

John Wilmer Parra LLanos

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO FENOMENOLÓGICA DE  
UM SECADOR RAMA TÊXTIL**

Dissertação submetida ao  
Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Química da  
Universidade Federal de Santa  
Catarina para a obtenção do Grau de  
Mestre em Engenharia Química.  
Orientador: Prof. Dr. Marinho  
Bastos Quadri

Florianópolis  
2015



John Wilmer Parra LLanos

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO FENOMENOLÓGICA DE  
UM SECADOR RAMA TÊXTIL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Química, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.

Florianópolis, 29 de maio de 2015.

---

Prof. Ricardo Antônio Francisco Machado, Dr. Sc.  
**Coordenador do CPGENQ**

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Marinho Bastos Quadri, Dr. Sc.  
**Orientador**

---

Prof. Antônio Augusto Ulson de Souza, Dr. Sc.  
**Membro Interno / PosENQ**

---

Prof. Ricardo Antônio Francisco Machado, Dr. Sc.  
**Membro Interno / PosENQ**

---

Prof. Henry França Meier  
**Membro Externo / FURB**



## AGRADECIMENTOS

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina pelo acolhimento e recursos para realização do mestrado.

Ao professor Marinho Bastos Quadri, pela oportunidade oferecida, orientação e ensinamentos transmitidos no período do Mestrado.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro.

A minha mãe por haver-me apoiado durante toda a vida e incentivado a estudar. Um agradecimento especial aos meus sogros por seu apoio e colaboração durante o Mestrado.

Agradeço a minha namorada por estar sempre presente e me dar seu apoio e confiança.



*“Só aqueles que tem paciência para fazer coisas simples com perfeição é que irão adquirir habilidades para fazer coisas difíceis com facilidade”.*

*(Johann Christoph Von Schiller)*





## RESUMO

Na indústria têxtil a secagem é um dos processos mais importantes. Este processo demanda grandes investimentos e um consumo elevado de energia, resultando em custos altos para as empresas deste setor. Os secadores Rama são equipamentos térmicos utilizados na secagem de tecidos em processo contínuo, tendo também a função de termofixação de acabamentos ao produto final. A modelagem e a simulação da secagem neste tipo de secador podem auxiliar na definição das condições adequadas de operação, resultando no aumento da eficiência do processo e na diminuição do consumo de energia.

O presente trabalho apresenta a modelagem do processo de secagem num secador Rama através do desenvolvimento de simulações que acoplaram os fenômenos de escoamento, transferência de calor e transferência de massa. Para a modelagem computacional do problema, foi construída uma geometria 3D baseada em medidas tomadas de um injetor de um secador Rama. Foi utilizado o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  padrão na solução do escoamento turbulento com transferência de calor e os modelos de transferência de calor e de massa em meio poroso. As equações dos modelos são resolvidas numericamente pelo método de elementos finitos. Para cumprir os objetivos propostos foram feitos três estudos de caso, no primeiro estudo de caso se avaliou o processo de secagem sob condições de operação reais de um secador Rama; no segundo e terceiro estudo de caso foram alteradas a velocidade de entrada do ar nos injetores e a velocidade de translação do tecido no interior da Rama, respectivamente. O modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  padrão mostrou-se como um modelo capaz de reproduzir o comportamento do ar nos injetores. Os resultados mostram que as maiores velocidades ocorrem nos extremos do injetor; isto produz altos coeficiente de calor e massa e como consequência a velocidade de secagem nestas zonas do tecido são maiores. Os perfis de umidade e de temperatura no tecido foram obtidos para cada um dos campos da Rama e constatou-se que os modelos representaram o processo real satisfatoriamente. A velocidade de entrada do ar, bem como a velocidade de deslocamento do tecido demonstraram ter grande influência sobre a transferência de calor e massa no processo de secagem, portanto, como são dois parâmetros operacionais, devem ser considerados para a otimização da eficiência dos secadores Rama.

