difusividade mássica efetiva do componente genérico A no fluido produto ($m^2 s^{-1}$)

A difusividade mássica efetiva (D_{efA}) foi utilizada na equação 3.7 no lugar da difusividade mássica, pois apesar do escoamento ser laminar, na prática, ocorre mistura das lâminas do fluido devido em geral aos seguintes motivos: alto valor da relação entre rugosidade e diâmetro da tubulação, flutuações na vazão de escoamento, obstruções ao escoamento ou trechos em curva nos tubos, que promovem mudança no sentido do fluido e, portanto, mistura das lâminas.

Esses fatores afetam de forma significativa o transporte de massa e por meio da utilização do termo D_{efA} ao invés da difusividade do componente A é possível prever, de forma mais correta, a variação radial da concentração do componente A.

A equação de conservação de massa do componente A (3.7), levando em conta as hipóteses feitas, é descrita pela equação 3.8. Considerou-se que a difusividade mássica efetiva radial ($D_{efA-radial}$) é muito superior a difusividade mássica efetiva axial e por isso a primeira é contemplada na equação 3.8. A vantagem é que desta forma, tem-se menor número de parâmetros ajustáveis.

$$\frac{v_1}{L} \cdot \frac{\partial C_A}{\partial \eta} = \frac{D_{efA-radial}}{x \cdot (r_1)^2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(x \cdot \frac{\partial C_A}{\partial x} \right) - r_A \quad (3.8)$$

para $0 < \eta \leq 1$ e $0 < x < 1$ (seção de aquecimento)

para $2 < \eta \leq 3$ e $0 < x < 1$ (seção de resfriamento)

em que:

$D_{efA-radial}$ = difusividade mássica efetiva radial do componente A no fluido produto
($m^2 s^{-1}$)

As condições de contorno da equação 3.8 são descritas pelas equações 3.9 a 3.12. A condição da equação 3.9 deve-se a simetria do eixo considerada e a 3.10 devido à consideração de impermeabilidade da parede do tubo ao componente A. As condições citadas nas equações 3.11 e 3.12 são de igualdade de concentração sendo que $C_{A-ENTRADA-AQ}$ é um parâmetro especificado e $C_{A-ENTRADA-RF}$ é uma variável que será calculada pelo modelo desenvolvido.

$$\left. \frac{dC_A}{dx} \right|_{x=0} = 0, \text{ para } 0 < \eta \leq 1 \text{ (seção de aquecimento)}$$

$$\text{para } 2 < \eta \leq 3 \text{ (seção de resfriamento)} \quad (3.9)$$

$$\left. \frac{\partial C_A}{\partial x} \right|_{x=1} = 0, \text{ para } 0 < \eta \leq 1 \text{ (seção de aquecimento)}$$

$$\text{para } 2 < \eta \leq 3 \text{ (seção de resfriamento)} \quad (3.10)$$

$$C_A \Big|_{\eta=0} = C_{A-ENTRADA-AQ}, \text{ para } 0 < x < 1 \text{ (seção de aquecimento)} \quad (3.11)$$

$$C_A|_{\eta=2} = C_{A-ENTRADA-RF}, \text{ para } 0 < x < 1 \text{ (seção de resfriamento)} \quad (3.12)$$

sendo:

$C_{A-ENTRADA-AQ}$ = concentração do componente A na entrada da seção de aquecimento em $\eta = 0$

$C_{A-ENTRADA-RF}$ = concentração do componente A na entrada da seção de resfriamento, em $\eta = 2$

A equação 3.12 será substituída pela equação 3.87 no modelo de união das seções do trocador do trocador a ser apresentada posteriormente neste capítulo.

O valor de $D_{efA-radial}$ pode ser determinado em função do número de Peclet mássico radial para o fluido produto conforme a equação 3.13 (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002).

$$Pe_{M1-radial} = \frac{\bar{v}_1 \cdot r_1}{D_{efA-radial}} \quad (3.13)$$

em que:

$Pe_{M1-radial}$ = número de Peclet mássico radial do fluido produto (adimensional)

A condutividade térmica efetiva radial do fluido produto ($k_{ef1-radial}$) foi utilizada no lugar da condutividade térmica, na equação de conservação de energia do fluido produto, apresentada no item 3.1.1.2 a seguir, pelos mesmos motivos apresentados anteriormente para o caso da difusividade térmica efetiva. Considerou-se que os mecanismos de dispersão radial de massa e energia são semelhantes e desta forma pôde-se igualar a equação do $Pe_{M1-radial}$ com a equação para o número de Peclet térmico radial ($Pe_{T1-radial}$). A equação 3.14 foi utilizada para o termo $Pe_{T1-radial}$.

$$Pe_{T1-radial} = \frac{\bar{v}_1 \cdot r_1 \cdot \rho_1 \cdot cp_1}{k_{ef1-radial}} = \frac{\bar{v}_1 \cdot r_1}{\alpha_{ef1-radial}} \quad (3.14)$$

onde:

cp_1 = calor específico a pressão constante, do fluido produto (J kg⁻¹ K⁻¹)

$k_{ef1-radial}$ = condutividade térmica efetiva radial do fluido produto (W m⁻¹ K⁻¹)

$Pe_{T1-radial}$	= número de Peclet térmico radial do fluido produto	(adimensional)
$\alpha_{ef1-radial}$	= difusividade térmica efetiva radial do fluido produto	($m^2 s^{-1}$)
ρ_1	= densidade do fluido produto	($kg m^{-3}$)

3.1.1.2 Equação de conservação de energia

A equação 3.15 é a equação de conservação de energia referente ao fluido produto

$$\vec{v} \cdot \vec{\nabla} T_1 = \vec{\nabla} \cdot (\alpha \cdot \nabla T_1) \quad (3.15)$$

A equação 3.16 refere-se à equação de conservação de energia do fluido produto, já adimensionalizada, considerando as hipóteses citadas, sendo válida para $0 < \eta \leq 1$ e $0 < x < 1$ na seção de aquecimento, para $1 < \eta \leq 2$ e $0 < x < 1$ e para $2 < \eta \leq 3$ e $0 < x < 1$ na seção de resfriamento.

Considera-se que a lâmina de fluido em contato com a superfície do tubo (em $x = 1$) troca calor com a superfície do tubo e transfere, por condução, para as demais lâminas.

$$\frac{v_1}{L} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \eta} = \frac{k_{ef1-radial}}{\rho_1 \cdot cp_1 \cdot x \cdot (r_1)^2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(x \cdot \frac{\partial T_1}{\partial x} \right) \quad (3.16)$$

para $0 < x < 1$ e $0 < \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $0 < x < 1$ e $2 < \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

As equações 3.17 a 3.20 são as condições de contorno pertinentes a equação 3.15 para a seção de aquecimento e resfriamento. As condições citadas nas equações 3.17 e 3.18 são de igualdade de temperatura sendo que $T_{1ENTRADA-AQ}$ é um parâmetro especificado e $T_{1ENTRADA-RF}$ é uma variável que será calculada pelo modelo desenvolvido. A condição da equação 3.19 deve-se a simetria do eixo considerada. A condição de contorno indicada pela equação 3.20 foi considerada pois a troca de calor ente o fluido produto e o tubo interno ocorre devido a diferença

entre a temperatura da lâmina de fluido sobre o tubo e a temperatura radial média do tubo interno, para um certa posição axial.

$$T_1 \Big|_{\eta=0} = T_{1ENTRADA-AQ}, \text{ para } 0 \leq x < 1 \quad (3.17)$$

$$T_1 \Big|_{\eta=2} = T_{1ENTRADA-RF}, \text{ para } 0 \leq x < 1 \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0, \text{ para } 0 < \eta \leq 1 \text{ (na seção de aquecimento)} \quad (3.19)$$

para $2 < \eta \leq 3$ (na seção de resfriamento)

$$-\frac{k_{ef1-radial}}{r_1} \cdot \frac{dT_1}{dx} \Big|_{x=1} = U_1 \cdot (T_1^* - T_{tb1}), \text{ para } 0 < \eta \leq 1 \text{ (aquecimento)}$$

$$\text{para } 2 < \eta \leq 3 \text{ (resfriamento)} \quad (3.20)$$

sendo:

$T_{1ENTRADA-AQ}$ = temperatura do fluido produto na entrada da seção de aquecimento (K)

$T_{1ENTRADA-RF}$ = temperatura do fluido produto na entrada da seção de resfriamento (K)

T_1^* = temperatura do fluido produto na parede interna do tubo interno (K)

T_{tb1} = temperatura radial média do tubo interno (K)

U_1 = coeficiente global de troca térmica entre o fluido produto e o tubo interno ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

O coeficiente global de troca térmica, U_1 , será definido mais adiante neste capítulo.

A equação 3.18 será substituída pela equação 3.91 no modelo de união das seções do trocador do trocador a ser apresentado posteriormente neste capítulo.

3.1.2 Modelagem do tubo interno

Para a modelagem do tubo interno, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- devido ao material sólido do tubo, não há transporte de energia por convecção;
- propriedades termo-físicas constantes e uniformes no tubo;
- gradientes radial e angular da temperatura do tubo desprezíveis.

A equação 3.21 representa a equação de conservação de energia para o volume de controle estudado. Como o gradiente radial de temperatura foi desprezado para tratar de forma global a troca de calor na região radial, utilizou-se o artifício de incluir esta troca no termo de geração de calor.

$$\frac{k_{tb1}}{\rho_{tb1} \cdot c_{p_{tb1}} \cdot L^2} \cdot \frac{\partial^2 T_{tb1}}{\partial \eta^2} = \frac{\dot{Q}_{tb1}}{\rho_{tb1} \cdot c_{p_{tb1}}} \quad (3.21)$$

para $0 < \eta < 1$ (seção de aquecimento)

para $2 < \eta < 3$ (seção de resfriamento)

sendo:

$c_{p_{tb1}}$ = calor específico a pressão constante do tubo interno (J kg⁻¹ K⁻¹)

k_{tb1} = condutividade térmica do tubo interno (W m⁻¹ K⁻¹)

\dot{Q}_{tb1} = taxa de calor trocado radialmente pelo tubo interno por unidade de volume (W m⁻³)

T_{tb1} = temperatura do tubo interno (K)

ρ_{tb1} = densidade do tubo interno (kg m⁻³)

Considerou-se que não há troca de calor pelas extremidades do tubo portanto as condições de contorno referentes à equação 3.21 são descritas pelas equações 3.22 a 3.25 a seguir, válidas para $0 \leq x \leq 1$.

$$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right|_{\eta=0} = 0 \quad (3.22)$$

$$\left. \frac{dT_{ib1}}{d\eta} \right|_{\eta=1} = 0 \quad (3.23)$$

$$\left. \frac{dT_{ib1}}{d\eta} \right|_{\eta=2} = 0 \quad (3.24)$$

$$\left. \frac{dT_{ib1}}{d\eta} \right|_{\eta=3} = 0 \quad (3.25)$$

A equação 3.23 será substituída pela equação 3.92 no modelo de união das seções do trocador do trocador a ser apresentado posteriormente neste capítulo.

A equação 3.24 será substituída pela equação 3.93 no modelo de união das seções do trocador do trocador a ser apresentado posteriormente neste capítulo.

O tubo interno recebe ou cede calor radialmente tanto do fluido produto quanto do fluido de serviço sendo que a equação 3.26 é utilizada para o cálculo de \dot{Q}_{ib1} , sendo o mesmo utilizado na equação de conservação de energia do tubo interno (eq. 3.21), anteriormente citada.

$$\dot{Q}_{ib1} = \dot{Q}_{ib1-1} + \dot{Q}_{ib1-2} \quad (3.26)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

para $0 \leq x \leq 1$ (aquecimento e resfriamento)

em que:

\dot{Q}_{ib1-1} = taxa de calor trocado radialmente pelo tubo interno com o fluido interno
por unidade de volume $(W m^{-3})$

\dot{Q}_{ib1-2} = taxa de calor trocado radialmente pelo tubo interno com o fluido de
serviço por unidade de volume $(W m^{-3})$

Foi necessário dividir as taxas de calor pelo respectivo volume de controle para que se pudesse obter as mesmas dimensões observadas na equação 3.21 e a geração volumétrica de calor.

Sendo dA_{tb1-1} a área infinitesimal de troca térmica do tubo interno, referente à área de referência escolhida (parede interna do tubo interno, ver Fig. 3.3) e dV_{tb1} o volume de espessura axial infinitesimal do tubo metálico (equações 3.27 e 3.28) tem-se a equação para \dot{Q}_{tb1-1} (equação 3.29).

$$dA_{tb1-1} = 2 \pi r_1 dz \quad (3.27)$$

$$dV_{tb1} = \pi \left((r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2 \right) dz \quad (3.28)$$

$$\dot{Q}_{tb1-1} = U_1 \frac{dA_{tb1-1}}{dV_{tb1}} (T_1^* - T_{tb1}) = \left[U_1 \frac{2 \cdot r_1}{[(r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2]} \right] (T_1^* - T_{tb1}) \quad (3.29)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

A Figura 3.6 indica as temperaturas T_1 , T_{tb1} , T_1^* e o coeficiente global de troca térmica, U_1 .

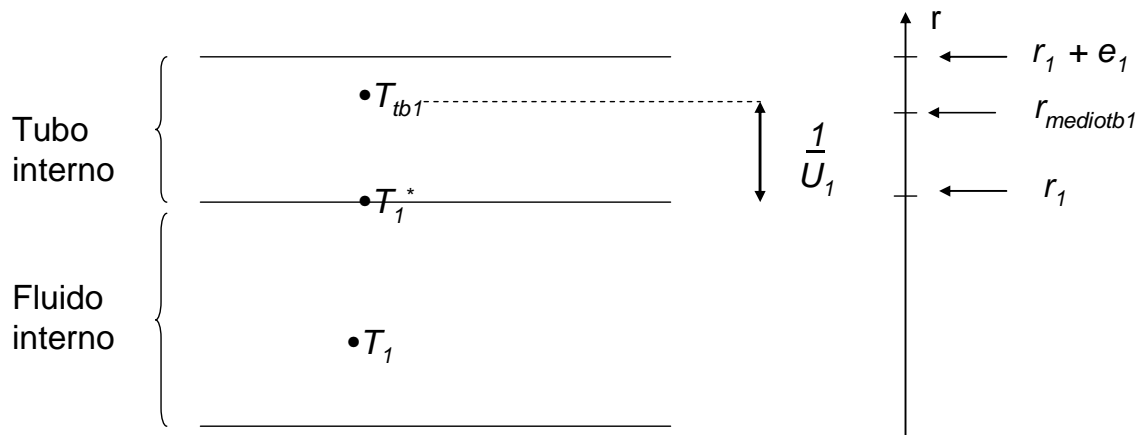


Figura 3.6. Esquema que indica as posições das temperaturas do fluido produto (T_1 e T_1^*), do tubo interno (T_{tb1}) e o coeficiente global de troca térmica (U_1).

O coeficiente global de troca térmica, U_1 , contempla somente a resistência para a transferência de calor por condução no tubo interno de T_1^* até a temperatura T_{tb1} uma vez que considerou-se que o calor é transmitido pelo contorno para o fluido

produto em $x = 1$ (equação 3.20). A equação 3.30 define o coeficiente U_1 e é válida para $0 \leq \eta \leq 1$ na seção de aquecimento e $2 \leq \eta \leq 3$ na seção de resfriamento.

$$\frac{1}{U_1} = \frac{r_1}{k_{tb1}} \ln \left(\frac{r_{médio\text{tb}1}}{r_1} \right) \quad (3.30)$$

sendo:

$r_{médio\text{tb}1}$ = posição onde se observa a temperatura média radial no estado estacionário, radialmente, do tubo interno a partir do centro do tubo (m)

Utilizou-se a função da temperatura em função do raio, no regime permanente, pois é o perfil conhecido mais próximo do que será obtido na resolução do modelo matemático em estado não estacionário para determinar o valor do $r_{médio\text{tb}1}$ em função de r_1 e e_1 , conforme indicado pela equação 3.31 (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$T(r) = T_{tb1-ext} + (T_{tb1-int} - T_{tb1-ext}) \frac{\ln \left(\frac{r}{r_1 + e_1} \right)}{\ln \left(\frac{r_1}{r_1 + e_1} \right)} \quad (3.31)$$

sendo:

$T_{tb1-int}$ = temperatura da superfície interna do tubo interno (K)

$T_{tb1-ext}$ = temperatura da superfície externa do tubo interno (K)

$T(r)$ = função temperatura radial do tubo interno, no estado estacionário

A temperatura média radial é definida pela equação 3.32.

$$T_{tb1} = \frac{\int_{r_1}^{r_1+e_1} T dA}{A} = \frac{\int_{r_1}^{r_1+e_1} T \cdot 2\pi r dr}{\pi((r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2)} \quad (3.32)$$

sendo:

T_{tb1} = temperatura média radial do tubo interno (K)

Resolvendo a integral da equação 3.32 e substituindo a T_{tb1} média na equação 3.31, chega-se a equação para o cálculo do $r_{médio\text{tb}1}$ (equação 3.33).

$$r_{médio\text{tb}1} = \exp \left\{ \left[\frac{(r_1 + e_1)^2 \ln(r_1 + e_1) - (r_1^2 \ln r_1)}{(r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2} \right] - \frac{1}{2} \right\} \quad (3.33)$$

As equações 3.34 e 3.35 descrevem os termos dA_{tb1-2} e dV_{tb1} , respectivamente, presentes na equação 3.36, que define o termo Q_{tb1-2} , referente a taxa de calor trocado pelo tubo interno e o fluido de serviço. A temperatura T_2 se refere à temperatura média radial do fluido de serviço em cada ponto axial.

$$dA_{tb1-2} = 2\pi(r_1 + e_1)dz \quad (3.34)$$

$$dV_{tb1} = (\pi(r_1 + e_1)^2 - \pi(r_1)^2)dz = \pi((r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2)dz \quad (3.35)$$

$$Q_{tb1-2} = U_2 \frac{dA_{tb1-2}}{dV_{tb1}} (T_2 - T_{tb1}) = U_2 \frac{2(r_1 + e_1)}{((r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2)} (T_2 - T_{tb1}) \quad (3.36)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

em que:

dA_{tb1-2} = área infinitesimal referente à área de referência entre o tubo interno e o fluido de serviço (área externa do tubo interno) (m^2)

dV_{tb1} = volume infinitesimal do tubo interno (m^3)

T_2 = temperatura média radial do fluido de serviço, axialmente (K)

U_2 = coeficiente global de transferência de calor entre o tubo interno e o fluido de serviço $(W m^{-2} K^{-1})$

O coeficiente de transferência de calor entre o fluido de serviço e o tubo interno, U_2 , é definido pela equação 3.37 e está indicado na Figura 3.7.

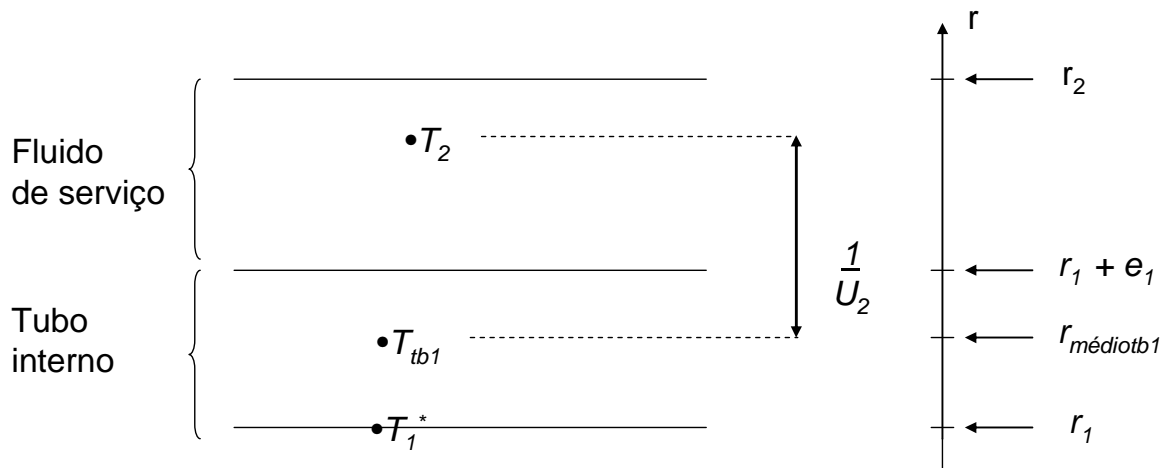


Figura 3.7. Esquema que indica a temperatura média radial do fluido de serviço (T_2) e o coeficiente global de troca térmica (U_2).

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{h_e} + \frac{(r_1 + e_1)}{k_{tb1}} \ln\left(\frac{r_1 + e_1}{r_{médio1}}\right) \quad (3.37)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

em que:

h_e = coeficiente convectivo entre o fluido de serviço e a superfície externa do tubo interno ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

O coeficiente convectivo, h_e , pode ser calculado por meio da equação 3.38 de Eagle-Ferguson (KERN, 1999), adequada para escoamento de água em tubos, em regime turbulento, para número de Reynolds entre 4.800 e 48.000, diâmetro interno do tubo entre 0,0102 m e 0,0508 m e temperatura do fluido entre 5 °C e 92 °C. A equação 3.39 é utilizada para o cálculo do parâmetro c .

$$h_e = \frac{\left\{ c \left[160 + 1,75 \cdot \left[\left(\frac{9}{5} \right) (T_{2\text{MÉDIASEÇÃO}} - 273) + 32 \right] \right] \right\} (\bar{v}_2 \cdot 3,28084)^{0,8}}{0,570597} \quad (3.38)$$

$$c = 0,9109 - 0,4292 \cdot \log(D_h \cdot 39,37) \quad (3.39)$$

em que:

- D_h = diâmetro hidráulico da seção anular (m)
- $T_{2MÉDIASEÇÃO}$ = temperatura média axial do fluido de serviço na seção do trocador considerada (aquecimento ou resfriamento) (K)
- \bar{v}_2 = velocidade média do fluido de serviço (m s⁻¹)

A equação 3.40 define o diâmetro hidráulico da seção anular.

$$D_h = \frac{4 \text{Área}_{MOLHADA}}{\text{Perímetro}_{MOLHADO}} = \frac{4 \pi [(r_2)^2 - (r_1 + e_1)^2]}{2 \pi (r_2 + r_1 + e_1)} = \frac{2 [(r_2)^2 - (r_1 + e_1)^2]}{r_2 + r_1 + e_1} = \frac{2(r_2 - (r_1 + e_1))(r_2 + (r_1 + e_1))}{r_2 + r_1 + e_1} = 2(r_2 - (r_1 + e_1)) \quad (3.40)$$

em que:

- $\text{Área}_{MOLHADA}$ = área da seção transversal de escoamento (m²)
- $\text{Perímetro}_{MOLHADO}$ = perímetro referente ao contato entre o fluido de serviço e as paredes molhadas (m)

A temperatura média do fluido de serviço ($T_{2MÉDIASEÇÃO}$) é o resultado da média aritmética entre as temperaturas médias radiais do fluido de serviço na entrada e na saída da seção do trocador considerada (aquecimento ou resfriamento). Esta variável é útil para estimar as propriedades físicas médias do fluido de serviço na seção. Estes valores podem ser estimados antes da realização da simulação.