**Palavras-chave:** Modelagem. Rama. Tecido. Escoamento.



## ABSTRACT

In textiles industry drying is one of the most important processes. This process requires large investments and high energy consumption, resulting in high costs for companies in this sector. The stenter thermal dryers are devices used in fabric drying in a continuous process, while also having the function of heat setting finishing the final product. The modeling and simulation of drying this type of dryer can assist in defining adequate operating conditions, resulting in increased process efficiency and reducing energy consumption.

This paper presents the modeling of the drying process in a dryer stenter through the development of simulations that engaged the flow phenomena, heat transfer and mass transfer. For the computational modeling of the problem, we constructed a 3D geometry based on measures of a gun of a Rama dryer. We used the turbulence model  $k-\epsilon$  standard in solution of the turbulent flow with heat transfer and heat transfer models and mass porous medium. The equations of the models are solved numerically by the finite element method. To meet the proposed objectives were made three case studies, in the first case study evaluated the drying process under real operating conditions of a stenter dryer; the second and third case study were changed air intake velocity in the nozzles and the translation speed of the fabric inside the stenter, respectively. The turbulence model  $k-\epsilon$  standard proved to be a model able to reproduce the behavior in air nozzles. The results show that higher velocities occur in the nozzles ends; this produces high heat and mass coefficient and consequently the rate of drying of the fabric in these areas are larger. Moisture and temperature profiles in the fabric were obtained for each of the fields and the stenter was found that the models representing the actual process satisfactorily. The air inlet velocity and the moving velocity of the fabric demonstrated a great influence on the heat and mass transfer in the drying process therefore they are two operating parameters must be considered to optimize the efficiency of dryers the stenter.

**Keywords:** Modeling. Stenter. Fabric. Flow.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema do processo de secagem. ....	35
Figura 2 - Diagrama da migração de umidade do interior para a superfície do sólido. ....	37
Figura 3 – Curva da taxa de secagem ao longo do tempo. ....	42
Figura 4 - Histerese entre as isotermas de adsorção e de dessorção de umidade na fibra de algodão. Dados obtidos a 21 °C.....	43
Figura 5 - Isoterma de dessorção de umidade para algumas fibras têxteis. Dados obtidos a 21 °C.....	43
Figura 6 – Secador Rama. ....	45
Figura 7 – Principais partes do secador Rama.....	46
Figura 8 – Principais partes do secador Rama.....	47
Figura 9 – Desenho esquemático de uma câmara de secagem em uma rama de aquecimento direto. ....	48
Figura 10 – Alguns tipos de bicos usados em secadores Rama, bico flat (a), bico elevado (b), bico slot (c). ....	49
Figura 11 – Fotos de um injetor de um secador Rama. ....	65
Figura 12 – Geometria 3D de um par de injetores do secador Rama. ...	65
Figura 13 – Geometria 3D dos injetores superior e inferior de um secador Rama de aquecimento direto. ....	69
Figura 14 – Distribuição de bicos no interior do injetor.....	70
Figura 15 – Tecido e suas dimensões. ....	70
Figura 16 – Fronteiras selecionadas para o modelo de Escoamento não isotérmico.....	74
Figura 17 – Fronteiras consideradas no estudo da transferência de massa e calor no tecido. ....	79
Figura 18 – Malha com detalhes utilizada na discretização do domínio de cálculos.....	87
Figura 19 – Linha traçada sobre a superfície do tecido para o cálculo dos coeficientes convectivos de calor. ....	87

Figura 20 – Valores locais dos coeficientes convectivos de calor para diferentes malhas. ....	88
Figura 21 – Modelo de isoterma de Henderson – Thompson ajustado aos pontos experimentais em várias temperaturas.....	90
Figura 22 – Modelo ajustado aos valores de calor isostérico integral de dessorção em função da umidade de equilíbrio do tecido.....	91
Figura 23 - Campo de velocidades do ar nos injetores para o estudo do caso 1 (Var=5 m/s, Vtec= 0,4 m/s). ....	93
Figura 24- Campo de velocidades do ar nos injetores para o estudo do caso 2 (Var=7 m/s, Vtec= 0,4 m/s). ....	93
Figura 25- Perfil de velocidade do ar nos injetores para o estudo do caso 3 (Var=5 m/s, Vtec= 0,33 m/s). ....	94
Figura 26– Corte no plano (z-y) (a) e cortes no plano (x-y) (b).....	94
Figura 27- Campo de velocidades e linhas de corrente no plano (z-y) para o estudo de caso 1 com corte em $x= 0,155$ . ....	95
Figura 28- Campo de velocidades e linhas de corrente no plano (x-y) em $z= 0,32$ (a), $z= 1,445$ (b) e $z= 2,645$ (c) para o estudo de caso 1.....	95
Figura 29– Energia cinética turbulenta (a) e taxa de dissipação de turbulência (b) para o estudo do caso 1 no plano (z-y) em $x= 0,155$ ....	96
Figura 30- Coeficientes convectivos locais de calor e números de Nusselt locais sobre superfície de tecido para o estudo de caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s).....	98
Figura 31- Coeficientes convectivos locais de calor e números de Nusselt locais sobre superfície de tecido para o estudo de caso 2 (Var= 7 m/s, Vtec= 0,4 m/s).....	99
Figura 32 - Coeficientes convectivos locais de calor e números de Nusselt locais sobre superfície de tecido para o estudo de caso 3 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,33 m/s).....	99
Figura 33- Posição dos injetores onde se calculam os coeficientes convectivos de calor sobre a superfície do tecido para o caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s).....	100
Figura 34 - Coeficientes convectivos de calor na saída de cada campo do secador rama para o estudo de caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s). ..	101

Figura 35 - Linhas traçadas sobre a superfície do tecido para o cálculo dos coeficientes convectivos de calor, nas zonas das bordas (a); nas zonas intermediárias (b); e na zona central (c).....	102
Figura 36 - Coeficientes convectivos locais de massa e números de Schmidt locais sobre superfície de tecido para o caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s).....	106
Figura 37 - Coeficientes convectivos locais de massa e números de Schmidt locais sobre superfície de tecido para o caso 2 (Var= 7 m/s, Vtec= 0,4 m/s).....	106
Figura 38 - Coeficientes convectivos locais de massa e números de Schmidt locais sobre superfície de tecido para o caso 3 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,33 m/s).....	107
Figura 39 - Perfis de umidade e de temperatura sobre superfície de tecido, na entrada do secador (a) e nas saídas dos campos 1 (b); 2 (c); 3 (d); 4 (e); 5 (f); 6 (g); e 7 (h) para o estudo de caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s). .....	110
Figura 40 - Perfis de umidade e de temperatura sobre superfície de tecido, na entrada do secador (a) e nas saídas dos campos 1 (b); 2 (c); 3 (d); 4 (e); 5 (f); e 6 (g) para o estudo de caso 2 (Var= 7m/s, Vtec= 0,4 m/s). ....	112
Figura 41 - Perfis de umidade e de temperatura sobre superfície de tecido, na entrada do secador (a) e nas saídas dos campos 1 (b); 2 (c); 3 (d); 4 (e); 5 (f); e 6 (g) para o estudo de caso 2 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,33 m/s). ..	114
Figura 42- Perfis de umidade para as diferentes zonas sobre o tecido e concentração média em cada campo da rama, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c). ....	116
Figura 43- Taxa de secagem para as diferentes zonas sobre o tecido em cada campo da rama, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c).....	118
Figura 44- Taxa de secagem para as diferentes zonas sobre o tecido, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c). ....	120
Figura 45- Perfis de temperatura para as diferentes zonas sobre o tecido e temperatura média em cada campo da rama, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c).....	122
Figura 46- Evolução do calor aproveitado no processo de secagem ao longo da rama, calculado individualmente para cada campo. ....	127

Figura 47- Evolução do calor perdido no processo de secagem ao longo da rama, calculado individualmente para cada campo..... 128