3.1.3 Modelagem do fluido de serviço

As hipóteses utilizadas na modelagem da conservação de energia no fluido de serviço foram:

- fluido incompressível;
- escoamento turbulento e desenvolvido;
- estado estacionário;

- gradientes de temperatura (radial e angular) desprezíveis;
- condutividade térmica efetiva axial do fluido ($k_{ef2-axial}$) constante e uniforme;
- escoamento em tubos anulares de secções perfeitamente circulares.

Devido à turbulência promovida pelo regime turbulento de escoamento, há intensa mistura das porções de fluido e com isso admitiu-se que há dispersão axial de energia no fluido de serviço. Portanto, na equação de conservação de energia do fluido de serviço utilizou-se o termo $k_{ef2-axial}$, que leva em conta o efeito do escoamento na transferência de calor no fluido (equação 3.41)

$$\bar{v}_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial \eta} = \frac{k_{ef2-axial}}{\rho_2 cp_2 L} \cdot \frac{\partial^2 T_2}{\partial \eta^2} - \frac{\dot{Q}_2 L}{\rho_2 cp_2} \quad (3.41)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

em que:

cp_2 = calor específico do fluido de serviço (J kg⁻¹ K⁻¹)

$k_{ef2-axial}$ = condutividade térmica efetiva axial do fluido de serviço (W m⁻¹ K⁻¹)

\dot{Q}_2 = taxa de calor trocado pelo fluido de serviço (W m⁻³)

\bar{v}_2 = velocidade média do fluido de serviço (m s⁻¹)

ρ_2 = densidade mássica do fluido de serviço (kg m⁻³)

A equação 3.42 define o número de Peclet térmico axial do fluido de serviço ($Pe_{T2-axial}$), utilizado para o cálculo da condutividade térmica axial efetiva do fluido de serviço ($k_{ef2-axial}$)

$$Pe_{T2-axial} = \frac{\bar{v}_2 L \rho_2 cp_2}{k_{ef2-axial}} = \frac{\bar{v}_2 L}{\alpha_{ef2-radial}} \quad (3.42)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

para $0 \leq x \leq 1$ (seções de aquecimento e resfriamento)

sendo $\alpha_{ef-axial}$ é a difusividade térmica efetiva axial do fluido de serviço (m² s⁻¹)

A abordagem de Danckwerts (FOGLER, 2006), referente às condições de contorno quando há dispersão axial de massa, foi utilizada para a definição das condições de contorno da equação de conservação de energia (eq.3.41), fazendo-se uma analogia entre massa e energia. A abordagem de Danckwerts considera que não há troca de energia na direção radial fora do volume de controle, ou seja, em $\eta < 0$ e $\eta > 1$ (seção de aquecimento) e em $\eta < 2$ e $\eta > 3$ (seção de resfriamento). As equações 3.43 a 3.46 são as condições de contorno da equação 3.41 e são válidas para $0 \leq x \leq 1$.

$$T_2 \Big|_{\eta=1} = T_{2ENTRADA-AQ} + \frac{k_{ef\ 2-axial}}{\rho_2 cp_2 L v_{b2}} \cdot \frac{dT_2}{d\eta} \Big|_{\eta=1} \quad (3.43)$$

$$\frac{dT_2}{d\eta} \Big|_{\eta=0} = 0 \quad (3.44)$$

$$T_2 \Big|_{\eta=3} = T_{2ENTRADA-RF} + \frac{k_{ef\ 2-axial}}{\rho_2 cp_2 L v_{b2}} \cdot \frac{dT_2}{d\eta} \Big|_{\eta=3} \quad (3.45)$$

$$\frac{dT_2}{d\eta} \Big|_{\eta=2} = 0 \quad (3.46)$$

sendo :

$T_{2ENTRADA-AQ}$ = temperatura do fluido de serviço na entrada da seção de aquecimento
ou seja, em $\eta = 1$ (parâmetro) (K)

$T_{2ENTRADA-RF}$ = temperatura do fluido de serviço na entrada da seção de resfriamento
ou seja, em $\eta = 3$ (parâmetro) (K)

O fluido de serviço troca calor com o tubo interno e com o tubo externo, sendo os coeficientes globais de transferência de calor, U_2 (definido pela equação 3.37) e U_3 utilizados para definir estas trocas, respectivamente. O raio onde se tem a temperatura média, radialmente, do tubo externo, chamado de $r_{médiotb2}$, é calculado por meio da equação 3.47, de forma análoga ao calculado para o tubo interno (eq. 3.33).

$$r_{\text{médiorb2}} = \exp \left\{ \left[\frac{(r_2 + e_2)^2 \ln(r_2 + e_2) - (r_2^2 \ln r_2)}{(r_2 + e_2)^2 - (r_2)^2} \right] - \frac{1}{2} \right\} \quad (3.47)$$

O coeficiente global de transferência de calor entre o fluido de serviço e o tubo externo, U_3 , leva em conta as resistências térmicas que afetam a transferência de calor e é expresso pela equação 3.48. Admitiu-se que o coeficiente convectivo referente ao fluido de serviço e a parede interna do tubo externo indicado na equação 3.48 é igual ao coeficiente convectivo referente ao fluido de serviço e a parede externa do tubo interno, apresentado anteriormente na equação 3.36. O valor de h_e também pode ser calculado pela equação 3.38.

$$\frac{1}{U_3} = \frac{1}{h_e} + \frac{r_2}{k_{tb2}} \ln \left(\frac{r_{\text{médiorb2}}}{r_2} \right) \quad (3.48)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

onde:

k_{tb2} = condutividade térmica do tubo externo $(\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1})$

h_e = coeficiente convectivo entre fluido de serviço e o tubo externo $(\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1})$

$r_{\text{médiorb2}}$ = posição radial onde se observa a temperatura média do tubo externo, no estado estacionário (m)

U_3 = coeficiente global de troca térmica entre o fluido de serviço e o tubo externo $(\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1})$

A Figura 3.8 indica T_{tb2} , T_2 e U_3 .

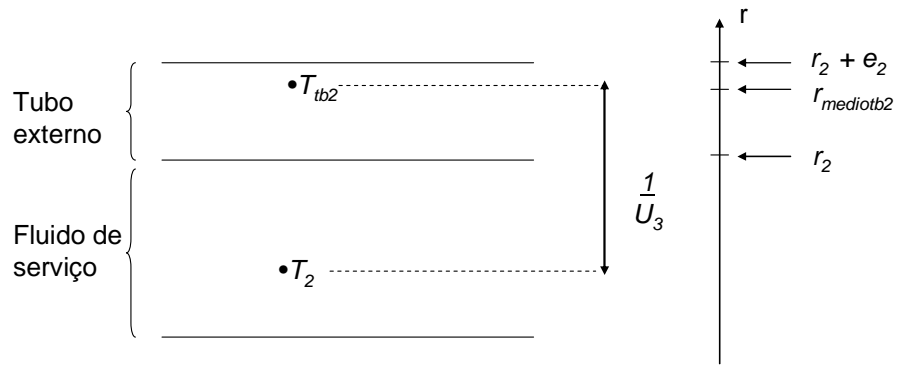


Figura 3.8. Esquema que indica o que representam T_{tb2} , T_2 e U_3 .

A variável \dot{Q}_2 , indicada na equação de conservação de energia (eq. 3.41) se refere ao calor trocado pelo fluido de serviço e é a somatória do calor trocado com o tubo interno e com o tubo externo (equação 3.49).

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{2-tb1} + \dot{Q}_{2-tb2} \quad (3.49)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

onde:

\dot{Q}_2 = taxa de calor trocado pelo fluido de serviço por unidade de volume
(W m⁻³)

\dot{Q}_{2-tb1} = taxa de calor trocado entre o fluido de serviço e o tubo interno por unidade de volume
(W m⁻³)

\dot{Q}_{2-tb2} = taxa de calor trocado entre o fluido de serviço e o tubo externo por unidade de volume
(W m⁻³)

As equações 3.50, 3.51 e 3.52 definem a área infinitesimal de referência entre o fluido de serviço e o tubo interno, a área infinitesimal de referência entre o fluido de serviço e o tubo externo e o volume infinitesimal do fluido de serviço, respectivamente.

$$dA_{2-tb1} = 2\pi(r_1 + e_1)dz \quad (3.50)$$

$$dA_{2-tb2} = 2\pi(r_2)dz \quad (3.51)$$

$$dV_2 = (\pi(r_2)^2 - (\pi(r_1 + e_1))^2)dz = \pi(r^2 - (r_1 + e_1)^2)dz \quad (3.52)$$

As equações 3.53 e 3.54 definem os termos Q_{2-tb1} e Q_{2-tb2} .

$$\dot{Q}_{2-tb1} = U_2 \frac{dA_{2-tb1}}{dV_2} (T_{tb1} - T_2) = U_2 \frac{2(r_1 + e_1)}{((r_2)^2 - (r_1 + e_1)^2)} (T_{tb1} - T_2) \quad (3.53)$$

$$\dot{Q}_{2-tb2} = U_3 \frac{dA_{2-tb2}}{dV_2} (T_{tb2} - T_2) = U_3 \frac{2 \cdot r_2}{((r_2)^2 - (r_1 + e_1)^2)} (T_{tb2} - T_2) \quad (3.54)$$

3.1.4 Modelagem do tubo externo

Para a modelagem do tubo externo, utilizaram-se as mesmas considerações já descritas para o tubo interno. A equação de conservação de energia neste caso resulta na equação 3.55. Como o gradiente radial de temperatura foi desprezado para tratar de forma global a troca de calor na região radial, utilizou-se o artifício de incluir esta troca no termo de geração de calor.

$$\frac{k_{tb2}}{\rho_{tb2} \cdot cp_{tb2} \cdot L^2} \cdot \frac{\partial^2 T_{tb2}}{\partial \eta^2} = \frac{\dot{Q}_{tb2}}{\rho_{tb2} \cdot cp_{tb2}} \quad (3.55)$$

para $0 < \eta < 1$ (seção de aquecimento)

para $2 < \eta < 3$ (seção de resfriamento)

sendo:

cp_{tb2} = calor específico a pressão constante do tubo externo (J kg⁻¹ K⁻¹)

k_{tb2} = condutividade térmica do tubo externo (W m⁻¹ K⁻¹)

\dot{Q}_{tb2} = taxa de calor trocado radialmente pelo tubo externo por unidade de volume (W m⁻³)

T_{tb2} = temperatura do tubo externo, axialmente (K)

ρ_{tb2} = densidade do tubo externo (kg m⁻³)

As condições de contorno referentes à equação 3.54 são indicadas pelas equações 3.56 a 3.59, considerando que não há troca de calor axial nas extremidades do tubo.

$$\left. \frac{dT_{tb2}}{d\eta} \right|_{\eta=0} = 0 \quad (3.56)$$

$$\left. \frac{dT_{tb2}}{d\eta} \right|_{\eta=1} = 0 \quad (3.57)$$

$$\left. \frac{dT_{tb2}}{d\eta} \right|_{\eta=2} = 0 \quad (3.58)$$

$$\left. \frac{dT_{tb2}}{d\eta} \right|_{\eta=3} = 0 \quad (3.59)$$

O tubo externo troca calor com o fluido de serviço por convecção e admitiu-se como hipótese, que troca também calor com o ar que circunda o trocador de calor por convecção natural. Essas trocas compõem o calor total trocado pelo tubo externo (equação 3.60).

$$\dot{Q}_{tb2} = \dot{Q}_{tb2-2} + \dot{Q}_{tb2-cn} \quad (3.60)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

sendo:

\dot{Q}_{tb2-2} = taxa de calor trocado pelo tubo externo com o fluido de serviço por unidade de volume (W m⁻³)

\dot{Q}_{tb2-cn} = taxa de calor trocado pelo tubo externo com o ar por convecção natural por unidade de volume (W m⁻³)

As equações 3.61 a 3.63 definem a área infinitesimal de referência entre o tubo externo e o fluido de serviço, a área de referência entre o tubo externo e o ar

que circunda o tubo externo e o volume infinitesimal do tubo externo, respectivamente.

$$dA_{tb2-2} = 2\pi r_2 dz \quad (3.61)$$

$$dA_{tb2-ar} = 2\pi(r_2 + e_2) dz \quad (3.62)$$

$$dV_{tb2} = (\pi(r_2 + e_2)^2 - \pi(r_2)^2) dz = \pi((r_2 + e_2)^2 - (r_2)^2) dz \quad (3.63)$$

As equações 3.64 e 3.65 representam respectivamente os termos \dot{Q}_{tb2-2} e \dot{Q}_{tb2-cn} e são válidas para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento) e para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento).

$$\dot{Q}_{tb2-2} = U_3 \frac{dA_{tb2-2}}{dV_{tb2}} (T_2 - T_{tb2}) = U_3 \frac{2r_2}{((r_2 + e_2)^2 - (r_2)^2)} (T_2 - T_{tb2}) \quad (3.64)$$

$$\dot{Q}_{tb2-cn} = U_4 \frac{dA_{tb2-ar}}{dV_{tb2}} (T_{ar} - T_{tb2}) = U_4 \frac{2(r_2 + e_2)}{((r_2 + e_2)^2 - (r_2)^2)} (T_{ar} - T_{tb2}) \quad (3.65)$$

em que:

dA_{tb2-2} = área infinitesimal de referência entre o tubo externo e o fluido de serviço
(m²)

dA_{tb2-ar} = área infinitesimal de referência entre o tubo externo e o ar que circunda o trocador de calor
(m²)

dV_{tb2} = volume infinitesimal do tubo externo
(m³)

T_{ar} = temperatura média do ar que circunda o trocador de calor (K)

U_4 = coeficiente global de transferência de calor entre o tubo externo e o ar que circunda o trocador de calor
(W m⁻² K⁻¹)

O termo U_4 é calculado pela equação 3.66 que engloba as resistências térmicas que influenciam o transporte de calor. O parâmetro h_{cn} é o coeficiente de transferência de calor entre o ar e o trocador de calor por convecção natural. A Figura 3.9 indica a que se refere o termo U_4 .

$$\frac{1}{U_4} = \frac{r_2 + e_2}{k_{tb2}} \ln\left(\frac{r_2 + e_2}{r_{\text{médiotb2}}}\right) + \frac{1}{h_{cn}} \quad (3.66)$$

para $0 \leq \eta \leq 1$ (seção de aquecimento)

para $2 \leq \eta \leq 3$ (seção de resfriamento)

em que:

h_{cn} = coeficiente de transferência de calor entre o ar e o trocador de calor por convecção natural ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

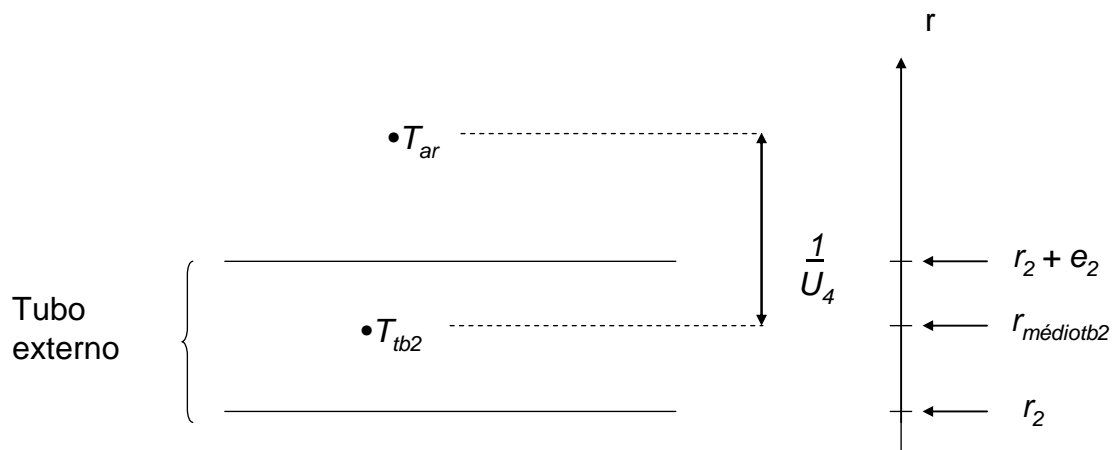


Figura 3.9. Esquema indicando as temperaturas T_{ar} , T_{tb2} , o coeficiente de transferência de calor entre o ar e o trocador de calor por convecção natural h_{cn} e o coeficiente global de troca térmica, U_4 .

3.2 MODELAGEM DO TUBO DE RETENÇÃO

Nesta modelagem, os volumes de controle considerados foram: fluido produto, tubo interno e isolamento térmico. As dimensões do tubo interno e do isolamento térmico foram ilustradas anteriormente na Figuras 3.4. Admitiu-se que o tubo de retenção possuía o mesmo diâmetro do tubo interno das seções de aquecimento e de resfriamento.

3.2.1 Modelagem do fluido produto

As hipóteses admitidas no item 3.1.1 se aplicam também ao item 3.2.1.

3.2.1.1 Equação de conservação do componente A

A equação de conservação do componente A (eq. 3.8) citada no item 3.1.1 se aplica também neste caso mas, é válida para $1 < \eta \leq 2$ e $0 < x < 1$.

As condições de contorno pertinentes a equação 3.8 são descritas pelas equações 3.67 a 3.69. A condição da equação 3.67 deve-se a simetria do eixo considerada e a 3.68 devido à consideração de impermeabilidade da parede do tubo ao componente A. A condição de contorno dada pela equação 3.69 é de igualdade de concentração sendo que $C_{A-ENTRADA-RET}$ é uma variável que será calculada pelo modelo desenvolvido.

$$\left. \frac{dC_A}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad , \text{ para } 1 < \eta \leq 2 \quad (3.67)$$

$$\left. \frac{dC_A}{dx} \right|_{x=1} = 0 \quad , \text{ para } 1 < \eta \leq 2 \quad (3.68)$$

$$C_A|_{\eta=1} = C_{A-ENTRADA-RET} \quad , \text{ para } 0 < x < 1 \quad (3.69)$$

em que:

$C_{A-ENTRADA-RET}$ = concentração do componente A na entrada do tubo de retenção (kg m⁻³ ou UFC m⁻³)

A equação 3.69 será substituída pela equação 3.86 no modelo de união das seções do trocador do trocador a ser apresentado posteriormente neste capítulo.

3.2.1.2 Equação de conservação de energia

As informações fornecidas no item 3.1.1.2 sobre a equação de conservação de energia nas seções de aquecimento e de resfriamento se aplicam a este item, sendo a equação 3.16 anteriormente citada utilizada também para este volume de controle. As condições de contorno referentes a equação 3.16 (válida neste caso para $1 < \eta \leq 2$ e $0 < x < 1$) são indicadas pelas equações 3.70 a 3.72 a seguir.

$$T_1 \Big|_{\eta=1} = T_{1ENTRADA-RET}, 0 < x < 1 \quad (3.70)$$

$$\frac{dT_1}{dx} \Big|_{x=0} = 0, \text{ para } 1 < \eta \leq 2 \quad (3.71)$$

$$-\frac{k_{ef1-radial}}{r_1} \cdot \frac{dT_1}{dx} \Big|_{x=1} = U_1 (T_1^* - T_{tb1}), \text{ para } 1 < \eta \leq 2 \quad (3.72)$$

sendo:

$T_{1ENTRADA-RET}$ = temperatura do fluido produto na entrada do tubo de retenção (K)

A equação 3.70 será substituída pela equação 3.89 no modelo de união das seções do trocador do trocador a ser apresentado posteriormente neste capítulo.

3.2.2 Modelagem do tubo interno

No caso do tubo interno presente no tubo de retenção, as hipóteses são as mesmas que as já descritas no item 3.1.2 para o caso da modelagem do tubo interno nas seções de aquecimento e resfriamento. A equação 3.21 e as condições de contorno descritas pelas equações 3.23 e 3.24 no mesmo item também se aplicam para este caso, porém, são válidas para $1 < \eta < 2$.

No tubo de retenção, a troca de calor ocorre por condução no fluido interno e por condução através do isolamento térmico e, portanto a taxa de calor trocada pelo tubo interno, \dot{Q}_{tb1} é calculada por meio da equação 3.73.

$$\dot{Q}_{tb1} = \dot{Q}_{tb1-1} + \dot{Q}_{tb1-iso}, \quad 1 \leq \eta \leq 2 \quad (3.73)$$

sendo:

\dot{Q}_{tb1} = taxa de calor total trocado pelo tubo interno por unidade de volume ($W m^{-3}$)

\dot{Q}_{tb1-1} = taxa de calor trocado pelo tubo interno com o fluido produto por unidade de volume ($W m^{-3}$)

$\dot{Q}_{tb1-iso}$ = taxa de calor trocado pelo tubo interno com o isolamento térmico por unidade de volume ($W m^{-3}$)

Os termos \dot{Q}_{tb1} , \dot{Q}_{tb1-1} e dV_{tb1} foram descritos anteriormente pelas equações 3.26 e 3.29 e 3.35 respectivamente e são válidos neste caso, porém, para $1 \leq \eta \leq 2$ e $0 \leq x \leq 1$. A equação 3.74 se refere ao termo $dA_{tb1-iso}$ presente na equação 3.75, que representa o termo $\dot{Q}_{tb1-iso}$.

$$dA_{tb1-iso} = 2\pi(r_1 + e_1)dz \quad (3.74)$$

$$\dot{Q}_{tb1-iso} = U_5 \frac{dA_{tb1-iso}}{dV_{tb1}} (T_{iso} - T_{tb1}) = U_5 \left(\frac{2 \cdot (r_1 + e_1)}{(r_1 + e_1)^2 - (r_1)^2} \right) (T_{iso} - T_{tb1}) \quad (3.75)$$

para $1 \leq \eta \leq 2$

em que:

$dA_{tb1-iso}$ = área infinitesimal referente à área de referência entre o tubo interno e o isolamento térmico (m²)

T_{iso} = temperatura média radial do isolamento térmico (K)

U_5 = coeficiente global de troca térmica entre o tubo interno e o isolamento térmico (W m⁻²K⁻¹)

A Figura 3.10 indica o termo U_5 e a equação 3.76 o define.