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes utilizadas no modelo k- $\epsilon$ .....	73
Tabela 2 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia de vaporização da água. ....	82
Tabela 3 – Especificação das malhas testadas para as simulações. ....	85
Tabela 4 – Especificação das malhas testadas para as simulações. ....	86
Tabela 5 – Especificação das malhas testadas para as simulações. ....	89
Tabela 6 – Especificação das malhas testadas para as simulações. ....	90
Tabela 7 – Coeficientes convectivos de calor médios estimados no estudo do caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	103
Tabela 8 – Coeficientes convectivos de calor médios estimados no estudo do caso 2 (Var= 7 m/s, Vtec= 0,4 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	103
Tabela 9 – Coeficientes convectivos de calor médios estimados no estudo do caso 3 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,33 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	104
Tabela 10 – Coeficientes convectivos de transferência de massa médios estimados no estudo do caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	108
Tabela 11 – Coeficientes convectivos de transferência de massa médios estimados no estudo do caso 1 (Var= 7 m/s, Vtec= 0,4 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	108
Tabela 12 – Coeficientes convectivos de transferência de massa médios estimados no estudo do caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,33 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	108
Tabela 13 – Resultado do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo estimadas no estudo do caso 1 (Var= 5 m/s, Vtec= 0,4 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	125
Tabela 14 – Resultado do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo no estudo do caso 2 (Var= 7 m/s, Vtec= 0,4 m/s), para cada campo do secador Rama. ....	125

Tabela 15 – Resultado do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo estimadas no estudo do caso 3 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,33$  m/s), para cada campo do secador Rama..... 125

Tabela 16 – Resultado globais do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo para os três estudos de caso.  
..... 126

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\%Q_p$  – porcentagem de calor perdido, %

$A_b$  – altura dos bicos, m

$A_i$  – área inferior do tecido, m<sup>2</sup>

$A_s$  – área superior do tecido, m<sup>2</sup>

$c_\infty$  – concentração inicial de água no ar de secagem, mol/m<sup>3</sup>

$c_{A,ar}$  – concentração de água no ar de secagem, mol/m<sup>3</sup>

$c_{A,fs}$  – concentração de água no fluido suporte, mol/m<sup>3</sup>

$c_{A,g}$  – concentração de água na camada de ar em contato com a superfície do tecido mol/m<sup>3</sup>

$c_{A,tec}$  – concentração inicial de água no tecido, mol de água/ kg de tecido seco

$c_{A,tec_0}$  – concentração inicial de água no tecido, mol/m<sup>3</sup>

$c_{eq}$  – concentração de equilíbrio em base seca, mol/m<sup>3</sup>

$C_f$  – coeficiente de atrito, (-)

$C_p$  – capacidade calorífica à pressão constante, J/(kg K)

$C_{p,aço}$  – capacidade calorífica do aço à pressão constante, J/(kg K)

$C_{p,ág}$  – capacidade calorífica da água à pressão constante, J/(kg K)

$C_{p,as}$  – capacidade calorífica do ar seco à pressão constante, J/(kg K)

$C_{p,au}$ : capacidade calorífica do ar úmido, KJ/(kg K)

$C_{p,fs}$  – capacidade térmica do fluido suporte à pressão constante, J/(kg K)

$C_{p,tec}$  – capacidade calorífica do tecido à pressão constante, J/(kg K)

$C_{p,v}$ : capacidade calorífica do vapor de água, KJ/(kg K)

$C_{\epsilon 1}$  – constante experimental, (-)

$C_{\epsilon 2}$  – constante experimental, (-)

$C_\mu$  – constante experimental, (-)