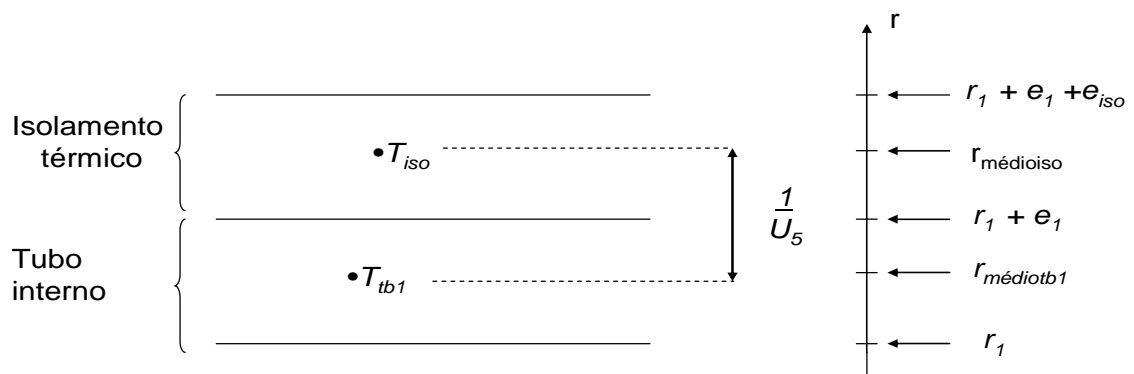


Figura 3.10. Esquema indicando o coeficiente de troca térmica U_5 .

O coeficiente global de transferência de calor entre o tubo interno e o isolamento térmico, U_5 é descrito pela equação 3.76 e leva em conta as resistências térmicas condutivas para a transferência de calor entre o tubo metálico (interno) e o isolamento térmico, ambos em relação à posição onde se tem a temperatura média dos tubos, radialmente, $r_{médio\ tb1}$ e $r_{médio\ iso}$, respectivamente.

$$\frac{1}{U_5} = \frac{(r_1 + e_1)}{k_{tb1}} \ln\left(\frac{r_1 + e_1}{r_{médio\ tb1}}\right) + \frac{(r_1 + e_1)}{k_{iso}} \ln\left(\frac{r_{médio\ iso}}{r_1 + e_1}\right), \text{ para } 1 \leq \eta \leq 2 \quad (3.76)$$

sendo:

$$k_{iso} = \text{condutividade térmica do isolamento térmico} \quad (\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1})$$

$$r_{médio\ iso} = \text{posição radial onde se observa a temperatura média do isolamento térmico em condições estacionárias} \quad (\text{m})$$

A equação 3.77 é usada para o cálculo de $r_{médio\ iso}$ e foi definida de forma análoga à $r_{médio\ tb1}$.

$$r_{médio\ iso} = \exp\left\{ \left[\frac{(r_1 + e_1 + e_{iso})^2 \ln(r_1 + e_1 + e_{iso}) - (r_1 + e_1)^2 \ln(r_1 + e_1)}{(r_1 + e_1 + e_{iso})^2 - (r_1 + e_1)^2} \right] - \frac{1}{2} \right\} \quad (3.77)$$

3.2.3 Modelagem do isolamento térmico

As hipóteses adotadas na modelagem do isolamento térmico foram as mesmas adotadas para o tubo interno.

A equação 3.78 é a equação de conservação de energia para isolamento térmico e as equações 3.79 e 3.80 definem as condições de contorno pertinentes.

$$\frac{k_{iso}}{\rho_{iso} cp_{iso} L^2} \cdot \frac{\partial^2 T_{iso}}{\partial \eta^2} = \frac{\dot{Q}_{iso}}{\rho_{iso} cp_{iso}}, \text{ para } 1 < \eta < 2 \quad (3.78)$$

$$\left. \frac{dT_{iso}}{d\eta} \right|_{\eta=1} = 0, \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.79)$$

$$\left. \frac{dT_{iso}}{d\eta} \right|_{\eta=2} = 0, \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.80)$$

em que:

$c_{p_{iso}}$ = calor específico do isolamento térmico a pressão constante ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

k_{iso} = condutividade térmica do isolamento térmico por unidade de volume
($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)

\dot{Q}_{iso} = taxa de calor trocado pelo isolamento térmico por unidade de volume
(W m^{-3})

ρ_{iso} = densidade do isolamento térmico (kg m^{-3})

No isolamento térmico, a troca de calor ocorre por condução com o tubo interno e por convecção com o ar que circunda o equipamento, portanto tem-se a equação 3.81.

$$\dot{Q}_{iso} = \dot{Q}_{iso-tb1} + \dot{Q}_{iso-cn}, \text{ para } 1 \leq \eta \leq 2 \quad (3.81)$$

em que:

\dot{Q}_{iso} = taxa de calor trocado pelo isolamento térmico por unidade de volume
(W m^{-3})

$\dot{Q}_{iso-tb1}$ = taxa de calor trocado pelo isolamento térmico com o tubo interno por unidade de volume
(W m^{-3})

\dot{Q}_{iso-cn} = taxa de calor trocado pelo isolamento térmico com o ar por convecção natural por unidade de volume
(W m^{-3})

Considerou-se a área externa do tubo como a área de referência para a troca de calor do tubo com o isolamento térmico, $dA_{iso-tb1}$ (equação 3.82), sendo que a mesma tem valor igual à $dA_{tb1-iso}$ (eq. 3.74) já citada anteriormente. O volume infinitesimal do isolamento térmico é descrito pela equação 3.83 e a área externa do isolamento térmico foi utilizada como área de referência referente às trocas com o ar que circunda o equipamento (equação 3.84).

$$dA_{iso-tb1} = 2\pi(r_1 + e_1) dz \quad (3.82)$$

$$dV_{iso} = (\pi \cdot (r_1 + e_1 + e_{iso})^2) - (\pi(r_1 + e_1)^2) dz = \pi((r_1 + e_1 + e_{iso})^2 - (r_1 + e_1)^2) dz \quad (3.83)$$

$$dA_{iso-cn} = 2\pi(r_1 + e_1 + e_{iso}) dz \quad (3.84)$$

As equações 3.85 e 3.86 representam os termos da equação 3.81, definidas de forma análoga às trocas com o ambiente existentes nas seções de aquecimento e de resfriamento.

O coeficiente global de transferência de calor entre o isolamento térmico e o ar que circunda o equipamento, por convecção natural, foi nomeado U_6 e é definido pela equação 3.87. O termo é composto pela resistência condutiva no tubo somado à resistência à convecção natural do ar na superfície do tubo (Figura 3.11).

$$\dot{Q}_{iso-tb1} = U_5 \frac{dA_{iso-tb1}}{dV_{iso}} (T_{tb1} - T_{iso}) = U_5 \left(\frac{2(r_1 + e_1)}{(r_1 + e_1 + e_{iso})^2 - (r_1 + e_1)^2} \right) (T_{tb1} - T_{iso})$$

$$\text{para } 1 \leq \eta \leq 2 \quad (3.85)$$

$$\dot{Q}_{iso-cn} = U_6 \frac{dA_{iso-ar}}{dV_{iso}} (T_{ar} - T_{iso}) = U_6 \left(\frac{2(r_1 + e_1 + e_{iso})}{(r_1 + e_1 + e_{iso})^2 - (r_1 + e_1)^2} \right) (T_{ar} - T_{iso}),$$

$$\text{para } 1 \leq \eta \leq 2 \quad (3.86)$$

$$\frac{1}{U_6} = \frac{(r_1 + e_1 + e_{iso})}{k_{iso}} \ln \left(\frac{r_1 + e_1 + e_{iso}}{r_{\text{médio-iso}}} \right) + \frac{1}{h_{cn}}, \quad 1 \leq \eta \leq 2 \quad (3.87)$$

em que:

U_6 = coeficiente global de troca térmica entre o isolamento térmico e o ar que circunda o isolamento térmico por unidade de volume ($W m^2 K^{-1}$)

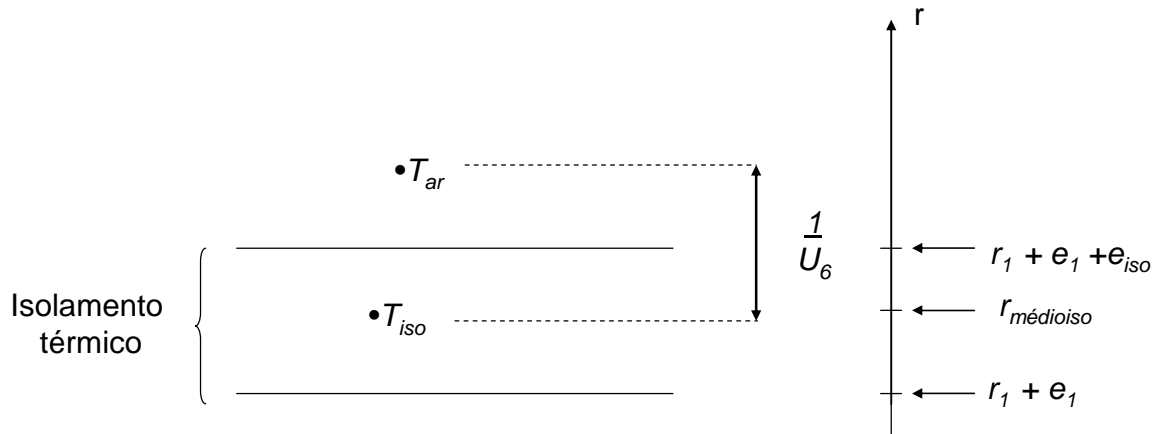


Figura 3.11. Esquema indicando o coeficiente global de troca térmica U_6 .

3.3 MODELO DE UNIÃO DAS SEÇÕES DO TROCADOR

Nos itens 3.1 e 3.2 foram descritas todas as equações dos modelos individuais das seções de aquecimento e de resfriamento e do modelo do tubo de retenção, assim como as condições de contorno pertinentes às mesmas. Além destes, um modelo de união das seções de aquecimento, tubo de retenção e da seção de resfriamento foi elaborado com o objetivo de se realizar simulações do processo completo, considerando o fluido produto escoando dentro do tubo interno, de forma contínua, percorrendo todas as seções do trocador. Portanto, foram desenvolvidos 3 modelos conforme indicado a seguir:

- a) modelo da seção de aquecimento/resfriamento
- b) modelo do tubo de retenção
- c) modelo de união das seções de aquecimento, retenção e resfriamento

A modelagem das seções de aquecimento e resfriamento é única uma vez que o que muda entre as duas seções são os valores das propriedades e condições de processo do fluido de serviço.

Na implementação dos modelos utilizando um *software* (detalhes no item 3.5), as informações necessárias foram declaradas conforme segue:

- Modelo de aquecimento / resfriamento: parâmetros, variáveis, equações de conservação de massa para o fluido produto e de energia para o fluido de serviço, fluido produto, tubo interno e externo.

- Modelo do tubo de retenção: parâmetros, variáveis, equações de conservação de massa para o fluido produto e de energia para o tubo interno e o fluido produto. Parâmetros, variáveis e equações de conservação de energia para o isolamento térmico.

- Modelo de união das seções do trocador de calor: condições de contorno específicas para cada seção do equipamento. Além dessas, foram inseridas condições de contorno para os pontos de encontro entre as seções.

Baseou-se no fato de que as grandezas físicas temperatura e concentração têm valores iguais no final de uma seção do trocador e no início da seção imediatamente seguinte. Por exemplo, a temperatura ao final da seção de aquecimento ($\eta = 1$) deve ser necessariamente a mesma na entrada do tubo de retenção ($\eta = 1$). Na Figura 3.12, as flechas indicam as posições nas quais condições de contorno tiveram que ser impostas para garantir que houvesse a continuidade dos perfis em seções.

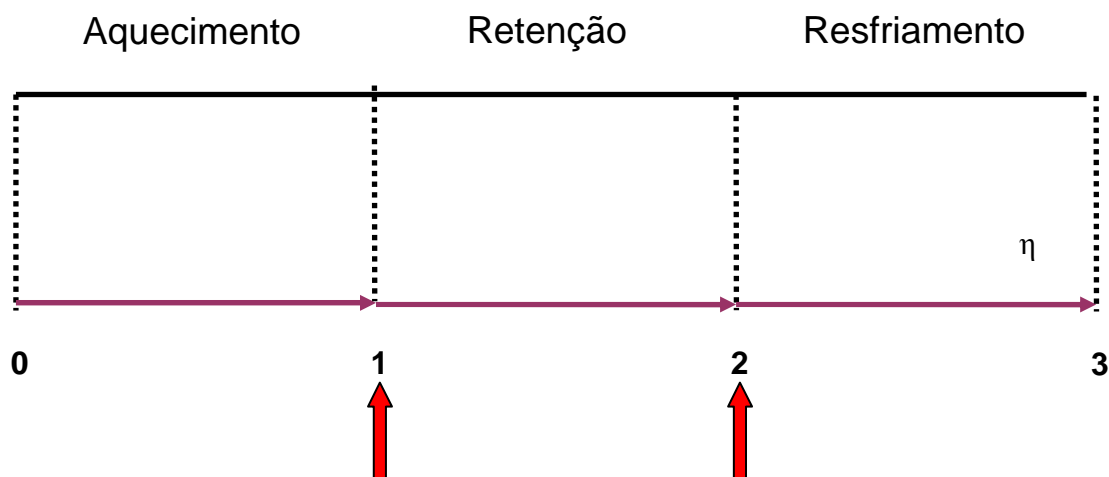


Figura 3.12. Esquema do trocador de calor indicando as posições onde fez-se necessário impor condições de contorno para garantir a continuidade dos perfis de temperatura e concentração dos fluidos.

Para que se possa melhor compreender as condições de contorno utilizadas no modelo de união das seções, foram criadas as Tabelas 3.1 e 3.2 com as condições de contorno, já citadas em itens anteriores, utilizadas para as equações dos modelos de aquecimento/resfriamento e tubo de retenção.

Tabela 3.1 - Condições de contorno anteriormente apresentadas referentes ao fluido produto e tubo interno, para cada seção do trocador.

SEÇÃO DO TROCADOR DE CALOR		
Aquecimento	Tubo de retenção	Resfriamento
$\left. \frac{\partial C_A}{\partial x} \right _{x=0} = 0$ (eq. 3.9)	$\left. \frac{dC_A}{dx} \right _{x=0} = 0$ (eq. 3.67)	$\left. \frac{\partial C_A}{\partial x} \right _{x=0} = 0$ (eq. 3.9)
$\left. \frac{\partial C_A}{\partial x} \right _{x=1} = 0$ (eq. 3.10)	$\left. \frac{dC_A}{dx} \right _{x=1} = 0$ (eq. 3.68)	$\left. \frac{\partial C_A}{\partial x} \right _{x=1} = 0$ (eq. 3.10)
$C_A _{\eta=0} = C_{A-ENTRADA-AQ}$ (eq. 3.11)	$C_A _{\eta=1} = C_{A-ENTRADA-RET}$ (eq. 3.69)	$C_A _{\eta=2} = C_{A-ENTRADA-RF}$ (eq. 3.12)
$T_1 _{\eta=0} = T_{1ENTRADA-AQ}$ (eq. 3.17)	$T_1 _{\eta=1} = T_{1ENTRADA-RT}$ (eq. 3.70)	$T_1 _{\eta=2} = T_{1ENTRADA-RF}$ (eq. 3.18)
$\left. \frac{dT_1}{dx} \right _{x=0} = 0$ (eq. 3.19)	$\left. \frac{dT_1}{dx} \right _{x=0} = 0$ (eq. 3.71)	$\left. \frac{dT_1}{dx} \right _{x=0} = 0$ (eq. 3.19)
$-\frac{k_{efl-radial}}{r_1} \cdot \left. \frac{dT_1}{dx} \right _{x=1} = U_1 (T_1^* - T_{tb1})$ (eq. 3.20)	$-\frac{k_{efl-radial}}{r_1} \cdot \left. \frac{dT_1}{dx} \right _{x=1} = U_1 (T_1^* - T_{tb1})$ (eq. 3.72)	$-\frac{k_{efl-radial}}{r_1} \cdot \left. \frac{dT_1}{dx} \right _{x=1} = U_1 (T_1^* - T_{tb1})$ (eq. 3.20)
$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right _{\eta=0} = 0$ (eq. 3.22)	$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right _{\eta=1} = 0$ (eq. 3.23)	$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right _{\eta=2} = 0$ (eq. 3.24)
$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right _{\eta=1} = 0$ (eq. 3.23)	$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right _{\eta=2} = 0$ (eq. 3.24)	$\left. \frac{dT_{tb1}}{d\eta} \right _{\eta=3} = 0$ (eq. 3.25)

Tabela 3.2 - Condições de contorno anteriormente apresentadas referentes ao fluido de serviço, tubo externo e isolamento térmico, para cada seção do trocador.

SEÇÃO DO TROCADOR DE CALOR		
Aquecimento	Tubo de retenção	Resfriamento
$T_2 _{\eta=1} = T_{2ENTRADA-AQ}$ $+ \frac{k_{ef2-axial}}{\rho_2 cp_2 L v_{b2}} \cdot \frac{dT_2}{d\eta} \Big _{\eta=1}$ <p>(eq. 3.43)</p>	--	$T_2 _{\eta=3} = T_{2ENTRADA-RF} +$ $\frac{k_{ef2-axial}}{\rho_2 cp_2 L v_{b2}} \cdot \frac{dT_2}{d\eta} \Big _{\eta=3}$ <p>(eq. 3.45)</p>
$\frac{dT_2}{d\eta} \Big _{\eta=0} = 0$ <p>(eq. 3.44)</p>	--	$\frac{dT_2}{d\eta} \Big _{\eta=2} = 0$ <p>(eq. 3.46)</p>
$\frac{dT_{tb2}}{d\eta} \Big _{\eta=0} = 0$ <p>(eq. 3.56)</p>	--	$\frac{dT_{tb2}}{d\eta} \Big _{\eta=2} = 0$ <p>(eq. 3.58)</p>
$\frac{dT_{tb2}}{d\eta} \Big _{\eta=1} = 0$ <p>(eq. 3.57)</p>	--	$\frac{dT_{tb2}}{d\eta} \Big _{\eta=3} = 0$ <p>(eq. 3.59)</p>
--	$\frac{dT_{iso}}{d\eta} \Big _{\eta=1} = 0$ <p>(eq.3.79)</p>	--
--	$\frac{dT_{iso}}{d\eta} \Big _{\eta=2} = 0$ <p>(eq.3.80)</p>	--

Todas as condições de contorno indicadas nas Tabelas 3.1 e 3.2, com exceção das equações destacadas em cor cinza (todas em $\eta = 1$ e $\eta = 2$, referente ao fluido produto), foram declaradas no modelo de união das seções do trocador, da maneira como descritas nas tabelas, nas seções correspondentes.

As equações que foram destacadas na cor cinza não foram declaradas, da maneira que aparecem nas Tabelas 3.1 e 3.2, pois são referentes às conexões entre as seções e como dito anteriormente, fez-se necessário garantir a continuidade das

grandezas nestes pontos de interface. Para que o número de graus de liberdade fosse zero, fez-se necessário substituí-las por condições de contorno adequadas.

A equação $C_A|_{\eta=1} = C_{A-ENTRADA-RET}$ (equação 3.69) não foi declarada no modelo de retenção pois $C_A|_{\eta=1}$ no tubo de retenção deve apresentar, necessariamente, o mesmo valor que o $C_A|_{\eta=1}$ na seção de aquecimento. Portanto, ao invés da equação 3.69 declarou-se a equação 3.88 a seguir para impor a igualdade de concentração de A nesta interface entre as seções.

$$C_A|_{\eta=1}(\text{retenção}) = C_A|_{\eta=1}(\text{aquecimento}), \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.88)$$

O mesmo procedimento foi adotado no caso da equação $C_A|_{\eta=2} = C_{A-ENTRADA-RF}$ (equação 3.12), que não foi declarada e inseriu-se a equação 3.89.

$$C_A|_{\eta=2}(\text{retenção}) = C_A|_{\eta=2}(\text{resfriamento}), \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.89)$$

De forma análoga, as equações $T_1|_{\eta=1} = T_{1ENTRADA-RET}$ (equação 3.70) e $T_1|_{\eta=2} = T_{1ENTRADA-RF}$ (equação 3.18) não foram utilizadas no modelo pois os valores de $T_{1ENTRADA-RET}$ e $T_{1ENTRADA-RF}$ são calculadas pelos modelos elaborados e precisam necessariamente serem iguais aos valores de interface do trocador. As equações 3.90 e 3.91 foram usadas então para garantir a igualdade entre as seções.

$$T_1|_{\eta=1}(\text{aquecimento}) = T_1|_{\eta=1}(\text{retenção}), \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.90)$$

$$T_1|_{\eta=2}(\text{retenção}) = T_1|_{\eta=2}(\text{resfriamento}), \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.91)$$

A equação 3.23, apresentada na Tabela 3.1, não foi declarada no modelo de união tendo-se declarado a equação 3.92 para garantir a igualdade do fluxo de calor no tubo interno nesta interface.

$$\left. \frac{\partial T_{tb1}}{\partial \eta} \right|_{\eta=1} (\text{aquecimento}) = \left. \frac{\partial T_{tb1}}{\partial \eta} \right|_{\eta=1} (\text{retenção}), \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.92)$$

A equação 3.24, que aparecem duas vezes na Tabela 3.1, foi substituída pela equação 3.91.

$$\left. \frac{\partial T_{tb1}}{\partial \eta} \right|_{\eta=2} (\text{retenção}) = \left. \frac{\partial T_{tb1}}{\partial \eta} \right|_{\eta=2} (\text{resfriamento}), \text{ para } 0 \leq x \leq 1 \quad (3.93)$$

3.4 PARÂMETROS E VARIÁVEIS DOS MODELOS ELABORADOS

Os parâmetros dos modelos de aquecimento / resfriamento e tubo de retenção são indicados nas Tabelas 3.3 a 3.6. Os parâmetros assinalados com um “X” foram usados no modelo considerado.

Tabela 3.3 - Parâmetros do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) referentes ao fluido produto e de serviço – contínua.

PARÂMETROS		MODELO		
		AQ	RT	RF
FLUIDO PRODUTO				
cp_1	calor específico a pressão constante do fluido produto ($J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	X	X	X
$C_{A-ENTRAD_{AQ}}$	concentração do componente A na entrada da seção de aquecimento em $\eta=0$ (UFC m^{-3} ou kg m^{-3})	X	—	
$D_{efA-radial}$	difusividade mássica efetiva radial do componente A no fluido produto ($\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$)	X	X	X
$k_{ef1-radial}$	condutividade térmica efetiva radial do fluido produto ($\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	X	X	X
n	índice de comportamento (-)	X	X	X

Tabela 3.3 - Parâmetros do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) referentes ao fluido produto e de serviço – conclusão.

PARÂMETROS		MODELO		
		AQ	RT	RF
$T_{1ENTRADA-AQ}$	temperatura do fluido produto na entrada da seção de aquecimento (K)	X	--	--
\bar{v}_1	velocidade axial média do fluido produto ($m\ s^{-1}$)	X	X	X
$\alpha_{ef1-radial}$	difusividade térmica efetiva radial do fluido produto ($m^2\ s^{-1}$)	X	X	X
ρ_1	densidade do fluido produto ($kg\ m^{-3}$)	X	X	X
FLUIDO DE SERVIÇO				
cp_2	calor específico a pressão constante do fluido de serviço ($J\ kg^{-1}.K^{-1}$)	X	--	X
$k_{ef2-axial}$	condutividade térmica efetiva axial do fluido de serviço ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	X	--	X
$T_{2ENTRADA-AQ}$	temperatura do fluido de serviço na entrada da seção de aquecimento (K)	X	--	--
$T_{2ENTRADA-RF}$	temperatura do fluido de serviço na entrada da seção de resfriamento (K)	X	--	X
\bar{v}_2	velocidade axial média do fluido de serviço ($m^3\ s^{-1}$)	X	--	X
$\alpha_{ef2-axial}$	difusividade térmica efetiva axial do fluido de serviço ($m^2\ s^{-1}$)	X	--	X
ρ_2	densidade do fluido de serviço ($kg\ m^{-3}$)	X	--	X

Tabela 3.4 - Parâmetros do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e resfriamento (RF) referentes ao tubo interno, tubo externo e isolamento térmico.

PARÂMETROS		MODELO		
		AQ	RT	RF
cp_{tb1}	calor específico a pressão constante do tubo interno ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	X	X	X
cp_{tb2}	calor específico a pressão constante do tubo externo ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	X	--	X
cp_{iso}	calor específico a pressão constante do isolamento térmico ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	--	X	X
e_1	espessura do tubo interno (m)	X	X	X
e_2	espessura do tubo externo (m)	X	--	X
e_{iso}	espessura do isolamento térmico (m)	--	X	--
k_{tb1}	condutividade térmica do tubo interno ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	X	X	X
k_{tb2}	condutividade térmica do tubo externo ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	X	--	X
k_{iso}	condutividade térmica do isolamento térmico ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	--	X	--
L	comprimento da seção do trocador de calor (m)	X	X	--
$r_{médio\ tb1}$	posição onde se observa a temperatura média radial do tubo interno no estado estacionário (m)	X	X	X
$r_{médio\ tb2}$	posição onde se observa a temperatura média radial do tubo externo no estado estacionário (m)	X	--	X
$r_{médio\ iso}$	posição onde se observa a temperatura média radial do isolamento térmico no estado estacionário (m)	--	X	--
r_1	raio interno do tubo interno (m)	X	X	X
r_2	raio interno do tubo externo (m)	X	--	X
ρ_{tb1}	densidade do tubo interno ($kg\ m^{-3}$)	X	X	X
ρ_{tb2}	densidade do tubo externo ($kg\ m^{-3}$)	X	--	X
ρ_{iso}	densidade do isolamento térmico ($kg\ m^{-3}$)	--	X	--

Tabela 3.5 - Parâmetros do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) referentes ao componente genérico A.

PARÂMETROS		MODELO		
		AQ	RT	RF
D_{ref}	tempo de redução decimal do componente A na temperatura de referência (s)	X	X	X
T_{ref}	temperatura de referência (K)	X	X	X
z	variação de temperatura necessária para promover uma variação de 10 vezes no valor de D (K)	X	X	X

Tabela 3.6 - Parâmetros do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) referentes aos coeficientes convectivos individuais, global de troca térmica e temperatura do ar que circunda o trocador de calor.

PARÂMETROS		MODELO		
		AQ	RT	RF
h_e	coeficiente convectivo entre o o fluido de serviço e a superfície externa do tubo interno ou a superfície interna do tubo externo ($W m^{-2} K^{-1}$)	X	--	X
h_{cn}	coeficiente de transferência de calor entre o ar e o trocador de calor por convecção natural ($W m^{-2} K^{-1}$)	X	X	X
U_1	coeficiente global de troca térmica entre o fluido produto e tubo interno ($W m^{-2} K^{-1}$)	X	X	X
U_2	coeficiente global de troca térmica entre o tubo interno e fluido de serviço ($W m^{-2} K^{-1}$)	X	--	X
U_3	coeficiente global de troca térmica entre o fluido de serviço e o tubo externo ($W m^{-2} K^{-1}$)	X	--	X
U_4	coeficiente global de troca térmica entre o tubo externo e o ar que circunda o trocador de calor ($W m^{-2} K^{-1}$)	X	--	X
U_5	coeficiente global de troca térmica entre o tubo interno e o isolamento térmico ($W m^{-2} K^{-1}$)	--	X	--
U_6	coeficiente global de troca térmica entre o isolamento térmico e o ar que circunda o isolamento térmico ($W m^{-2} K^{-1}$)	--	X	--
T_{ar}	temperatura do ar que circunda o trocador de calor (K)	X	X	X

As variáveis dos modelos elaborados são descritas nas Tabelas 3.7 e 3.8.

Tabela 3.7 - Variáveis do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) do referentes ao fluido produto, de serviço, do componente genérico A, dos tubos interno e externo e do coeficiente convectivo.

VARIÁVEIS		MODELO		
		AQ	RT	RF
$C_A(\eta, x)$	concentração volumétrica do componente A (kg m ⁻³ ou UFC m ⁻³)	X	X	X
$\bar{C}_A(\eta)$	média de mistura da concentração volumétrica do componente A (kg m ⁻³ ou UFC m ⁻³)	X	X	X
$D(\eta, x)$	tempo de redução decimal do componente A (s)	X	X	X
$r_A(\eta, x)$	taxa de reação do componente A (kg m ⁻³ s ⁻¹ ou UFC m ⁻³ s ⁻¹)	X	X	X
$T_1(\eta, x)$	temperatura do fluido produto (K)	X	X	X
$\bar{T}_1(\eta)$	média de mistura da temperatura do fluido produto (K)	X	X	X
$T_2(\eta)$	temperatura média radial do fluido de serviço (K)	X	--	X
$T_{iso}(\eta)$	temperatura do isolamento térmico (K)	--	X	--
$T_{tb1}(\eta)$	temperatura do tubo interno (K)	X	X	X
$T_{tb2}(\eta)$	temperatura do tubo externo (K)	X	--	X
$v_1(x)$	velocidade do fluido produto (m s ⁻¹)	X	X	X

Tabela 3.8 - Variáveis do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) referentes às taxa de calor – contínua.

VARIÁVEIS		MODELO		
		AQ	RT	RF
$\dot{Q}_2(\eta)$	taxa de calor trocado pelo fluido de serviço por unidade de volume (W m ⁻³)	X	--	X
$\dot{Q}_{2-tb1}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo fluido de serviço e o tubo interno por unidade de volume (W m ⁻³)	X	--	X
$\dot{Q}_{2-tb2}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo fluido de serviço e o tubo externo por unidade de volume (W m ⁻³)	X	--	X
$\dot{Q}_{tb1}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo interno por unidade de volume (W m ⁻³)	X	X	X
$\dot{Q}_{tb1-1}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo interno e o fluido interno por unidade de volume (W m ⁻³)	X	X	X
$\dot{Q}_{tb1-2}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo interno e o fluido de serviço por unidade de volume (W m ⁻³)	X	--	X
$\dot{Q}_{tb1-iso}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo interno e isolamento térmico por unidade de volume (W m ⁻³)	--	X	--

Tabela 3.8. Variáveis do modelo de aquecimento (AQ), de retenção (RT) e de resfriamento (RF) referentes as taxa de calor – conclusão.

VARIÁVEIS		MODELO		
		AQ	RT	RF
$\dot{Q}_{tb2}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo externo por unidade de volume ($W m^{-3}$)	X	--	X
$\dot{Q}_{tb2-2}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo externo e o fluido de serviço por unidade de volume ($W m^{-3}$)	X	--	X
$\dot{Q}_{tb2-cn}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo tubo externo e o ar por convecção natural por unidade de volume ($W m^{-3}$)	X	--	X
$\dot{Q}_{iso}(\mu)$	taxa de calor trocado pelo isolamento térmico por unidade de volume ($W m^{-3}$)	--	X	--
$\dot{Q}_{iso-tb1}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo isolamento térmico e o tubo interno por unidade de volume ($W m^{-3}$)	--	X	--
$\dot{Q}_{iso-cn}(\eta)$	taxa de calor trocado pelo isolamento térmico e o ar por convecção natural por unidade de volume ($W m^{-3}$)	--	X	--

3.5. SIMULAÇÃO

Um sistema de equações com número de graus de liberdade nulo foi elaborado para as simulações sendo que para a integração foram utilizadas técnicas numéricas de discretização espacial (método de diferenças finitas) para as variáveis dos modelos elaborados. O *software* gPROMS (Process System Enterprise, versão 3.2) é adequado para a simulação de processos e possui linguagem específica de programação na qual se utilizam equações diferenciais e algébricas e foi utilizado para a implementação e resolução dos modelos matemáticos elaborados. Utilizou um computador pessoal com 4,0 Gb de memória RAM e processador de 2.66 GHz para geração das simulações.

As simulações da modelagem foram realizadas utilizando-se o modelo de união das seções do trocador, sendo necessário inserir os valores dos parâmetros de cada uma das seções do trocador. No capítulo 4 é apresentado um estudo de caso para testar o modelo elaborado.

4 ESTUDO DE CASO

O modelo elaborado e apresentado no capítulo 3 deste trabalho foi testado, utilizando o *software* gPROMS, por meio de simulações do processamento térmico, não isotérmico do fluido produto suco de graviola (fluido pseudoplástico) escoando sob regime laminar, em um trocador de calor bitubular, escala piloto, sendo fungos e leveduras os micro-organismos de interesse.

A escolha de bolores e leveduras como micro-organismos-alvo é justificada pelo fato de que o suco de graviola possui pH abaixo de 4,5 e nestes casos são considerados indicadores da eficácia do processo térmico (FELLOWS, 2000).

Os fluidos de serviço considerados na seção de aquecimento e resfriamento foram: água quente e água gelada, respectivamente, ambos escoando em regime turbulento em fluxo contra-corrente.

As temperaturas consideradas parâmetros no estudo de caso estão apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Temperaturas consideradas parâmetros do modelo no estudo de caso.

Temperaturas / posição	°C
fluido produto, T_1 , em $\eta = 0$	20
fluido de serviço (água gelada), T_2 , em $\eta = 3$	10
ar que circunda o equipamento, T_{ar} , em $1 \leq \eta \leq 3$	25

Estão apresentados na Tabela 4.2 os parâmetros de cinética de destruição térmica e média de mistura da concentração volumétrica do componente A dos bolores e leveduras considerados no fluido produto (TOLEDO, 1999).

Tabela 4.2 - Parâmetros de cinética de destruição térmica e média de mistura da concentração volumétrica do componente A considerados no estudo de caso.

\bar{C}_A em $\eta = 0$ (UFC m ⁻³)	10 ¹¹
$D_{T_{ref}}$ (s)	0,57
T_{ref} (°C)	82,2
z (°C)	7

As propriedades termo-físicas e reológicas médias do suco de graviola para cada seção do trocador foram consideradas parâmetros do modelo. Os valores das mesmas foram definidos de acordo com as temperaturas médias estimadas (sem o uso do modelo), ou seja, a média entre as temperaturas estimadas na entrada e na saída da seção estudada. As equações 4.1 a 4.4 foram utilizadas, respectivamente, para a determinação da condutividade térmica, da densidade, do calor específico e do índice de comportamento do suco de graviola, em cada simulação realizada, válidas para 9,3 a 49,4 °Brix de concentração e de 0,4 a 68,8 °C (GRATÃO, 2006).

$$k_1 = (0,605 \pm 0,002) - (0,0053 \pm 0,0001) \cdot x_{ss} + (0,00055 \pm 0,00003) \cdot T_1 \quad (4.1)$$

$$\rho_1 = (981,4 \pm 0,8) + (4,54 \pm 0,002) \cdot x_{ss} - (0,23 \pm 0,01) \cdot T_1 \quad (4.2)$$

$$cp_1 = (4420,8 \pm 5,2) - (28,8 \pm 0,1) \cdot x_{ss} + (2,4 \pm 0,1) \cdot T_1 \quad (4.3)$$

$$n = (0,407 + (1,1 \cdot 10^{-3} \cdot (T_1 + 273,15))) \cdot (x_{xx})^{-0,26} \quad (4.4)$$

em que:

cp_1	= calor específico a pressão constante do suco de graviola	(J kg ⁻¹ K ⁻¹)
k_1	= condutividade térmica do suco de graviola	(W m ⁻¹ K ⁻¹)
ρ_1	= densidade do suco de graviola	(kg m ⁻³)
n	= índice de comportamento	(-)
T_1	= temperatura estimada média do suco de graviola, na seção estudada	(°C)
x_{ss}	= concentração de sólidos solúveis no suco de graviola	(°Brix)

A temperatura da água quente na entrada da seção de aquecimento ($\eta = 1$) foi um parâmetro ajustado nas simulações para que se obtivesse a temperatura média de 74 °C ($\pm 0,5$ °C) no suco de graviola ao final da seção de retenção ($\eta = 2$), uma vez que essa temperatura foi considerada uma variável de controle do processamento térmico. Portanto, cada simulação do estudo de caso possuía um valor para a temperatura da água quente diferente, T_2 em $\eta = 1$.

Considerou-se que a vazão volumétrica do fluido produto era $4,17 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e que a concentração do mesmo era 18 °Brix.

No caso dos fluidos de serviço foram utilizadas as equações 4.5 a 4.7 para o cálculo das propriedades médias condutividade térmica, densidade e calor específico, respectivamente (GUT; PINTO, 2003). As temperaturas utilizadas nestas equações foram as médias entre os valores estimados, para o fluido de serviço, na entrada e na saída da seção de aquecimento ou de resfriamento do trocador.

$$\rho_2 = 2,080 \times 10^{-5}(T_2)^3 - 6,668 \times 10^{-3}(T_2)^2 + 0,04675 T_2 + 999,9 \quad (4.5)$$

válida para $0 \leq T_2 \leq 90$ °C

$$cp_2 = 5,2013 \times 10^{-7}(T_2)^4 - 2,1528 \times 10^{-4}(T_2)^3 + 4,1758 \times 10^{-2}(T_2)^2 - 2,6171 T_2 + 4227,1 \quad (4.6)$$

válida para $0 \leq T_2 \leq 260$ °C

$$k_2 = 0,5692 + \frac{T_2}{538} - \frac{T^2}{133333} \quad (4.7)$$

válida para $0 \leq T_2 \leq 90$ °C

em que:

$$cp_2 = \text{calor específico a pressão constante do fluido de serviço} \quad (\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1})$$

$$k_2 = \text{condutividade térmica do fluido de serviço} \quad (\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1})$$

$$\rho_2 = \text{densidade do fluido de serviço} \quad (\text{kg m}^{-3})$$

Considerou-se ainda que a vazão volumétrica dos fluidos de serviço era de $1,39 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Os coeficientes de convecção estão indicados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Coeficientes de convecção considerados no estudo de caso.

	Ar que circunda o equipamento	fluido de serviço no ânulo
coeficiente convectivo ¹ , h_{cn} (W m ⁻² K ⁻¹)	10	---
coeficiente convectivo, h_e (W m ⁻² K ⁻¹)	---	calculado de acordo com a equação 3.38

¹ INCROPERA *et al*, 2008.

Os parâmetros do estudo de caso relacionados com os materiais do trocador de calor e do ar estão citados na Tabela 4.4. Considerou-se ainda que cada seção do equipamento (aquecimento, tubo de retenção e resfriamento) possuía 5 m de comprimento.

Tabela 4.4 - Parâmetros referentes aos materiais do trocador de calor considerados no estudo de caso.

	Tubo interno (<i>tb1</i>) (aço inoxidável 304 18/8) ¹	Tubo externo (<i>tb2</i>) (aço inoxidável 304 18/8) ¹	isolamento térmico (<i>iso</i>) (espuma elastomérica) ²
calor específico, cp (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	500	500	1300
condutividade térmica, k (W m ⁻¹ K ⁻¹)	16	16	0,037
Densidade mássica, ρ (kg m ⁻³)	8030	8030	60
raio interno, r (mm)	2,25	24,40	2,25
espessura, e (mm)	1,50	1,00	1,00

¹ LIDE, 2005.

² ARMAFLEX, 2009.

Para o estudo de caso, foram considerados que os valores de Peclet mássico radial ($Pe_{M1-radial}$) e térmico radial ($Pe_{T1-radial}$) do fluido produto eram iguais a 2000. Estes valores foram definidos por meio da comparação dos valores da condutividade térmica (k_1) e da condutividade térmica efetiva radial ($k_{ef1-radial}$), calculadas pelas equações específicas já citadas (eq. 4.1 e 3.14, respectivamente). O valor da

condutividade térmica do fluido utilizando a equação 4.1 ficou em torno de $0,5 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ (variável com a temperatura média do fluido produto na seção do trocador) e os valores da condutividade térmica efetiva radial, que variam com o número de Peclet estimado, são indicados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5. Valores da condutividade térmica efetiva ($k_{ef1-radial}$) de acordo com o valor de Peclet (Pe).

$Pe_{T1-radial}$	100	200	500	1000	2000	3000
$k_{ef1-radial}$ ($\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	25,2	12,6	5,04	2,52	1,26	0,84

Considerou-se que o uso do valor de Peclet mássico e térmico igual a 2000, por meio do qual tem-se um valor de $k_{ef1-radial}$ superior ao dobro do valor de k_1 , o que é coerente com a teoria de que o escoamento do fluido aumenta a transferência de calor e massa no fluido produto. Resultados experimentais serão importantes para checar a assertividade desta consideração.

O valor do número de Peclet térmico axial ($Pe_{T2-axial}$) para o fluido de serviço foi admitido como 1300 com base em condições de processos utilizadas nas simulações da modelagem e correlações apresentadas na literatura (FOGLER, 2002).

4.1 ESTUDO DA DISCRETIZAÇÃO DAS VARIÁVEIS

Foram realizadas simulações para que se pudesse definir qual seria o número adequado de pontos para as discretizações axial e radial das variáveis, com foco na variação da letalidade, S , que não deveria variar, de forma significativa, devido ao número de pontos definidos para a discretização. Esta variável foi escolhida dada sua alta sensibilidade numérica.

Nas simulações considerou-se: processamento não-isotérmico, perfil de velocidade, dispersões mássica e térmica efetivas radiais (fluido produto) e térmica efetiva axial (fluido de serviço) e trocas com o ambiente.

A simulação, considerando 50 pontos axialmente (fluido produto e de serviço) e 20, radialmente, foi utilizada como condição base e desta forma, a temperatura da água quente, na entrada da seção aquecimento, foi ajustada para que a temperatura

média radial do fluido produto fosse igual a 74 °C ao final do tubo de retenção. Após este ajuste, a temperatura da água quente foi mantida e os resultados da letalidade do processo foram avaliados para que se definisse a partir de quais valores de pontos não havia variação significativa da letalidade devido a variações do número de pontos utilizados na discretização.

A Figura 4.1 indica o efeito do número de pontos da discretização axial no valor de S, quando mantém-se a discretização radial em 20 pontos.

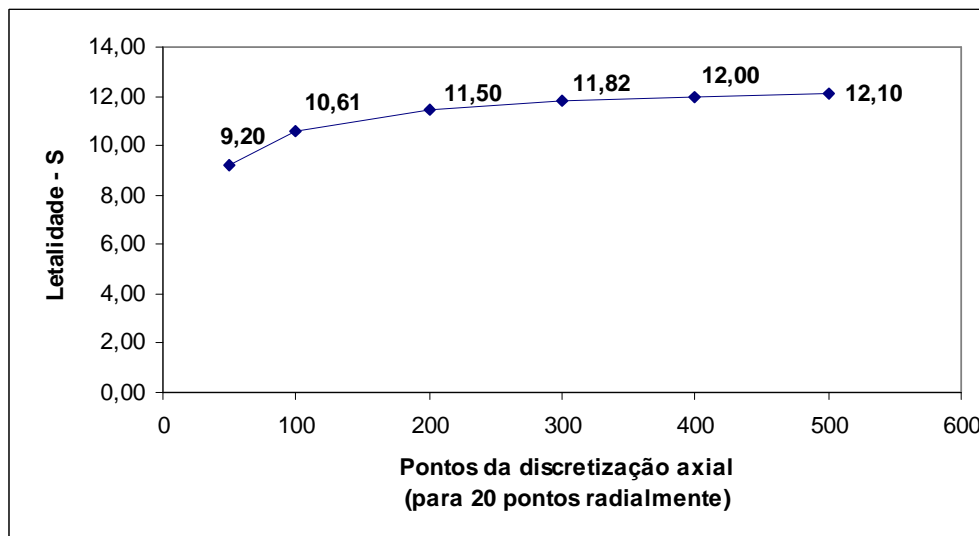


Figura 4.1 - Influência da discretização axial no valor da letalidade considerando 20 pontos radialmente.

Nota-se que a partir de 200 pontos na discretização axial, os valores de S variam de forma pequena o que é considerado adequado. A partir da análise dos resultados do estudo da discretização axial, simulou-se o efeito no valor da letalidade quando altera-se o valor dos pontos da discretização radial, fixando-se em 200 pontos a discretização axial (Figura 4.2).