$D$  – coeficiente de difusão através de um sólido,  $m^2/s$   
 $D_b$  – diâmetro dos bicos,  $m$   
 $D_{A,ar}$  – difusividade efetiva do vapor de água no ar,  $m^2/s$   
 $D_{A,tec}$  – difusividade efetiva da água no tecido,  $m^2/s$   
 $D_H$  – diâmetro hidráulico do duto de entrada,  $m$   
 $f_c$  – fator de correção, (-)  
 $F$  – força gravitacional,  $N/m^3$   
 $F_c$  – constante de Faraday's,  $A.s/mol$ .  
 $F_i$  – forças inerciais,  $m^2/s$   
 $F_\mu$  – forças viscosas,  $m^2/s$   
 $Gr$  – gramatura do tecido,  $g/m^2$   
 $h_c$  – coeficiente convectivo de transferência de calor,  $W/(m^2 K)$   
 $H$  – espaço entre os injetores e o tecido,  $m$   
 $I$  – matriz identidade, (-)  
 $I_T$  – intensidade de turbulência, (-)  
 $j_D$  – fator de transferência de massa, (-)  
 $j_H$  – fator de transferência de calor, (-)  
 $k$  – energia cinética de turbulência,  $m^2/s^2$   
 $k_m$  – coeficiente convectivo de massa,  $m/s$   
 $k_v$  – constante de Von Karman, (-)  
 $L$  – comprimento,  $m$   
 $L_T$  – escala de turbulência,  $m$   
 $\dot{m}_{ar}$  – vazão mássica total do ar de secagem,  $kg/s$   
 $\dot{m}_{evap}$  – vazão mássica de água removida do tecido,  $kg/s$   
 $M_{\acute{a}g}$  – massa molecular da água,  $kg/kmol$   
 $M_{as}$  – massa molecular do ar seco,  $kg/kmol$

$M_v$  – massa molecular da água, kg/mol

$MS$  – erro médio estimado

$\mathbf{n}$  – vetor normal

$N_{A,ar}$  – fluxo molar total de água no ar, mol/(m<sup>2</sup> s)

$N_{A,tec}$  – fluxo molar total de água evaporada do tecido, mol/(m<sup>2</sup> s)

$Nu$  – numero de Nusselt, (-)

$P_{at}$  – pressão atmosférica, Pa

$P_k$  – produção de energia cinética turbulenta, W/m<sup>3</sup>

$P_r$  – número de Prandtl, (-)

$P_{sat}$  – pressão vapor da água na saturação, Pa

$P_v$  – pressão parcial de vapor da água, Pa

$q_{iso}$  – calor isostérico de sorção líquido, J/kg

$Q$  – fonte de calor, W/m<sup>3</sup>

$\dot{Q}_{ap}$  – taxa total de energia aportada, J/s

$\dot{Q}_{ar}$  – taxa total de energia do ar de secagem, J/s

$Q_{ev}$  – fluxo convectivo de calor, J/ (m<sup>2</sup> s)

$Q_{iso}$  – calor isostérico de sorção integral, J/kg

$\dot{Q}_{per}$  – calor perdido, J/s

$\dot{Q}_{proc}$  – fluxo de energia requerido para evaporação de água do tecido, J/s

$R$  – constante universal dos gases J/ (mol K)

$R_A$  – taxa de reação, mol/ (m<sup>3</sup> s)

$R_e$  – número de Reynolds, (-)

$Sc$  – número de Schmidt

$St$  – número de Stanton

$t$  – tempo, s

$T_\infty$  – temperatura de referência, K

$T$  – temperatura, K  
 $T_{amb}$  – temperatura do ar ambiente, K  
 $T_{ar}$  – temperatura do ar de secagem, K  
 $T_s$  – temperatura na superfície, K  
 $T_t$  – temperatura do tecido, K  
 $u$  – campo de velocidade da fase fluida, m/s  
 $u_{m,A}$  – mobilidade iônica, mol.s/kg  
 $u_\tau$  – velocidade de atrito, m/s  
 $u_{tang}$  – velocidade tangencial à parede, m/s  
 $UA$  - umidade absoluta do ar, kg de água/kg de ar seco  
 $UR$  – umidade relativa do ar, %  
 $V$  – potencial elétrico, V  
 $V_{ar}$  – velocidade de entrada do ar no injetor, m/s  
 $V_t$  – velocidade de translação do tecido, m/s  
 $x_{as}$  – fração molar do ar seco, (-)  
 $x_v$  – fração molar do vapor de água no ar, (-)  
 $X$  – umidade do material em base seca, kg de água/kg de material seco  
 $X_e$  – umidade de equilíbrio, kg de água/kg de material seco  
 $z_A$  – número de carga iônica da água, W/m<sup>3</sup>