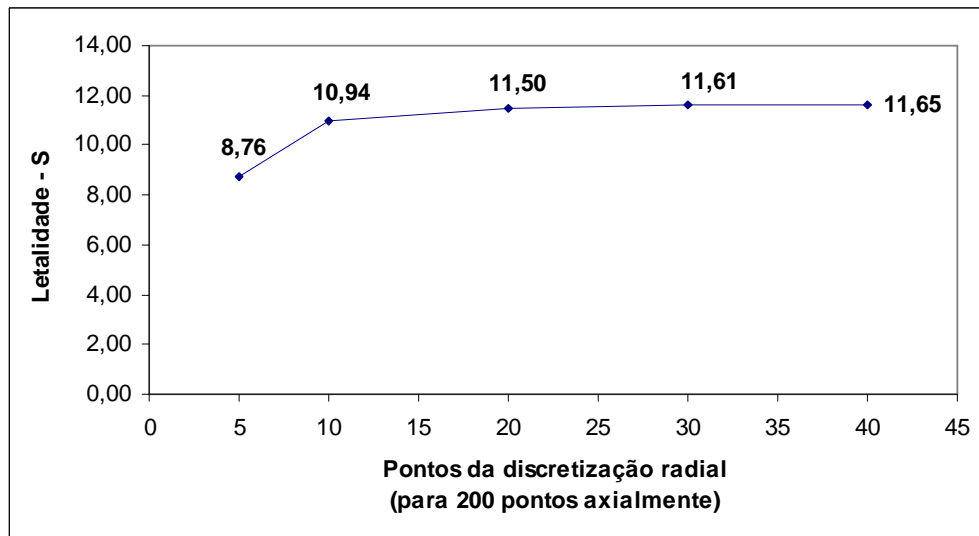


Figura 4.2. Influência da discretização radial no valor da letalidade, considerando 200 pontos axialmente.

Pode-se concluir que para valores acima de 20 pontos na discretização radial os resultados da letalidade do processo variam de forma pouco significativa.

Após a análise dos resultados das simulações geradas neste estudo (Figuras 4.1 e 4.2) e ainda de forma a evitar tempos computacionais demasiados, definiu-se que as simulações dos estudos de casos neste trabalho seriam feitas com 400 pontos para a discretização axial e 30 pontos para a discretização radial.

4.2 ESTUDO DO EFEITO DO NÚMERO DE PECLET

O Pe é utilizado quando se considera que a turbulência causada pelo escoamento influencia a transferência de calor ou massa no fluido. Nestes casos, utiliza-se a condutividade térmica efetiva radial ao invés da condutividade térmica radial do fluido produto. Com o objetivo de estudar a influência dos números de Peclet mássico radial ($Pe_{M1-radial}$) e térmico radial ($Pe_{T1-radial}$) do suco de graviola sobre as variáveis do processamento térmico, simulações foram realizadas utilizando o modelo elaborado, considerando os valores de $Pe_{M1-radial}$ e $Pe_{T1-radial}$ iguais, considerando nas simulações que o processo era não-isotérmico, com perfil de velocidade, com dispersões mássica e térmica efetivas radiais no fluido produto e térmica efetiva axial no fluido de serviço e trocas com o ambiente. O número de Pe térmico axial ($Pe_{T2-axial}$) dos fluidos de serviço foi mantido em 1300 em todas as simulações deste item.

Nas Figura 4.3 a 4.5, tem-se os perfis de concentração média de bolores e leveduras nas seções do trocador de calor, respectivamente, de acordo com distintos valores de $Pe_{M1-radial}$ e $Pe_{T1-radial}$.

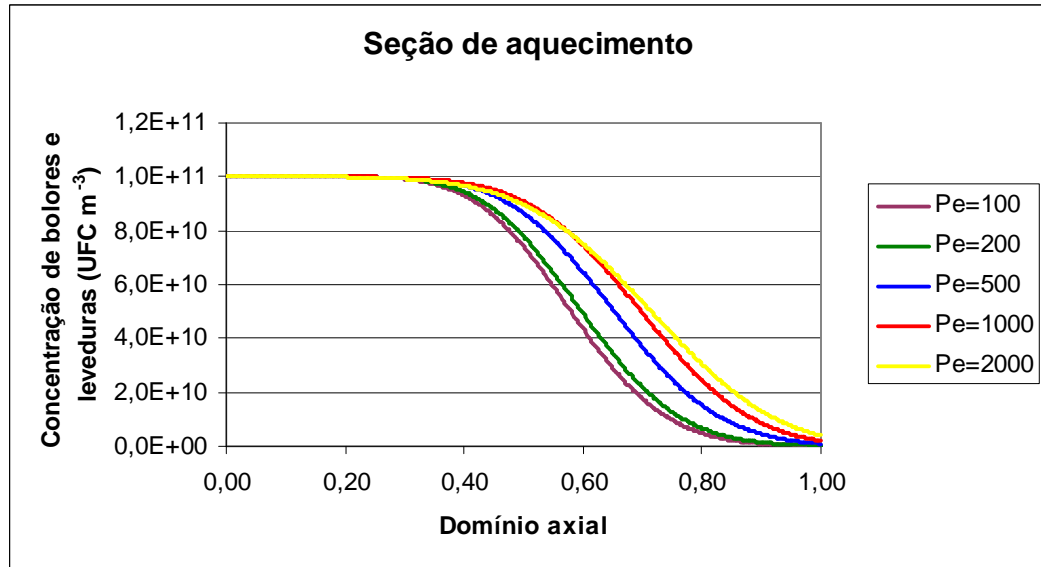


Figura 4.3 - Concentração média de bolores e leveduras obtida por simulação, na seção de aquecimento, para distintos valores de Pe .

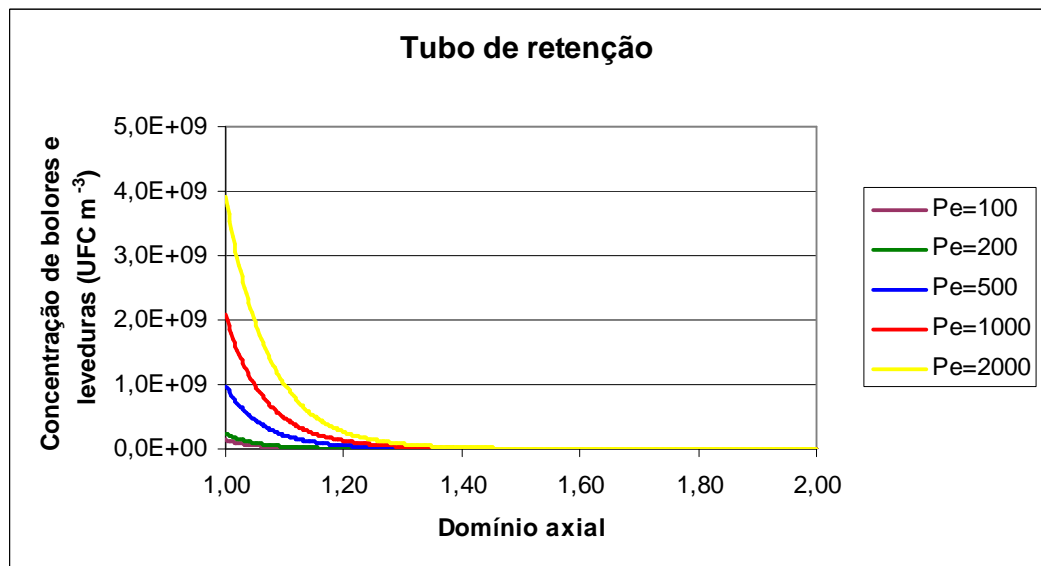


Figura 4.4 - Concentração média de bolores e leveduras, obtida por simulação, no tubo de retenção, para distintos valores de Pe .

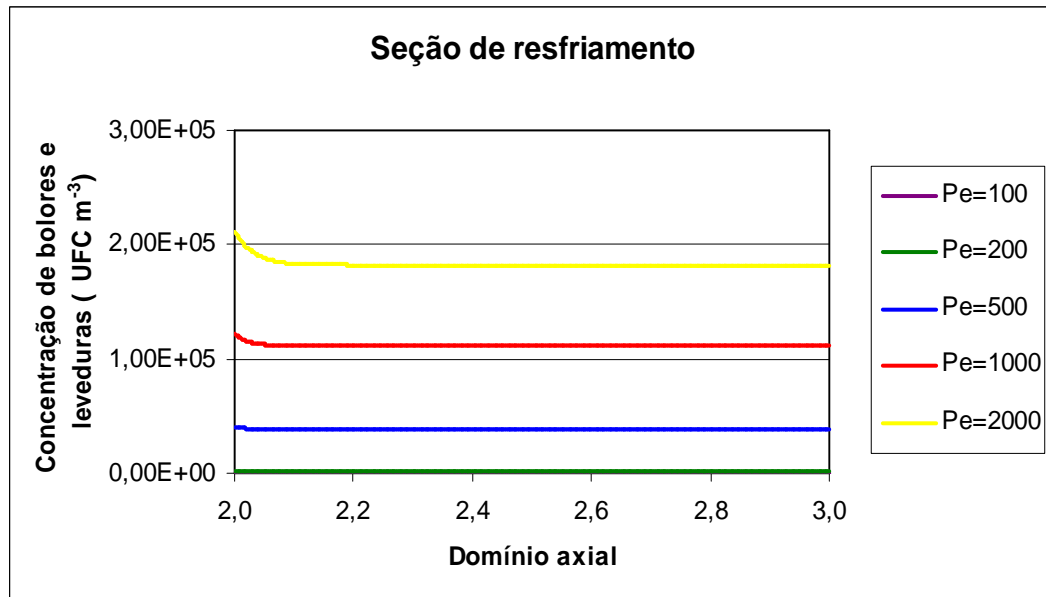


Figura 4.5 - Concentração média de bolores e leveduras, obtida por simulação, na seção de resfriamento, para distintos valores de Pe .

Na Figura 4.5, os valores da concentração para Pe igual a 100 e 200 são muito similares e se sobrepõem.

De acordo com as Figuras 4.3, 4.4 e 4.5 a destruição dos bolores e leveduras é mais significativa nas seções de aquecimento e no tubo de retenção do que na seção de resfriamento, sendo que, em todas as seções do trocador, a concentração dos micro-organismos é menor quanto menor é o valor de Pe considerado.

Os resultados reforçam também que desconsiderar a destruição de micro-organismos na seção de aquecimento pode levar a erros na estimativa do efeito do tratamento térmico no alimento fazendo com que o mesmo seja processado por mais tempo que o necessário para que se atinja a letalidade desejada.

O efeito de dois valores de Pe na temperatura média do fluido produto é ilustrado na Figura 4.6. Quanto tem-se valor igual a 100, há maior dispersão radial de calor no fluido do que quando o valor é 2000 e no primeiro caso, o fluido se aquece e se resfria mais rapidamente. Como exemplo, quando o Pe é igual a 100 a temperatura média de 72,6 K é atingida na posição de 2,5 metros da seção de aquecimento ($\eta = 0,5$) sendo o mesmo valor só obtido na posição de 3,6 m ($\eta = 0,7$) para Pe igual a 2000, indicando que o fluido produto necessitaria ser aquecido por mais tempo no último caso para atingir resultado similar ao primeiro.

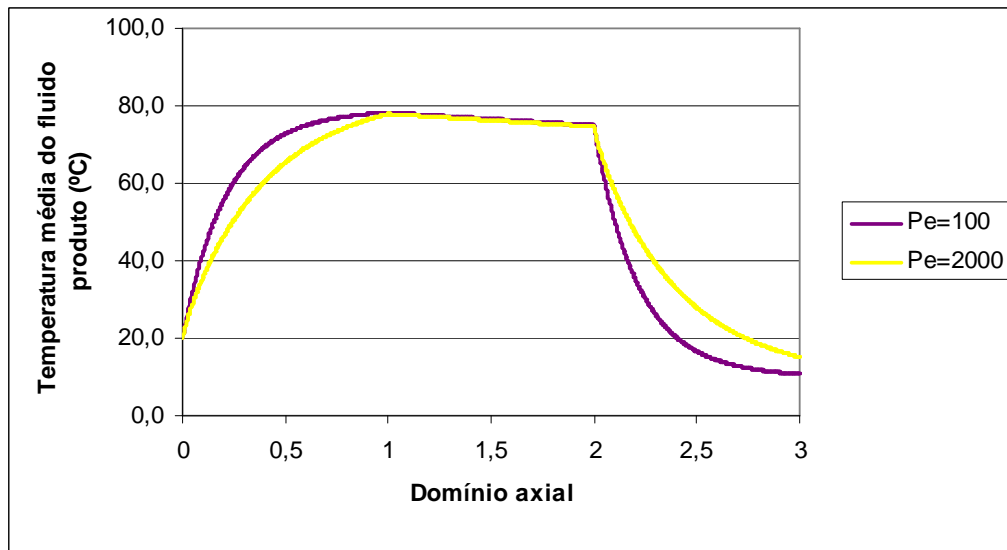


Figura 4.6 - Perfis da temperatura média do fluido produto obtidos por simulação para dois valores distintos de Pe térmico radial.

O valor da distribuição da letalidade é influenciado pelo valor de Pe (mássico e térmico) considerado, conforme indicado na Figura 4.7. Os valores da letalidade, ao final da seção de resfriamento (final do trocador), para Pe igual a 100, 200, 500, 1000 e 200, são respectivamente iguais a 8,27; 7,80; 6,41; 5,95 e 5,74.

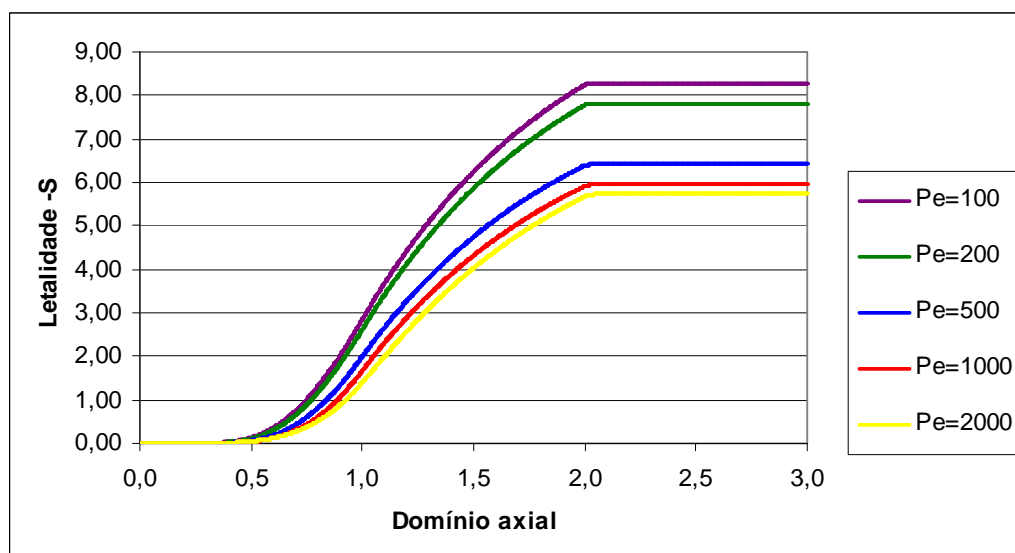


Figura 4.7 - O efeito do valor do Pe do fluido produto na distribuição da letalidade, ao longo do trocador de calor.

A partir da análise dos resultados apresentados neste item pode-se afirmar que a determinação experimental do número de Pe faz-se necessária para que o correto dimensionamento do processamento térmico seja realizado visto que

desconsiderar ou considerar valores incorretos para esta variável pode gerar estimativas errôneas do processamento térmico e levar o produto ao sobre processamento.

4.3 ESTUDO DOS PERFIS DE TEMPERATURA E CONCENTRAÇÃO

A Figura 4.8 mostra o perfil de temperatura do fluido produto ao longo do trocador no centro do tubo e na parede do mesmo quando considera-se no modelo a dispersão mássica efetiva radial (fluido produto), dispersão térmica efetiva axial (fluido de serviço), dispersão de energia térmica efetiva radial (fluido produto) e trocas de calor com o ambiente. Por exemplo, na metade da seção de aquecimento ($\eta = 0,5$), a temperatura do fluido produto é de 59 °C no centro do tubo e de 74 °C na parede do mesmo.

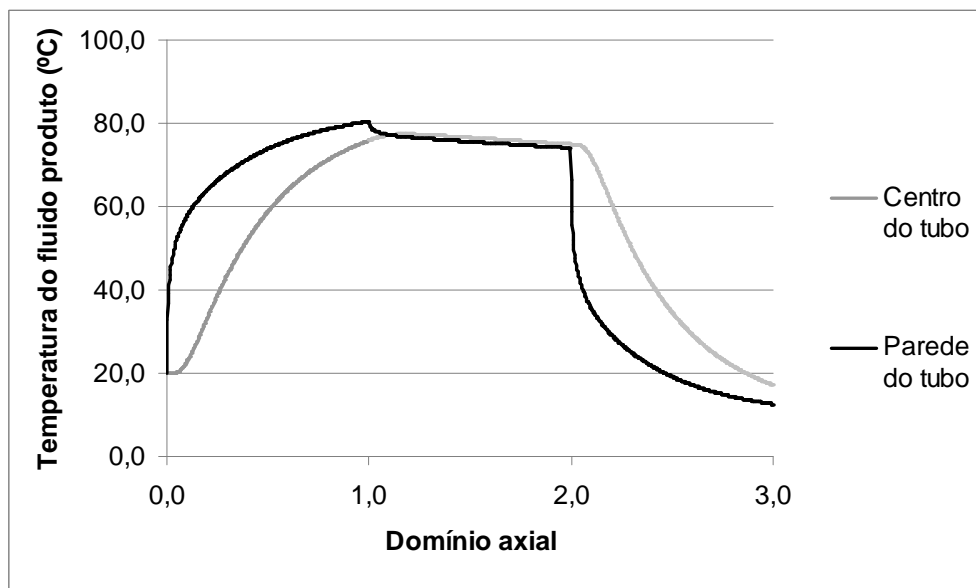


Figura 4.8 - Perfis de temperatura do fluido produto, ao longo do trocador de calor, no centro e na parede do tubo, obtidos por simulação.

No tubo de retenção (Figura 4.9), devido à camada de isolamento térmico, a temperatura do fluido produto na parede do tubo decresce levemente ao longo da seção devido à baixa troca térmica com o ambiente. Como não há significativa perda de calor para o ambiente, porções do fluido que se encontram no centro do tubo continuam a se aquecer (antes de iniciar a redução da temperatura) devido às trocas

com porções mais quentes de fluido, mais próximas à parede. Assim, a diferença de temperatura entre as porções de fluido, radialmente, é menor no tubo de retenção do que na seção de aquecimento.

Conclusões semelhantes foram obtidas por Jung e Fryer (1999), que consideraram que o uso da temperatura média radial do fluido produto no dimensionamento de um processo térmico não é uma adequada hipótese para fluidos viscosos, escoando sob regime laminar devido ao considerável gradiente radial de temperatura, principalmente nas seções de aquecimento e resfriamento.

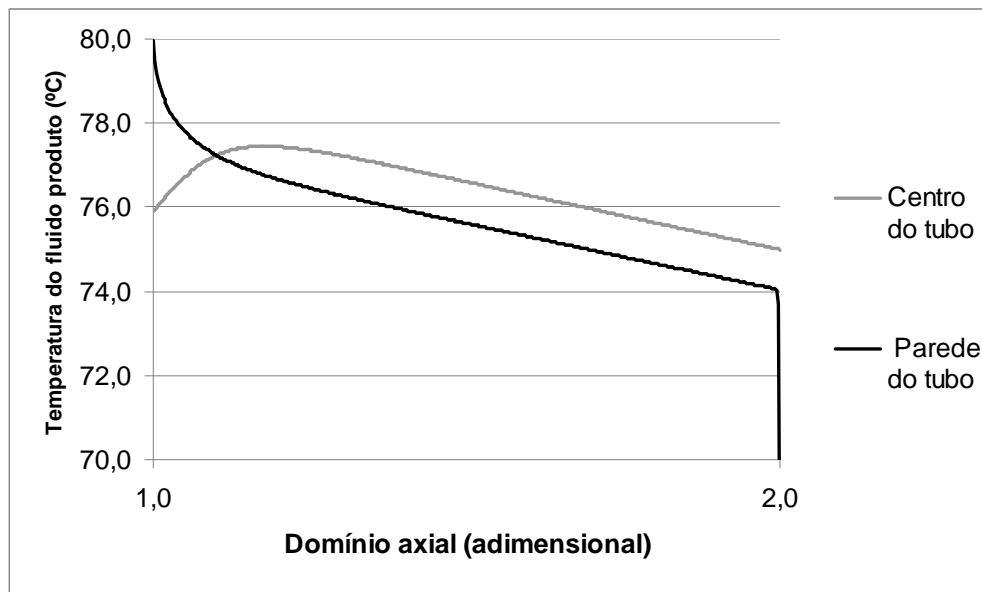


Figura 4.9 - Perfis de temperatura do fluido produto, no tubo de retenção, no centro e na parede do tubo, obtidos por simulação.

Como a taxa de destruição térmica é fortemente dependente da temperatura, a concentração de bolores e leveduras é maior no centro do tubo do que na parede, como indicado pela Figura 4.10, para a seção de aquecimento.

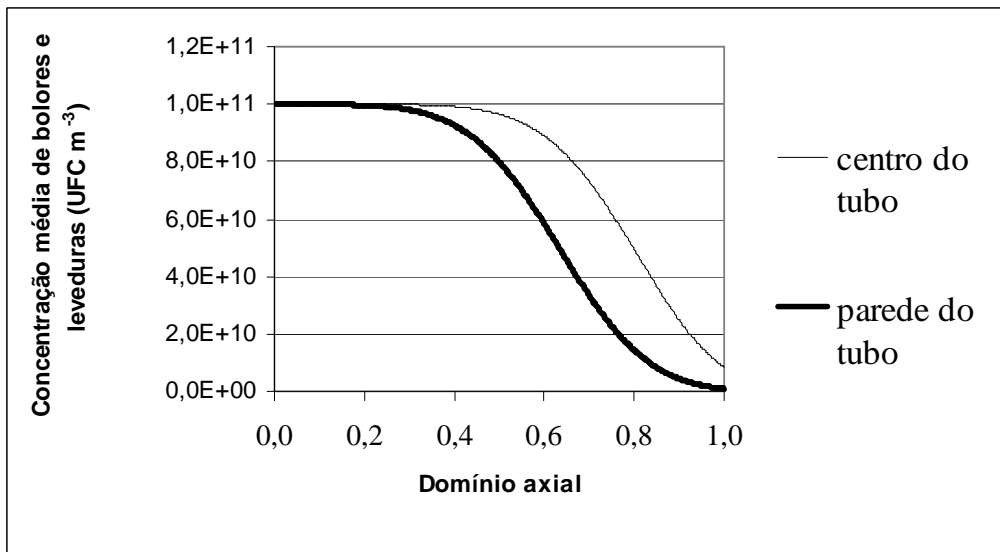


Figure 4.10 - Perfis axiais de concentrações média radiais de bolores e leveduras na seção de aquecimento, obtidos por simulação.