### ***Letras gregas***

$\alpha$  – difusividade térmica (m<sup>2</sup>/s)  
 $\delta_w^+$  – distancia da função parede, m  
 $\Delta H_{vap}$  – entalpia de vaporização da água, J/kg  
 $\varepsilon$  – energia de dissipação do redemoinho de turbulência, m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>  
 $\varepsilon_{tec}$  – porosidade do tecido, (-)

$\theta$  – fração de fase fluida, (-)

$\kappa_f$  – condutividade térmica da fase fluida, W/(m K)

$\kappa_{aço}$  – condutividade térmica do aço, W/(m K)

$\kappa_{ág}$  – condutividade térmica da água, W/(m K)

$\kappa_{ar}$  – condutividade térmica do ar, W/(m K)

$\kappa_{au}$  – condutividade térmica do úmido, W/(m K)

$\kappa_{eq}$  – condutividade térmica equivalente, W/(m K)

$\kappa_{fs}$  – condutividade térmica do fluido suporte, W/(m K)

$\kappa_{tec}$  – condutividade térmica do tecido, W/(m K)

$\mu$  – viscosidade, kg/ (m s)

$\mu_T$  – viscosidade turbulenta, m<sup>2</sup>/s

$\mu_{um}$  – viscosidade do ar úmido, kg/m s

$\rho$  – massa específica, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{aço}$  – massa específica do aço, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{au}$  – massa específica do ar úmido, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{tec}$  – massa específica do tecido, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{fs}$  – massa específica do fluido suporte, kg/m<sup>3</sup>

$\sigma_k$  – número de Prandtl turbulento para  $k$ , (-)

$\sigma_\varepsilon$  – número de Prandtl turbulento para  $\varepsilon$ , (-)

$\nu$ : viscosidade cinemática, m<sup>2</sup>/s





## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>29</b>
1.1	OBJETIVOS.....	31
1.1.1	<b>Objetivo Geral .....</b>	<b>31</b>
1.1.2	<b>Objetivos Específicos.....</b>	<b>31</b>
1.2	JUSTIFICATIVA .....	31
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO .....	32
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRAFICA .....</b>	<b>35</b>
2.1	GENERALIDADES DA SECAGEM .....	35
2.1.1	<b>Definição.....</b>	<b>35</b>
2.1.2	<b>Transferência de Calor e Massa durante a Secagem.....</b>	<b>35</b>
2.1.3	<b>Movimento da Umidade dentro do Sólido Poroso .....</b>	<b>37</b>
2.2	CURVAS FUNDAMENTAIS DE SECAGEM .....	40
2.2.1	<b>Período de Aquecimento do sólido .....</b>	<b>40</b>
2.2.2	<b>Período de Taxa constante .....</b>	<b>40</b>
2.2.3	<b>Período de secagem decrescente .....</b>	<b>41</b>
2.3	ISOTERMAS DE EQUILIBRIO E CALOR ISOSTERICO .....	42
2.3.1	<b>Isotermas de adsorção e dessorção de umidade.....</b>	<b>42</b>
2.3.2	<b>Calor Isostérico.....</b>	<b>44</b>
2.4	SECADOR RAMA NA INDUSTRIA TÊXTIL .....	44
2.4.1	<b>Secador Rama .....</b>	<b>45</b>
2.4.2	<b>Tipos de Rama .....</b>	<b>46</b>
2.4.3	<b>Partes de um Secador Rama de aquecimento direto .....</b>	<b>46</b>
2.4.4	<b>Campos da Rama.....</b>	<b>47</b>
2.5	ESCOAMENTO DO AR .....	49
2.5.1	<b>Classificação do escoamento .....</b>	<b>49</b>
2.5.2	<b>Escoamento Turbulento.....</b>	<b>50</b>
2.5.3	<b>Modelos de Turbulência.....</b>	<b>51</b>