De acordo com os resultados, na metade da seção de aquecimento (2,5 m), a concentração de bolores e leveduras é aproximadamente metade da concentração inicial. O mesmo valor só é obtido na parede do tubo na posição 3,3 m da mesma seção. É possível comparar os resultados dos perfis de temperatura do fluido produto (temperatura média) e de serviço em escoamento em contra-corrente, por meio das Figuras 4.11 e 4.12.

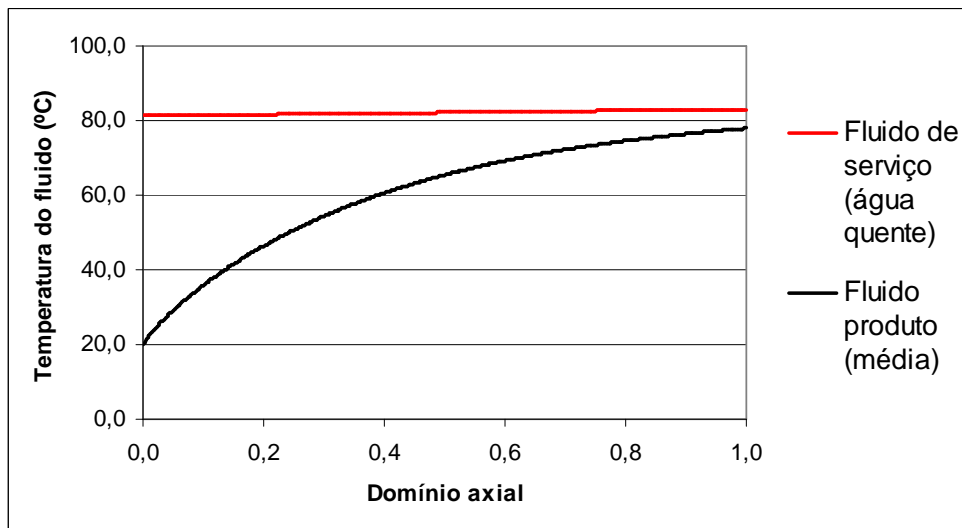


Figura 4.11 - Perfis de temperatura (produto e serviço), na seção de aquecimento, obtidos por simulação.

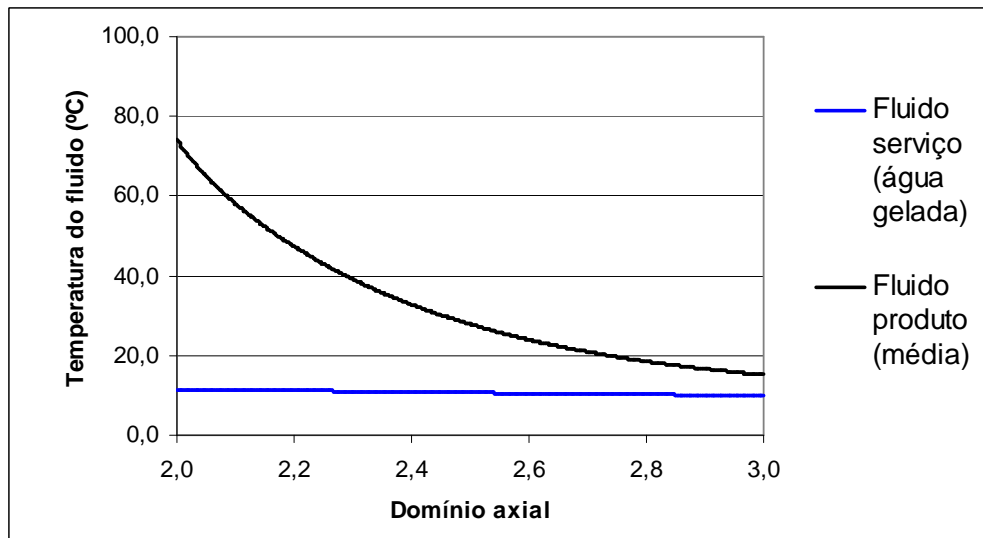


Figura 4.12 - Perfis de temperatura (produto e serviço) na seção de resfriamento, obtidos por simulação.

Conforme indicam as Figuras 4.11 e 4.12, a temperatura dos fluidos de serviço não varia de forma significativa nas seções de aquecimento (1,55 °C) e resfriamento (1,35 °C) do trocador de calor. Por outro lado, o fluido produto tem sua temperatura incrementada em 54 °C no aquecimento e reduzida em 59 °C na seção de resfriamento.

4.4 ESTUDO DO EFEITO DAS CONSIDERAÇÕES DO MODELO

O estudo do efeito das considerações do modelo na avaliação do processamento térmico foi realizado por meio de 6 casos, definidos na Tabela 4.6. O caso 6, considerado completo, foi apresentado no item 4.3.

Tabela 4.6 - Considerações do modelo para cada caso estudado.

Caso	Distribuição da temperatura do fluido produto	Velocidade do fluido produto	Dispersão térmica e mássica	Trocas de calor com o ambiente
1	isotérmico ¹	escoamento pistonado e velocidade máxima	não	não
2	isotérmico ¹	perfil de velocidade	não	não
3	perfil de temperatura	perfil de velocidade	não	não
4	perfil de temperatura	perfil de velocidade	sim	não
5	perfil de temperatura	perfil de velocidade	não	sim
6	perfil de temperatura	perfil de velocidade	sim	sim

¹ Considerando somente o tubo de retenção, sem seção de aquecimento ou resfriamento.

A Figura 4.13 mostra o efeito das considerações do modelo na temperatura do centro do tubo em relação aos casos 3, 4, 5 e 6, na seção de aquecimento do trocador de calor.

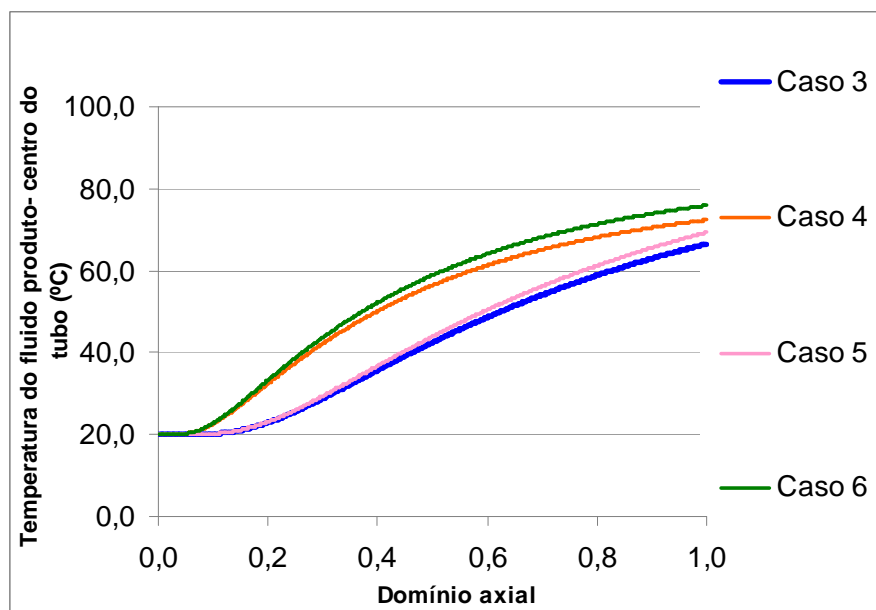


Figura 4.13 - Perfis de temperatura do fluido produto no centro do tubo (seção de aquecimento), de acordo com o caso estudado (Tabela 4.6).

Quando as dispersões de massa e energia radiais não são consideradas (casos 3 e 5) o calor é disperso somente levando-se em conta a condutividade térmica do fluido. Nos casos 4 e 6, considera-se que a turbulência gerada devido ao escoamento auxilia na transferência de calor radialmente e por isso utiliza-se a condutividade térmica efetiva definida com base no número de Peclet radial considerado. A diferença entre estes casos é evidenciada nos valores da temperatura do fluido no centro do tubo uma vez que, para uma específica posição axial, os menores valores são encontrados nos casos 3 e 5 e os maiores nos casos 4 e 6.

Os valores mais altos da temperatura do fluido produto no centro do tubo são observados no caso 6, pois além da dispersão radial de energia se considera também as trocas com o ambiente que faz com que seja necessária uma temperatura maior da água quente na entrada do equipamento ($\eta=1$) para garantir a temperatura média do fluido produto a 74 °C ao final do tubo de retenção.

A Figura 4.14 indica o perfil de temperatura do fluido produto em todo o trocador de calor considerando somente os casos 3 e 6 descritos na Tabela 4.6.

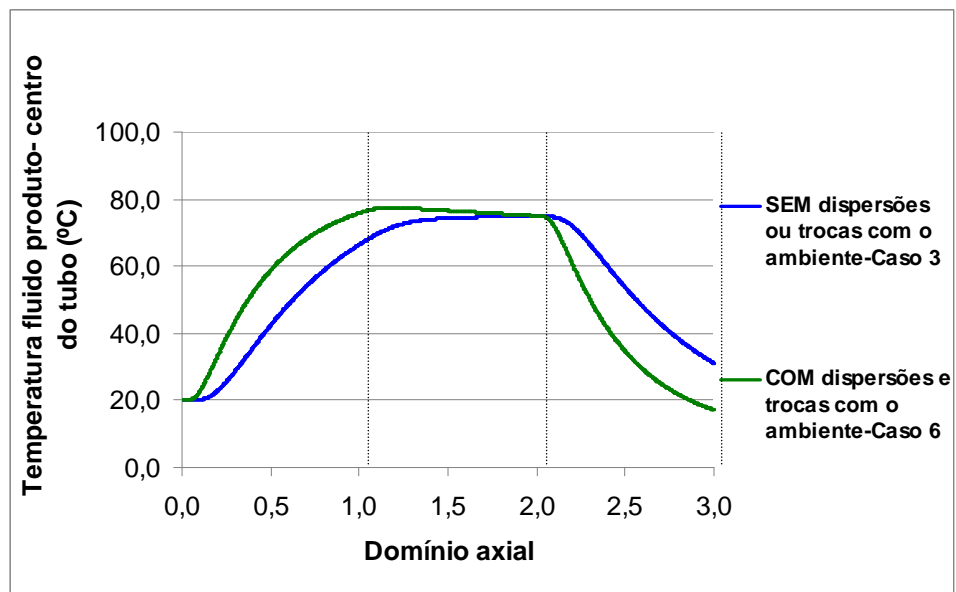


Figura 4.14 - Temperatura do fluido produto no centro do tubo, considerando os casos 3 e 6 definidos na Tabela 4.6.

De acordo com a Figura 4.14, a dispersão de energia considerada no caso 6 faz com que o fluido seja aquecido e resfriado mais rapidamente do que no caso 3, o que permite a utilização de água quente com temperatura mais baixa, reduzindo os custos energéticos e perdas nutricionais e sensoriais do produto.

Na Figura 4.15 pode-se visualizar o efeito das considerações do modelo no valor da letalidade, ao final do processo (ao final da seção de resfriamento). Para o cálculo da letalidade considerou-se o valor da concentração média de bolores e leveduras, ao final do resfriamento.

A análise da Figura 4.15 indica que a letalidade do processo térmico é claramente afetada pelas considerações do modelo. Como exemplo, tem-se o fato de que quando admite-se que o processamento é isotérmico e que o fluido escoava de forma pistonada sob velocidade máxima (caso 1), a letalidade apresenta o menor valor de todos sendo o seu valor 3,9 vezes inferior ao caso 6, no qual admite-se que existam dispersão mássica e térmica e trocas com o ambiente. Seria necessário que o tubo de retenção tivesse 19 m de comprimento, ao invés de 5 m como definido no estudo de caso, para que o valor de 5,74 (caso 6) na letalidade pudesse ser atingido levando em conta as considerações do caso 1.

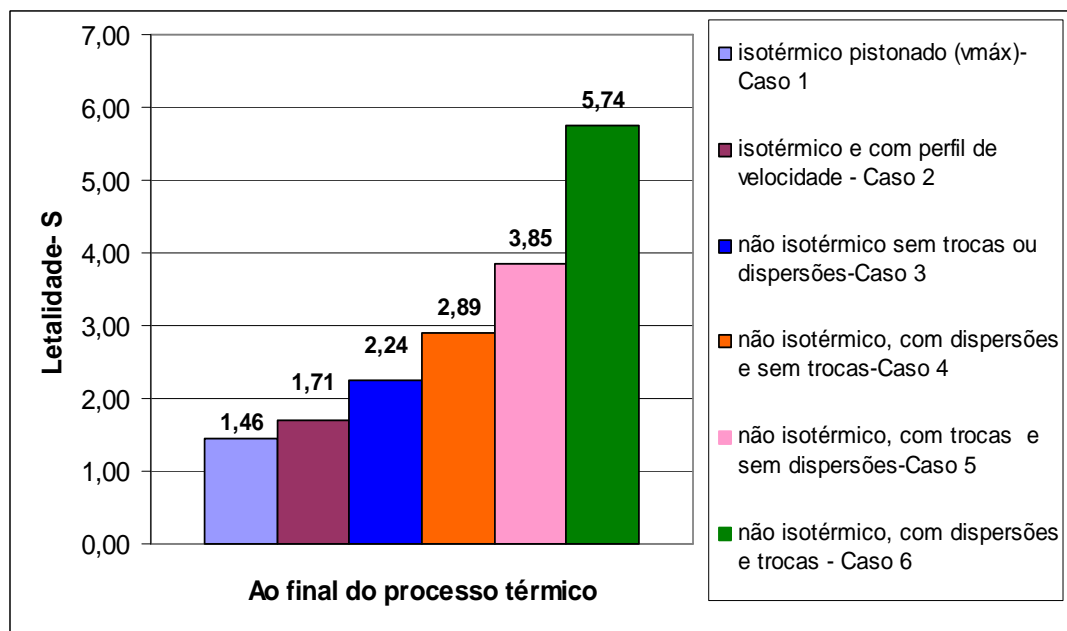


Figura 4.15 - Efeito das considerações do modelo (Tabela 4.6) na letalidade (S) ao final do processamento térmico, considerando a concentração média de bolores e leveduras.

Quando se considera que o processo é isotérmico e há um perfil de velocidade no fluido produto (caso 2), o valor da letalidade é maior, pois considera-se neste caso que nem todas as partículas do fluido têm a mesma velocidade como no escoamento pistonado e nem o tempo de retenção das mesmas é igual ao mínimo. Com isso, o fluido permanece por tempo maior sob o efeito da temperatura e a letalidade do processo é incrementada. A letalidade no caso 3 é 30 % superior a

do caso 2, indicando que considerar a letalidade que ocorre na seção de aquecimento e na de resfriamento além da letalidade que ocorre no tubo de retenção é relevante para o cálculo da letalidade de todo o processo.

A análise dos resultados dos casos 4 e 5 mostra que o efeito no valor da letalidade é distinto quando considera-se as dispersões (e não as trocas com o ambiente) ou as trocas com o ambiente (e não as dispersões). No caso 4, por não haver trocas, a temperatura da água quente na entrada do aquecimento é menor do que se houvesse e conseqüentemente a destruição térmica é menos impactante para o micro-organismo. No caso 5, a transferência de calor no fluido é dificultada, pois só se leva em conta a condutividade térmica e a temperatura da água quente na entrada do equipamento é maior para garantir que o fluido produto atinja 74 °C ao final do tubo de retenção. Com isso, a letalidade é maior do que no caso 4.

Na Figura 4.16 pode-se visualizar o impacto das considerações do modelo na distribuição da letalidade, ao longo de todo o trocador (axialmente), considerando os casos 1 a 6. A letalidade aumenta de forma mais intensa no caso 6 do que nos demais, principalmente a partir do tubo de retenção e pode-se perceber que o impacto de se considerar as dispersões de massa e energia na estimativa da letalidade do processo é relevante.

O uso de simplificações, no dimensionamento de processo térmico, pode promover a escolha de condições de processos não-otimizadas, impactando negativamente na qualidade do produto final.

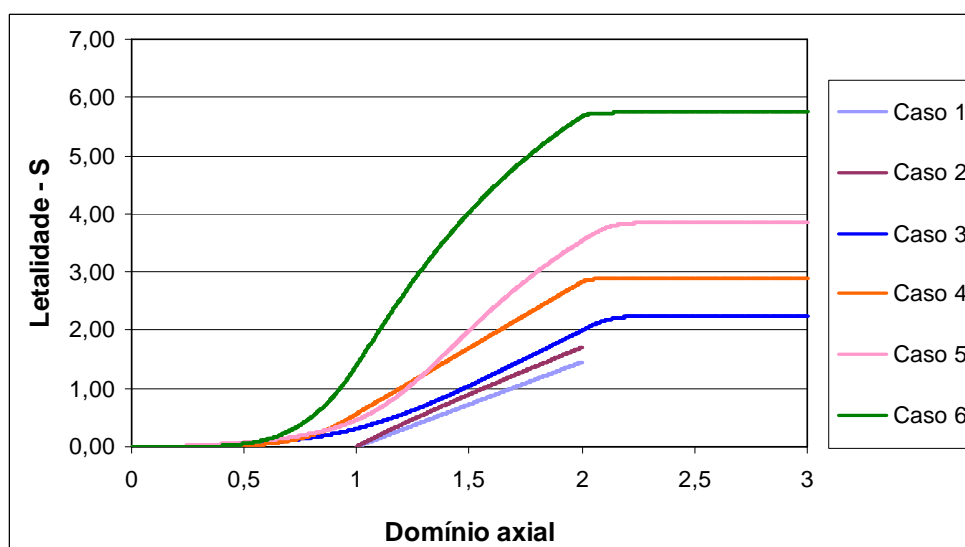


Figura 4.16 - Letalidade acumulada ao longo do trocador de calor (axialmente) de acordo com o caso considerado (Tabela 4.6).

A Figura 4.17 complementa a análise da Figura 4.15 uma vez que indica os valores previstos da letalidade após cada seção do trocador. De forma esperada, as hipóteses adotadas no modelo afetam de forma significativa a letalidade em todas as seções do trocador e não somente a letalidade total.

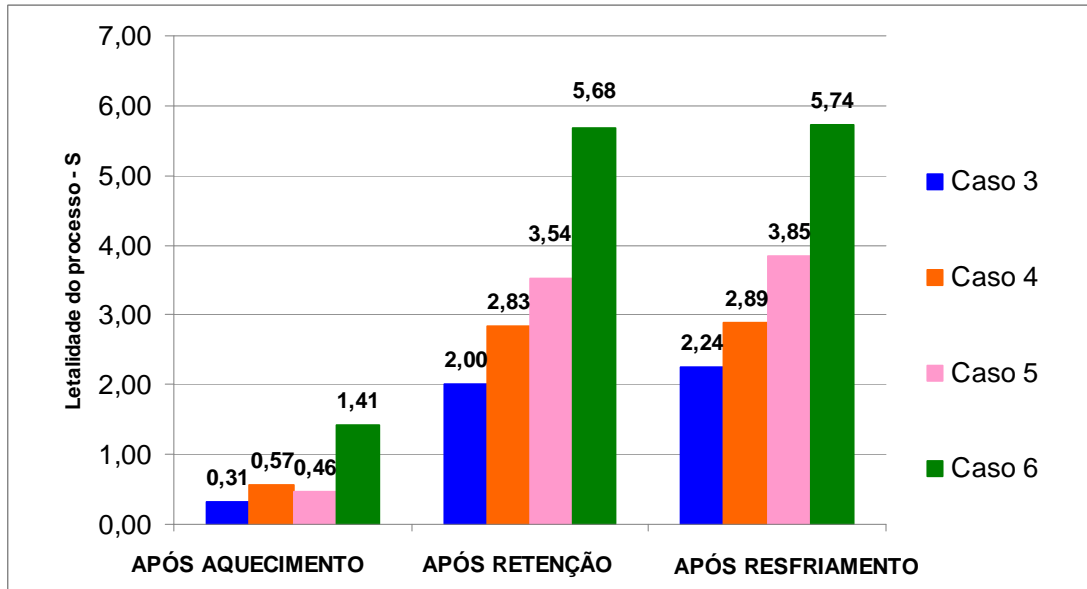


Figura 4.17 - Letalidade após cada seção do trocador de calor, considerando os casos 3 a 6 (Tabela 4.6).

Na Tabela 4.7 estão indicadas as contribuições de cada seção do trocador na letalidade total, considerando os casos 3, 4, 5 e 6.

Tabela 4.7. Contribuição de cada seção do trocador de calor na letalidade do processo considerando os casos 3, 4, 5 e 6 (Tabela 4.6).

	Letalidade						
	Todo o processo	Aquecimento		Retenção		Resfriamento	
		Letalidade	% do total	Letalidade	% do total	Letalidade	% do total
Caso 3	2,24	0,31	13,8	1,69	75,5	0,24	10,7
Caso 4	2,89	0,57	19,7	2,26	78,2	0,06	2,1
Caso 5	3,85	0,46	12,0	3,08	80,0	0,31	8,1
Caso 6	5,74	1,41	24,6	4,27	74,4	0,06	1,1

Os dados da Tabela 4.7 indicam que a maior parte da letalidade ocorre na retenção, mas em todos os casos, existe letalidade também nas outras seções reforçando que a mesma não pode ser desprezada no dimensionamento do

processamento térmico ou na estimativa do efeito do tratamento térmico no produto processado. Os resultados das simulações indicam que aproximadamente 75% da letalidade do processo ocorre na seção de retenção e que a menor letalidade, independente do caso estudado, ocorre na seção de resfriamento devido ao rápido resfriamento no início do trocador de calor.

Considerando a seção de aquecimento, verificam-se que as maiores porcentagens em relação ao valor total da letalidade ocorrem nos casos 4 e 6, nos quais a dispersão radial de massa e energia foi considerada. Nestes casos, o fluido tem menor gradiente de temperatura e concentração radialmente devido à dispersão e por isso parte importante da letalidade ocorre na seção de aquecimento. O valor da letalidade no caso 6 é maior do que no caso 4, pois a temperatura necessária do fluido de serviço (água quente) na entrada do aquecimento foi superior no caso 6 (83 °C) do que no caso 4 (79 °C) devido às trocas com o ambiente consideradas no primeiro caso citado.

Na seção de resfriamento, são observados os menores valores na letalidade para estes dois casos, o que pode ser justificado pela redução da temperatura do fluido produto de forma rápida e uniforme devido às dispersões consideradas, afetando a letalidade do micro-organismo.

Nos casos 3 e 5, a dispersão radial não foi considerada e uma das consequências foi a necessidade de utilização de água quente (fluido de serviço) com as mais altas temperaturas, 89 °C no caso 3 e 93 °C na simulação do caso 5. Nestes casos, o calor é transferido de acordo com a condutividade térmica do fluido, ou seja, o gradiente de temperatura é maior. Verifica-se que grande parte da letalidade nestes casos ocorre na seção de retenção e parte importante da mesma ocorre na seção de resfriamento, pois o fluido mantém-se aquecido por mais tempo que nos casos 4 e 6.

O efeito nas características sensoriais e nutricionais do fluido produto, devido aos valores elevados de temperatura e tempo de processo submetidos ao fluido produto, deve ser considerado na avaliação do processamento térmico, conforme discutido neste item. Os custos energéticos adicionais podem ser reduzidos se o correto dimensionamento do processamento térmico for adotado, por meio do uso do modelo com as considerações adequadas.

4.5 EFEITO DA DISPERSÃO MÁSSICA OU TÉRMICA

O efeito na concentração dos bolores e leveduras, ao longo do trocador de calor, de acordo com as hipóteses de haver dispersões de massa e energia efetiva radiais, pode ser analisado na Figura 4.18. Em todos os casos, considerou-se que havia trocas com o ambiente e dispersão térmica axial para o fluido de serviço. Quando somente a dispersão térmica efetiva foi considerada para o fluido produto, não considerou-se que os micro-organismos se dispersavam radialmente havendo menor impacto na destruição dos mesmos. Como resultado, obteve-se uma concentração maior neste caso dos que nos outros dois, principalmente na seção de aquecimento e no tubo de retenção e o valor da letalidade ao final da seção de resfriamento foi de 4,36.

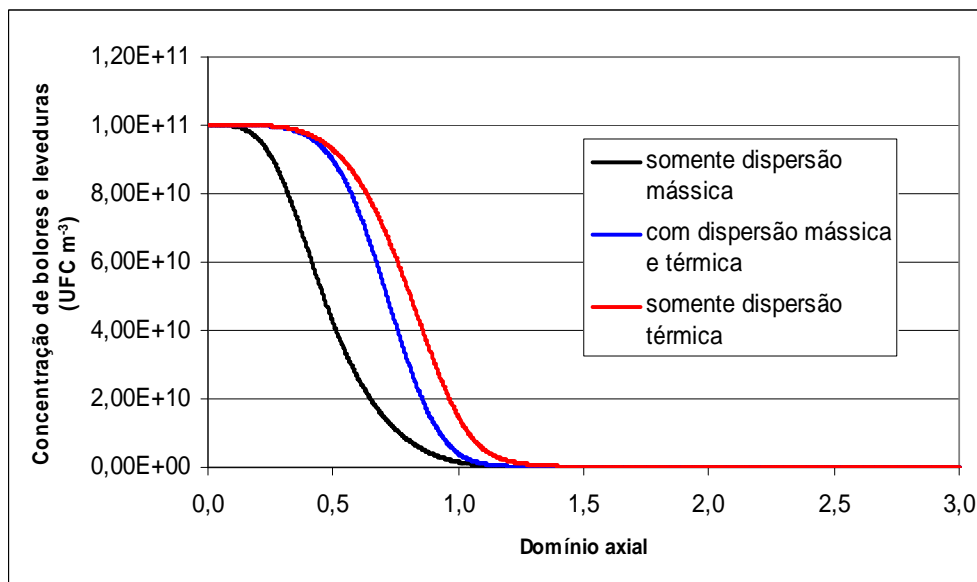


Figura 4.18 - Concentração média de bolores e leveduras ao longo do trocador dependendo da consideração utilizada no modelo quanto às dispersões mássica e térmica.

No caso em que só se considerou a dispersão mássica no fluido produto, foi necessário aumentar em 10 °C, em relação aos outros dois casos, a temperatura da água quente na entrada da seção de aquecimento ($\eta = 1$) para garantir a temperatura média do fluido produto em 74 °C ao final do tubo de retenção. Devido a baixa taxa de transferência de calor, o valor de 83 °C, usado nos outros dois casos, não foi suficiente para aquecer o produto como desejado utilizando os 5 m de tubo da seção de aquecimento. Como resultado da temperatura mais elevada, obteve-se o maior valor da letalidade, 6,02, ao final da seção de resfriamento, maior

até do que o valor de 5,74, obtido quando se considerou as dispersões térmica e mássica conjuntamente, conforme indicado na Figura 4.19.

Apesar do valor da letalidade ser superior no caso de se considerar somente a dispersão mássica no fluido produto, o efeito nas características sensoriais e nutricionais devem ser consideradas uma vez que podem ser afetadas de maneira significativa pelo calor, sendo ainda que mudanças sofridas podem resultar em menor aceitação do produto processado pelo consumidor.

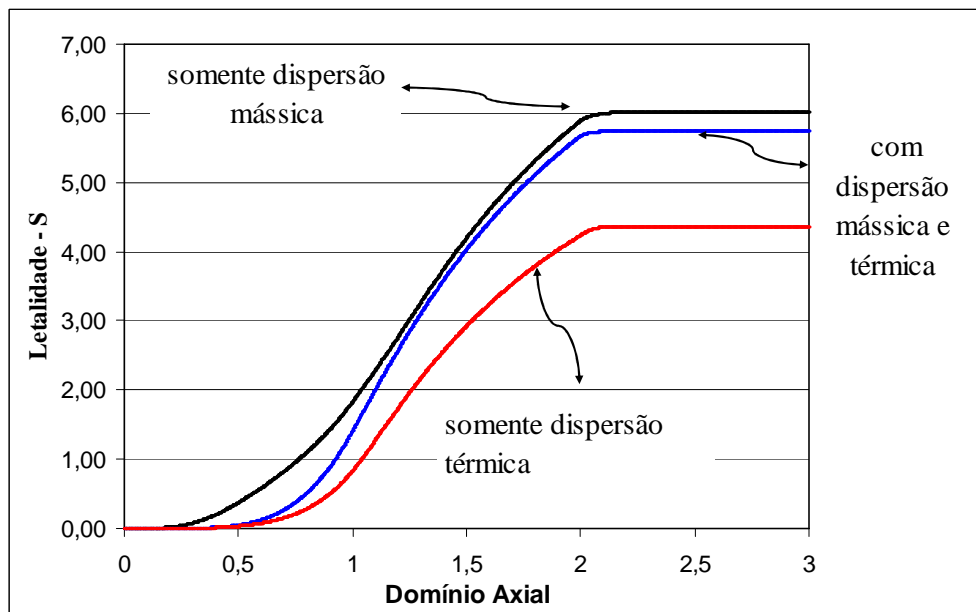


Figura 4.19 - Efeito de considerar as dispersões mássica ou térmica na letalidade (baseado na concentração média de bolores e leveduras).

A análise da Figura 4.19 permite concluir também que negligenciar a dispersão térmica efetiva que ocorre no fluido devido ao escoamento produz impacto negativo mais significativo na estimativa da letalidade do processamento térmico do que desprezar a dispersão mássica. O valor da estimativa da letalidade em relação ao caso de considerar os dois tipos de dispersão foi 24,0% inferior no caso de somente haver dispersão térmica e 4,9% superior no caso de haver somente dispersão mássica.

O perfil da temperatura do fluido produto no centro do tubo, ao longo do trocador é indicado na Figura 4.20.

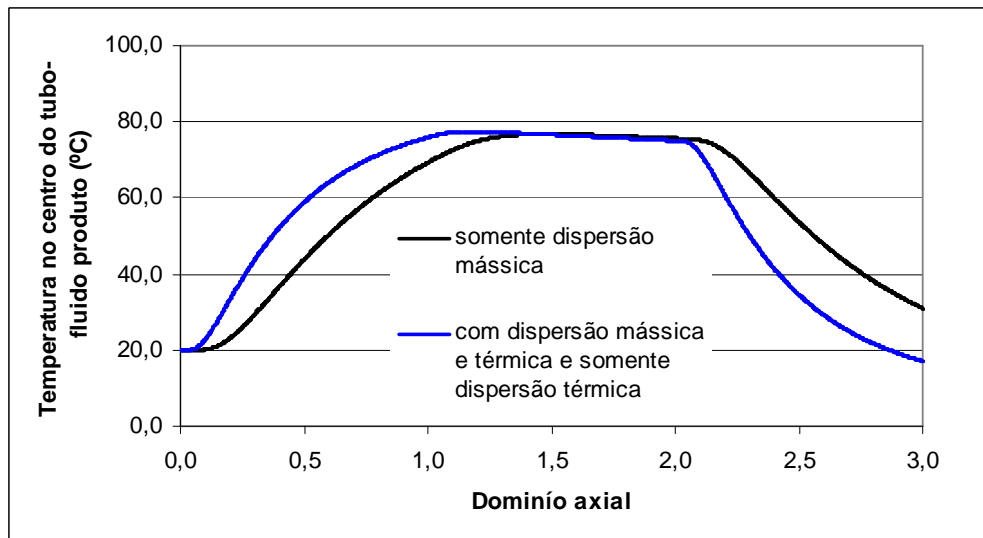


Figura 4.20 - Perfis de temperatura do fluido produto no centro do tubo, ao longo do trocador de calor, de acordo com as considerações usadas no modelo matemático.

O perfil da temperatura do fluido produto no centro do tubo é idêntico no caso de se considerar somente a dispersão térmica ou a dispersão mássica e térmica juntas pois a variação da temperatura é afetada, nos dois casos, pela condutividade térmica efetiva. Devido a este fato, o fluido no centro se aquece e se resfria mais rapidamente na seção de aquecimento e resfriamento do trocador. Por exemplo, nas condições de processo consideradas no estudo de caso, a temperatura do fluido produto na seção de resfriamento, é reduzida em 43,0 °C e 56,9 °C, respectivamente, para o caso de haver somente dispersão mássica e nos outros dois casos analisados.

É possível avaliar o efeito no perfil de temperatura do fluido produto de acordo com as dispersões consideradas e dependendo da posição, na seção de aquecimento por meio das Figuras 4.21 e 4.22.

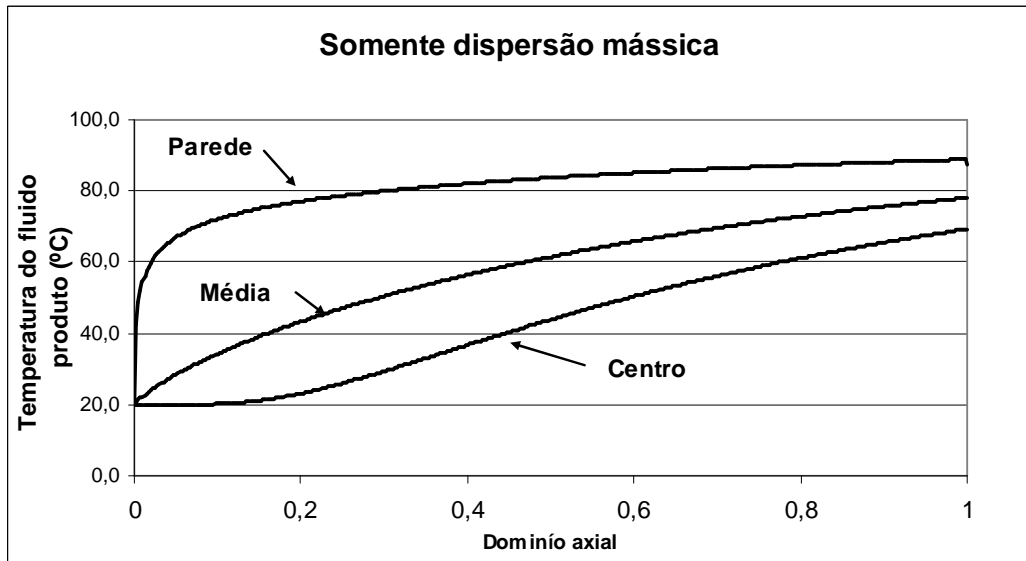


Figura 4.21 - Perfis de temperatura do fluido produto, de acordo com a posição, na seção de aquecimento, quando somente a dispersão mássica foi considerada.

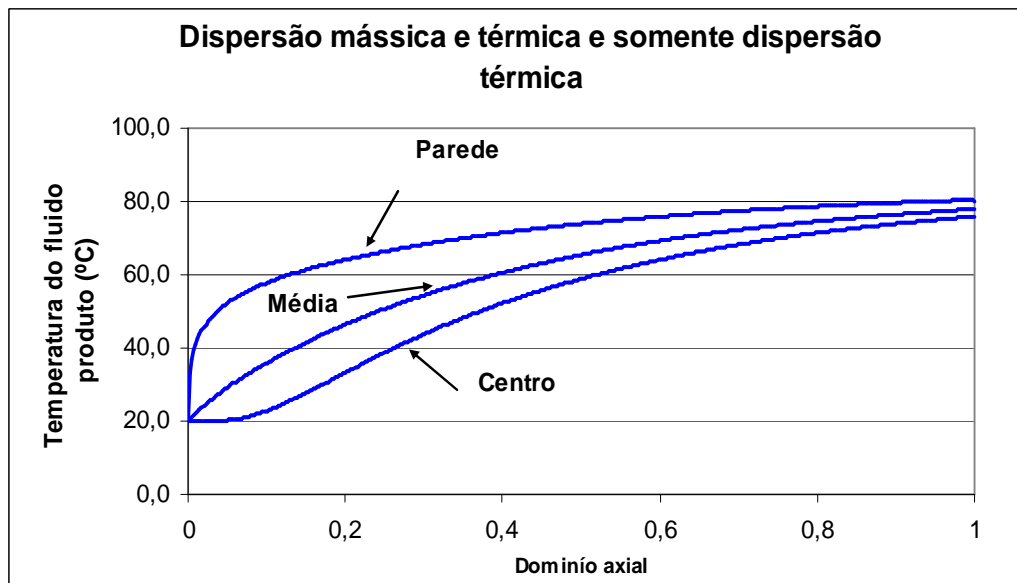


Figura 4.22 - Perfis de temperatura do fluido produto, de acordo com a posição, na seção de aquecimento, quando considerou-se a dispersão mássica e térmica ou somente a térmica.

A análise das Figuras 4.21 permite destacar que há uma importante diferença de temperatura do fluido produto no centro do tubo e na parede do mesmo quando somente a dispersão mássica é considerada. Como exemplo, tem-se que em $\eta = 0,3$ essa diferença é de $50,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. No caso de se considerar os dois tipos de dispersão ou somente a térmica (Figura 4.22) essa diferença, na mesma posição axial, $\eta = 0,3$, é

de 24,5 °C. Aproximadamente a mesma diferença, considerando o primeiro caso, só é observada em $\eta = 0,85$.

A letalidade que ocorre em uma determinada seção do trocador varia de acordo com a temperatura e a concentração do componente estudado. Ao final da seção de aquecimento ($\eta = 1,00$), por exemplo, a diferença de temperatura entre o centro do tubo e a temperatura média é de 9 °C no caso de somente a dispersão mássica ser considerada. Nos outros dois casos (todas as dispersões ou somente a dispersão térmica considerada), essa diferença é de 2 °C.

Em geral, o dimensionamento do processamento térmico leva em conta os valores médios da concentração do componente estudado para o cálculo da letalidade na posição desejada.

A Tabela 4.8 indica a letalidade média e no centro do tubo, ao final da seção de aquecimento, de acordo com as hipóteses consideradas no modelo.

Tabela 4.8 - Letalidade ao final da seção de aquecimento, de acordo com as hipóteses do modelo.

CONSIDERAÇÕES DO MODELO	LETALIDADE		
	CENTRO	MÉDIA	% DE VARIAÇÃO ENTRE LETALIDADE (centro e média)
somente dispersão mássica e trocas com o ambiente	1,38	1,83	32
dispersão mássica e térmica e trocas com o ambiente	1,07	1,41	31
somente dispersão térmica e trocas com o ambiente	0,36	0,83	131

Por meio da análise da Tabela 4.8 pode-se notar que deixar de considerar as dispersões, principalmente a térmica, pode levar a um dimensionamento do processo aquém do necessário considerando o que ocorre no centro do tubo. O produto processado pode, devido à variação da letalidade encontrada radialmente, apresentar regiões nas quais a segurança alimentar não é garantida.

4.8 EFEITO DA VAZÃO DO FLUIDO PRODUTO

A relação entre a vazão do fluido produto e a temperatura da água quente na entrada da seção de aquecimento, considerando o caso 6 citado no item 4.4, é ilustrada na Figura 4.23.

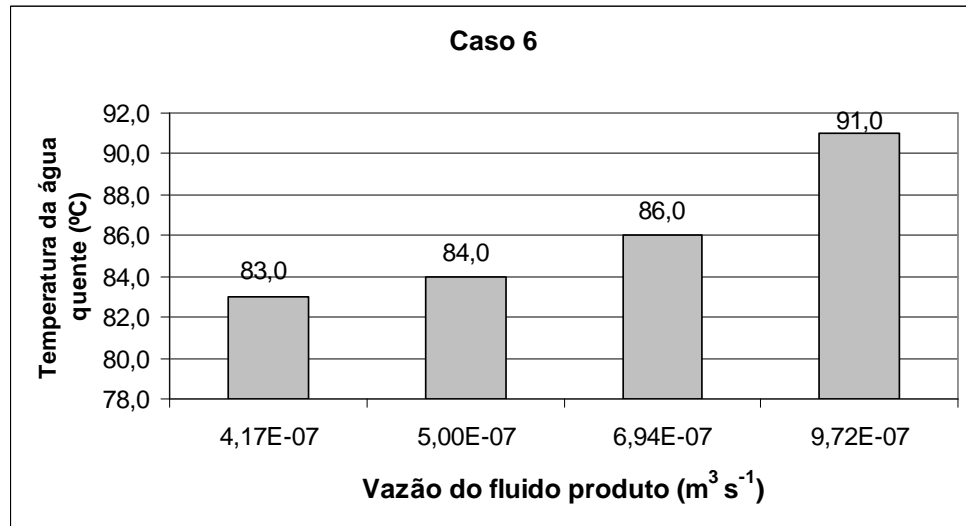


Figura 4.23 - Temperatura da água quente na entrada da seção de aquecimento de acordo com a vazão do fluido produto considerada.

É possível afirmar que a temperatura da água quente na entrada do processo varia com a vazão do fluido produto, o que pode ser justificado pelo fato de que quanto maior é a vazão, menor é o tempo de permanência do fluido no equipamento, menor é a taxa de transferência de calor entre o fluido produto e de serviço e, portanto, maior deve ser a diferença da temperatura entre os fluidos para garantir que, no tempo de retenção no equipamento, o produto atinja a temperatura de processo desejada ao final do tubo de retenção.

Simulações com valores de vazão acima de $9,72 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ não foram realizados, pois nestes casos a temperatura da água quente deveria ser ainda maior para garantir que a temperatura média do fluido produto ao final do tubo de retenção fosse de $74 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e acredita-se que a obtenção de água com temperaturas tão elevadas seria difícil uma vez que se utilizou como referência um sistema de aquecimento não pressurizado.

Pode-se observar por meio da Figura 4.24 os perfis de temperatura no centro do tubo para o menor e o maior valor de vazão do fluido produto estudados, considerando o caso 6, citado na Tabela 4.6.

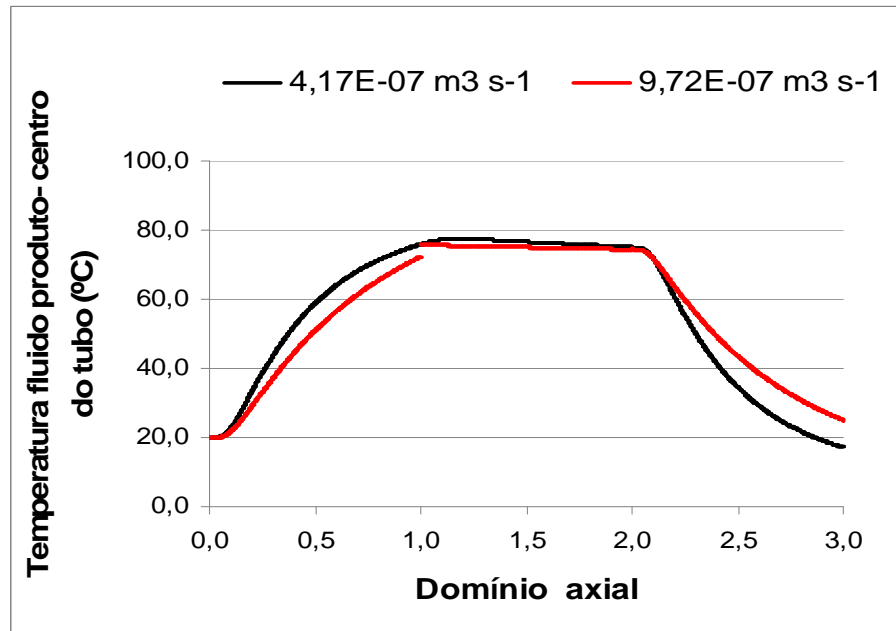


Figura 4.24 - Perfis de temperatura do fluido produto no centro do tubo para distintos valores de vazão do fluido produto (considerando caso 6, Tabela 4.6).

De acordo com a Figura 4.24 quanto maior é a vazão do fluido produto, menor é a temperatura no centro, para uma mesma posição axial devido ao tempo de permanência no trocador de calor. Além disso, o fluido produto é submetido a temperaturas mais baixas nas seções de aquecimento e no tubo de retenção quanto maior é a vazão considerada. De forma análoga, a temperatura do fluido produto mantém-se mais elevada neste caso ao final da seção de resfriamento.

A Figura 4.25 apresenta o efeito da vazão do fluido produto no valor da letalidade, considerando o caso 6.