2.6	NÚMEROS ADIMENSIONAIS.....	52
2.7	ANALOGIAS DOS TRANSPORTES DE CALOR E MASSA	54
<b>2.7.1</b>	<b>Analogia de Reynolds.....</b>	<b>54</b>
<b>2.7.2</b>	<b>Analogia de Chilton-Colburn.....</b>	<b>55</b>
2.8	REVISÃO DA LITERATURA.....	56
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>63</b>
3.1	IMPLEMENTAÇÃO DOS MODELOS NO SOFTWARE COMSOL MULTIPHYSICS®.....	63
3.2	PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO .....	64
3.3	PROPRIEDADES DOS MATERIAIS .....	66
3.4	GEOMETRIA E MALHA DE DISCRETIZAÇÃO .....	68
3.5	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	71
<b>3.5.1</b>	<b>Modelagem do escoamento do ar com transferência de calor .....</b>	<b>72</b>
<b>3.5.2</b>	<b>Transferência de massa no ar .....</b>	<b>76</b>
<b>3.5.3</b>	<b>Transferência de massa em meios porosos.....</b>	<b>77</b>
<b>3.5.4</b>	<b>Transferência de calor em meios porosos .....</b>	<b>79</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>83</b>
4.1	APRESENTAÇÃO DOS ESTUDOS DE CASO.....	83
4.2	ESTUDO DE MALHA .....	85
4.3	ISOTERMA DE EQUILÍBRIO E CALOR ISOSTÉRICO .....	89
4.4	ANÁLISE DO ESCOAMENTO DO AR .....	92
4.5	COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA.....	97
<b>4.5.1</b>	<b>Coefficiente Convectivo de Transferência de Calor e o Número de Nusselt.....</b>	<b>97</b>
<b>4.5.2</b>	<b>Coefficiente Convectivo de Transferência de massa e o Número de Schmidt.....</b>	<b>104</b>
4.6	PERFIS DE UMIDADE E TEMPERATURA NO TECIDO ..	110
4.7	AGUA EVAPORADA E DESEMPENHO DA RAMA.....	123

<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>129</b>
<b>6</b>	<b>SUGESTÕES .....</b>	<b>131</b>
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>133</b>



# 1 INTRODUÇÃO

A indústria têxtil tem desempenhado um papel muito importante no desenvolvimento da civilização humana ao longo de vários milênios. Carvão, ferro/aço e algodão foram os principais materiais sobre os quais a revolução industrial foi baseada. A evolução tecnológica a partir da segunda metade do século XVIII levou a um crescimento exponencial da produção de algodão, a primeira partida no Reino Unido, e mais tarde se espalhando para outros países europeus. A produção de fibras sintéticas que começou no início do século XX também cresceram exponencialmente (HASANBEIGI, 2010).

O mercado têxtil e de confecção mundial é dos mais dinâmicos, realizando lançamentos no mínimo a cada quatro vezes no ano. Em 2010, o consumo per capita mundial de fibras era de 11,6 kg/habitante. Em 2010, foram consumidas 80 milhões de toneladas de fibras, sendo 62% de fibras químicas e 38% de fibras naturais, como o algodão. Já a produção mundial de fios, tecidos, malhas e confeccionados foi de 76 milhões de toneladas em 2010. O mapa da produção mundial começou a mudar na década de 80, saindo dos EUA, Europa e Japão para países emergentes da Ásia e, mais recentemente, Leste Europeu, Norte da África e Caribe. Atualmente, a Ásia é responsável por 73% do volume total produzido no mundo, com destaque, por ordem, para: China, Índia, Paquistão, Coreia do Sul, Taiwan, Indonésia, Malásia, Tailândia e Bangladesh. O Brasil ocupa a quarta posição entre os maiores produtores mundiais de artigos de vestuário e a quinta posição entre os maiores produtores de manufaturas têxteis. O Brasil possui uma das últimas cadeias têxteis completas do ocidente. Aqui produzimos desde as fibras até às confecções. O setor reúne mais de 32 mil empresas, das quais mais de 80% são confecções de pequeno e médio porte, em todo o território nacional (ABIT, 2013).