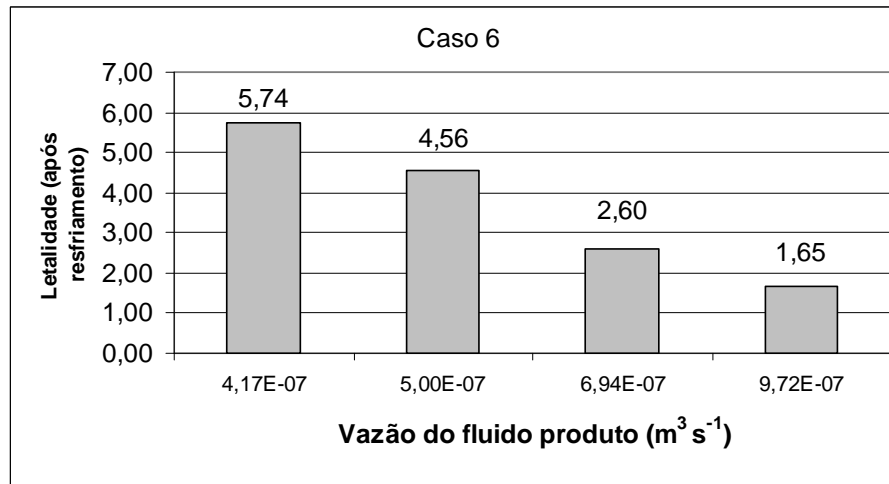


Figura 4.25 - Letalidade após a seção de resfriamento, de acordo com a vazão do fluido produto considerada (considerando caso 6, Tabela 4.6).

De acordo com a Figura 4.25, quanto maior é a vazão deste fluido, menor é a letalidade do processo apesar do fato de que, conforme já discutido, a temperatura da água quente na entrada do trocador ser variável com o valor da vazão do fluido produto. Pode-se justificar este resultado, pois quanto maior é a vazão do fluido de produto, menos ele é exposto a temperatura do fluido de serviço, mesmo sendo a mesma mais elevada.

A Figura 4.26 indica os resultados obtidos para a letalidade considerando os casos 3 e 6 descritos anteriormente, para dois valores distintos de vazão de produto.

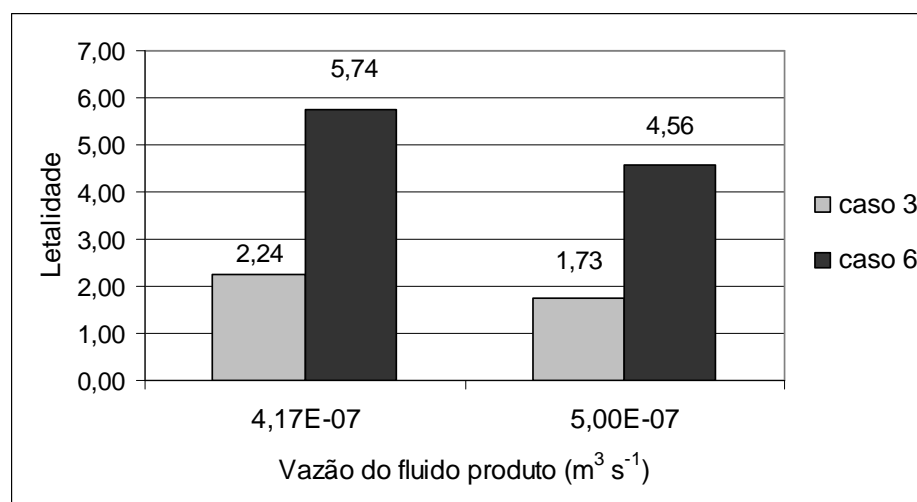


Figura 4.26 - Efeito da vazão do fluido produto na letalidade, considerando os casos 3 e 6 (Tabela 4.6).

Quando compara-se os dois casos, pode-se concluir que considerar que há dispersões mássica e térmica além das trocas com o ambiente, promove um

significativo efeito na destruição dos micro-organismos em estudo, o que é evidenciado pela letalidade maior no caso 6 o que no 3, independente da vazão considerada.

A letalidade considerando o caso 3 é menor para os dois valores de vazão e, de forma esperada, é menor para a vazão de maior valor devido ao menor tempo de exposição à alta temperatura da água quente.

Os valores de letalidade para o caso 3 são aproximadamente iguais a 40% dos valores para o caso 6, para as duas vazões estudadas. Desconsiderar as dispersões e trocas com o ambiente no dimensionamento de um processamento térmico pode acarretar perdas nutricionais e sensoriais, além de custos energéticos desnecessários, mais expressivos quando maior é a vazão do fluido produto.

5 CONCLUSÕES

Os objetivos do trabalho foram atingidos, visto que a modelagem matemática da troca térmica e da letalidade de um processamento não-isotérmico de um fluido não-Newtoniano, escoando sob regime laminar não-ideal, em trocador de calor bitubular, foi apresentada e testada por meio de simulações.

O modelo desenvolvido foi testado considerando um estudo de caso de suco de graviola com 18 °Brix de concentração (fluido pseudoplástico), sendo bolores e leveduras os micro-organismos-alvo da pasteurização. Foi possível determinar os perfis da letalidade e da temperatura em todas as seções do trocador de calor, de acordo com as hipóteses consideradas no modelo, que incluiu as dispersões de massa e energia e as perdas de calor para o ambiente, além do perfil de velocidade.

A partir do estudo da discretização axial e radial das variáveis do fluido produto na simulação, concluiu-se que com valores iguais ou superiores a 400 pontos axiais e 30 radiais, o valor da letalidade do processo, S , variava de forma pouco significativa, independente do valor dos pontos considerados na discretização. Aliado a este fato, tempos computacionais demasiados não ocorreram com estes valores de pontos nas discretizações e, portanto, os mesmos foram utilizados em todas as simulações do estudo de caso (o tempo médio das simulações foi de 3 minutos).

Considerando no modelo as dispersões de massa e energia e as perdas de calor para o ambiente, pôde-se concluir que quanto maior é o número de Pe mássico radial ($Pe_{M1-radial}$) do processo, menores são os valores da destruição dos bolores e leveduras nas seções do trocador, sendo que a destruição é maior nas seções de aquecimento e retenção do que na seção de resfriamento, independente do valor de Pe considerado. No caso do efeito do valor de Pe térmico radial ($Pe_{T1-radial}$), o fluido produto tem sua temperatura modificada (elevada ou reduzida) mais rapidamente, quanto menor é o valor do Pe considerado.

A letalidade do processo é fortemente afetada pelas hipóteses consideradas no modelo, sendo que a mesma apresenta valores distintos e de forma crescente de acordo com as seguintes considerações: a) processo isotérmico e escoamento pistonado com velocidade máxima, com aquecimento e resfriamento instantâneos; b) processo isotérmico com perfil de velocidade; c) processo não-isotérmico, com

perfil de velocidade; d) processo não-isotérmico com perfil de velocidade e dispersões de massa e energia; e) processo não-isotérmico com perfil de velocidade e perdas para o ambiente; f) processo não-isotérmico, com perfil de velocidade, dispersões de massa e energia e perdas para o ambiente.

Os resultados indicaram também que desconsiderar a dispersão térmica efetiva promove impacto mais negativo na estimativa da letalidade do que desprezar a dispersão mássica efetiva. No primeiro caso, tem-se valor estimado inferior ao real o que pode fazer com que as condições de processo sejam alteradas para atingir a letalidade requerida e, como consequência, ocorra o sobre-processamento do produto. No último caso, o produto deve ser processado com temperatura superior à necessária para que se atinja a temperatura desejada do produto, ao final do tubo de retenção (condição de processo). Os efeitos desta condição de processo também devem ser avaliadas em relação aos aspectos sensoriais e nutricionais do produto.

As diferenças entre as temperaturas atingidas pelo produto no centro e na parede do tubo, dependendo do caso, são elevadas e considerar as temperaturas médias no dimensionamento do processo não é adequado pois corre-se o risco de que não se garanta por exemplo, a segurança alimentar. Tornou-se evidente ainda pelos resultados das simulações, que importante parcela da letalidade do processo ocorre nas seções de aquecimento e resfriamento do processo, independente das hipóteses adotadas no modelo.

A letalidade é afetada pela vazão de escoamento do suco de graviola uma vez que quanto maior é a vazão, menos tempo o produto permanece no trocador de calor, sob o efeito da temperatura de processo.

Os resultados apresentados enfatizam a importância de se realizar o correto dimensionamento do processamento térmico de um alimento, de forma que os gastos energéticos sejam os menores possíveis e que a demanda crescente dos consumidores por produtos seguros microbiologicamente e ainda com máxima retenção de nutrientes e das características sensoriais de produtos sem processamento seja atendida.

6 PERSPECTIVAS PARA TRABALHOS FUTUROS

- Considerar na modelagem a dependência das propriedades termo-físicas com a temperatura.

- Adequar a modelagem matemática às características do trocador de calor bitubular existente no Laboratório de Engenharia de Alimentos (LEA) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo considerando trechos retos e em curva e arranjo em grampos.

- Realizar ensaios de processamento térmico no trocador de calor bitubular existente no LEA usando água (fluido newtoniano) para determinação de parâmetros de troca térmica, perda de carga e distribuição de tempos de residência.

- Realizar ensaios de processamento térmico no trocador de calor bitubular existente no LEA usando um alimento modelo com comportamento não-Newtoniano pseudoplástico para determinação de parâmetros de troca térmica, perda de carga e distribuição de tempos de residência e posterior uso dos mesmos para simulação da modelagem.

- Avaliar o efeito das hipóteses consideradas no modelo considerando outros produtos alimentícios, outros micro-organismos alvo e nutrientes relevantes.

- Validar o modelo por meio de ensaios experimentais com produto alimentício com comportamento pseudoplástico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALHAMDAN, A, SASTRY, S. Residence time distribution of food and simulated particles in a holding tube. **Journal of Food Engineering**, v. 34, p. 271-292, 1997.

ARMAFLEX. Disponível em: < www.armaflex.com.br > Acesso em: 13 de agosto de 2009.

AWUAH, G. B.; RAMASWAMY, H.S.; ECONOMIDES, A. Thermal processing and quality: Principles and overview. **Chemical Engineering and Processing**, v. 46, p. 584-602, 2007.

BANGA, J. R.; BALSACANTO, E.; MOLES, C. G; ALONSO, A. A. Improving food processing using modern optimization methods. **Trends in Food Science & Technology**, v.14, p.131-144, 2003

BARBOSA-CANOVAS, G. V.; IBARZ, A. **Unit Operations in Food Engineering**. Boca Raton: CRC Press LLC, 2003, 920 p.

BERTO, M. I.; SILVEIRA JR, V. Modelagem e simulação dinâmica de um trocador de calor de placas para a avaliação da curva de reação do processo de resfriamento. In: XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA QUÍMICA, 2000. Águas de São Pedro, **Anais**.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena**. 2nd ed. Nova York : John Wiley & Sons, 2002. 895p.

BON, J., VÁQUIRO, H.; BENEDITO, J.; TELIS-ROMERO, J. Thermophysical properties of mango pulp (*Mangifera indica* L. cv. *Tommy Atkins*). **Journal of Food Engineering**, v. 97, p. 563 – 568, 2010.

CASTELAIN, C.; LEGENTILHOMME, P. Residence time distribution of a purely viscous non-Newtonian fluid in helically coiled or spatially chaotic flows. **Chemical Engineering Journal**, v. 120, p. 181-191, 2006.

CHANDARANA, D. I.; UNVERFERTH, J. A. Residence time distribution of particulate foods at aseptic processing temperatures. **Journal of Food Engineering**, v. 28, p. 349-360, 1996.

CHEN, G.; CAMPANELLA, O. H.; CORVALAN, C. M. A numerical algorithm for calculating microbial survival curves during thermal processing. **Food Research International**, v. 40, p. 203-208, 2007.

CHIN, N. L.; CHAN, S. M.; YUSOF, Y. A.; CHUAH, T. G.; TALIB, R. A. Modelling of rheological behaviour of pummelo juice concentrates using master-curve. **Journal of Food Engineering**, v. 93, p. 134-140, 2009.

DITCHFIELD, C. **Estudo do processamento contínuo do purê de banana (*Musa cavendishii* Lamb.)**. 2004. 268p. Tese (doutorado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

DITCHFIELD, C.; TADINI, C. C.; SINGH, R. K.; TOLEDO, R. T. Velocity and temperature profiles, heat transfer coefficients and residence time distribution of a temperature dependent Herschel-Bulkley fluid in a tubular heat exchanger. **Journal of Food Engineering**, v. 76, p. 632-638. 2006.

DUNKLEY, W. L., WATSON, E. L., McKILLOP, A. A. Variations in heat treatment of individual product particles in plate heat exchangers. **Food Technology**, v. 15, n. 9, 1961, p. 400-403.

EESA, M.; BARIGOU, M. Enhancing radial temperature uniformity and boundary layer development in viscous Newtonian and non-Newtonian flow by transverse oscillations: a CFD study. **Chemical Engineering Science**, v. 65, p. 2199 – 2212, 2010.

FALGUERA, V.; IBARZ, A. A new model to describe flow behaviour of concentrated orange juice. **Food Biophysics**, v. 5, p. 114-119, 2010.

FELLOWS, P. **Food processing technology: principles and practice**. 2nd ed. Boca Raton: Woodhead publishing Ltda e CRC Press LLC, 2000. 575 p.

FILLAUDEAU; L.; Le-NGUYEN; K., ANDRÉ, C. Influence of low regime and thermal power on residence time distribution in tubular Joule effect heaters. **Journal of Food Engineering**, v. 95, p. 489 -498, 2009.

FITO, P., LeMAGUER, M., BETORET, N., FITO, P. J. Advanced food process engineering to model real foods and processes: the "SAFES" methodology. **Journal of Food Engineering**, v. 83, p. 173-185, 2007.

FOGLER, H. S. **Elementos de engenharia das reações químicas**. 3^a ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 892p.

GARBUTT, J. **Essentials of Food Microbiology**. Londres: Editora Arnold, 1997. 251p.

GRATÃO, A. C. A. **Termofluidodinâmica de sucos de frutas pseudoplásticos em dutos cilíndricos e ânnulos cilíndricos**. 2006. 216p. Tese (doutorado). Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

GRATÃO, A. C. A., SILVEIRA Jr, V.; TELIS-ROMERO, J. Laminar forced convection to a pseudoplastic fluid food in circular and annular ducts. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 33, p. 451-457, 2006.

GRATÃO, A. C. A., SILVEIRA Jr, V.; TELIS-ROMERO, J. Laminar flow of soursop juice through concentric annuli: friction factors and rheology. **Journal of Food Engineering**, v. 78, p. 1343 – 1354, 2007.

GUT, J. A. W.; PINTO, J.M. Optimal Design of Continuous Sterilization Processes with Plate Heat Exchangers. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON COMPUTER AIDED PROCESS ENGINEERING, 2005, Barcelona. **Proceedings of ESCAPE 15**, p. 919-924.

GUT, J. A. W., PINTO, J. M. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 2571-2585, 2003.

GUT, J. A. W.; PINTO, J. M.; GABAS, A. L.; TELIS-ROMERO, J. Continuous pasteurization of egg yolk: thermophysical properties and process simulation. **Journal of Food Process Engineering**, v. 28, p. 181-203, 2005.

GUTIERREZ, C. G. C. **Distribuição do tempo de residência em processo de pasteurização com trocador de calor a placas**. 2008. 96p. Dissertação (mestrado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

HOLDSWORTH, S. D. Rheological models used for the prediction of flow properties of food products: a literature review. **Transactions of the Institute of Chemical Engineering Part C**, v. 71, p. 139-179, 1993.

IGUAL, M.; GARCÍA-MARTÍNEZ, E.; CAMACHO, M. M.; MARTÍNEZ-NAVARRETE, N. Effect of thermal treatment and storage on the stability of organic acids and the functional value of grapefruit juice. **Food Chemistry**, v. 118, p. 291-299, 2010.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**, 6ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643p.

JUNG, A.; FRYER, P. J. Optimising the quality of safe food: computational modeling of a continuous sterilization process. **Chemical Engineering Science**, v. 54, n. 6, p. 717-730, 1999.

KELDER, J. D. H.; PTASINSKI, P. J. A.; KERKHOF; P. J. A. M. Power-law foods in continuous coiled sterilisers. **Chemical Engineering Science**, v. 57, p. 4605-4615, 2002.

KERN, D. Q. **Procesos de transferência de calor**. Azcapotzalco México: CECSA, 1999. 980 p.

LEE, J. H.; SINGH, R. K. Determination of lethality and processing time in a continuous sterilization system containing particulates. **Journal of Food Engineering**, v. 11, p. 67-92, 1990.

LEGRAND, A.; BERTHOU, M.; FILLAUDEAU, L. Characterization of solid-liquid suspensions (real, large non –spherical particles in non-Newtonian carrier fluid) flowing in horizontal and vertical pipes. **Journal of Food Engineering**, v. 78, p. 345-355, 2007.

LEWIS, M.; HEPPELL, N. **Continuous thermal processing of foods: pasteurization and UHT sterilization**. Gaithersburg: Aspen Publishers, 2000. 447p.

LIDE, D. R. **Handbook of Chemistry & Physics**. Boca Raton: CRC Press, 2005. 2660p.

MABIT, J.; BELHAMRI, R.; RAYOLLE, F.; LEGRAND, J. Development of a time temperature integrator for quantification of thermal treatment in scraped surface heat exchangers. **Innovative Food Science and Emerging Technologies**, v. 9, p. 516-526, 2008.

MILLER, K. S.; KROCHTA, J. M. Oxygen and aroma barrier properties of edible films.: A review. **Trends in Food Science & Technology**, v. 8, p.228-237, jul.1997.

PEREIRA, R. N.; VICENTE, A. A. Environmental impact of novel thermal and non-thermal technologies in food processing. **Food Research International**, v. 43, p.1936-1943, 2010.

RAMASWAMY, H. S.; ABDELRAHIM, K. A.; SIMPSON, B. K.; SMITH, J. P. Residence time distribution (RTD) in aseptic processing of particulate foods: a review. **Food Research International**, v. 8, n. 3, p. 291-310, 1995.

RAO, M. A.; ANANTHESWARAN, R. C. Rheology of fluids in food processing. **Food Technology**, p.116-126, 1982.

ROZZI, S., MASSINI, R., PACIELLO, G., PAGLIARINI, G., RAINIERI, S., TRIFIRÒ, A. Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: comparison between smooth and helically corrugated wall tubes. **Journal of Food Engineering**, v. 79, p. 249-254, 2007.

SANCHO, M. F.; RAO, M. A. Residence time distribution in a holding tube. **Journal of Food Engineering**, v. 15, p.1-19, 1992.

SANDEEP, K. P.; ZURITZ, C. A.; PURI, V. M. Determination of lethality during aseptic processing of particulate foods. In: TRANS ICHENE, 1999, Institution of chemical Engineers. **Proceedings**, v. 77, part C, p. 11-17.

SANNERVIK, J.; BOLMSTEDT, U.; TRÄGARDH, C. Heat transfer in tubular heat exchangers for particulate containing liquid foods. **Journal of Food Engineering**, v. 29, p. 63-74, 1996.

SILVA, F. V. M.; GIBBS, P. A. Non-proteolytic *Clostridium botulinum* spores in low-acid cold-distributed foods and design of pasteurization processes. **Trends in Food Science & Technology**, v. 21, p. 95-105, 2010.

SILVA, F. V. M.; SILVA, C. L. M. Quality optimization of hot filled pasteurized fruit purees: container characteristics and filling temperatures. **Journal of Food Engineering** v. 32, p. 351-364, 1997.

SKOGLUND, T.; DEJMEK, P. A dynamic object-oriented model for efficient simulation of microbial reduction in dispersed turbulent flow. **Journal of Food Engineering**, v. 86, p. 358 – 369, 2008.

STEFFE, J. F. **Rheological Methods in Food Process Engineering**. 2ed. East Lansing: Freedman Press, 1992, 418p.

SUGAI, A. Y. **Processamento contínuo de purê de manga (*Mangifera indica* Linn), variedade Palmer**. 2007. 83p. Tese (doutorado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

TOLEDO R.T. **Fundamentals of Food Process Engineering**. 2.ed. New York: Chapman & Hall, 1999, 579p.

TORRES, A. P.; OLIVEIRA, F. A. R. Residence time distribution studies in continuous thermal processing of liquid foods: a review. **Journal of Food Engineering**, v. 36, p. 1-30, 1998.

TORRES, A. P.; OLIVEIRA, F. A. R.; FORTUNA, S. P. Residence time distribution in a continuous tubular thermal processing system part I: relating rtd to processing conditions. **Journal of Food Engineering**, v. 35, p. 147-163, 1998.

TRIBESS, T. B. **Estudo da cinética de inativação térmica da pectinaesterase em suco de laranja natural minimamente processado**. 2003. 117p. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

TRIBESS, T. B.; TADINI, C. C. Inactivation kinetics of pectinmethylesterase in orange juice as a function of pH and temperature-time process conditions. **Journal of the Science of Food and Agriculture**, v. 86, p. 1328-1335, 2006.

TUCKER, G.; HEYDON, C. Food particle residence time measurements for the design of commercial tubular heat exchangers suitable for processing suspensions of solids in liquids. **Institution of Chemical Engineers**, v. 76, part C, p. 208–216, 1998.

UMME, A.; ASBI, B. A.; SALMAH, Y.; JUNAINAH, A.H.; JAMILAH, B. Characteristics of soursop natural puree and determination of optimum conditions for pasteurization. **Food Chemistry**, v. 58, n.1-2, p.119-124, 1997.

UZZAN, M.; LEINER, K. M.; LABUZA, T. P. Temperature profiles within a double-pipe heat exchanger with countercurrent turbulent flow of Newtonian fluids: derivation, validation and application to food processing. **Journal of Food Science**, v. 69, n. 9 p. 433-440, 2004.

ZEPKA; L. Q.; BORSARELLI; C. D.; SILVA; M. A. A. P. MERCADANTE; A. Z. Thermal degradation kinetics of carotenoids in a cashew apple juice model and its impact on the system color. **Journal of Agricultural and Food Chemistry**, v. 57, p. 7841-7845, 2009.

ZHONG, Q.; SANDEEP, K. P.; SWARTZEL, K. R. Continuous flow radio frequency heating of particulate foods. **Innovative Food Science and Emerging Technologies**, v. 5, p. 475-483, 2004.