Na indústria têxtil a secagem é um dos processos mais importantes. Do ponto de vista físico, a secagem de tecidos pode ser definida como um balanço entre a transferência de calor da corrente de ar para a superfície do tecido, e a transferência de umidade da superfície do tecido para a corrente de ar. No momento da secagem a água se movimenta de zonas de alta umidade para zonas de baixa umidade, significando que a parte externa deve estar mais seca que a interior (SANTOS *et al.*, 2008). Este processo demanda grandes investimentos e um consumo elevado de energia, resultando em custos importantes para as empresas deste setor. Nos países industrializados, cerca de 7 a 15% da energia gerada com

finalidade industrial é usada para secagem com eficiência térmica relativamente baixa geralmente (OKTAY; HEPBASLI, 2002). Por isso é de grande interesse buscar formas de reduzir a demanda energética, sem prejudicar as características finais dos tecidos.

O calor pode ser transferido por condução, convecção ou radiação. Mais de 85% dos secadores industriais são do tipo convectivo, utilizando ar quente ou gases de combustão como meio de secagem. Para aperfeiçoar a secagem dos produtos têxteis é desejável um completo entendimento dos fenômenos físicos envolvidos na transferência simultânea de calor e de massa presentes nos secadores usados na indústria têxtil, como é o caso do secador Rama. Também é importante no estudo dos secadores Rama a análise do fenômeno de transferência de quantidade de movimento já que nestes tipos de equipamentos, as características de escoamento do fluido influenciam significativamente nos parâmetros de secagem (MUJUMDAR, 2006).

Os secadores Rama são equipamentos térmicos utilizados na secagem de tecidos em processo contínuo. Nas câmaras de secagem, ar aquecido flui sobre o tecido e o seca convectivamente com a troca de calor e massa. O sistema de exaustão retira os vapores resultantes da secagem do tecido, reduzindo a umidade do ar no sistema e, conseqüentemente, aumentando a eficiência da secagem no processo (FERRAZ *et al.*, 2010).

A carência de trabalhos científicos com secadores Rama fica notória após uma revisão de literatura afim. Os estudos desenvolvidos neste tipo de equipamento se referem apenas ao processo de secagem abordado de forma genérica, onde são aplicados balanços de massa e energia. Ha pouca informação sobre variáveis de processo, como temperatura, velocidade e umidade relativa do ar, tipos de tecidos e propriedades destes, o que obriga a coleta de informações in loco nas unidades fabris. A dificuldade de obter experimentalmente condições ótimas de processo e informações das empresas que usam estes equipamentos justifica a necessidade de modelos matemáticos que permitam a simulação e a previsão de comportamentos frente a diferentes situações de teste.

Os modelos matemáticos são idealizações da realidade e sua eficácia na representação de qualquer processo depende da coerência entre o modelo e o sistema real, além da qualidade dos coeficientes utilizados (ELEOTÉRIO, 2009). A modelagem e simulação do escoamento do ar e da secagem de certo tipo de tecido no interior de um secador Rama é capaz de produzir resultados de perfis de velocidade, de temperatura e de umidade, permitindo também determinar coeficientes de transferência de calor e massa que podem auxiliar na definição de

condições otimizadas de processo, segundo a natureza particular dos produtos de dada empresa têxtil. Dessa forma, o estudo da secagem neste tipo de equipamento, pautado pela observância dos fenômenos físicos envolvidos, tem como meta o aprimoramento tecnológico do processo, podendo resultar no aumento de sua eficiência com redução no consumo de energia.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Modelar e simular o processo de secagem de um tecido de algodão por convecção em um secador rama usado na indústria têxtil com base na resolução numérica acoplada das equações de transporte de quantidade de movimento, de calor e de massa.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Estudar o comportamento do ar dentro das câmaras de secagem mediante a obtenção de campos de velocidade e os perfis de energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação turbulenta do ar nos injetores, com o fim de relacioná-los aos fenômenos de transferência de calor e massa;
- Calcular os coeficientes convectivos locais na interface tecido-ar para que possam ser utilizados na reprodução dos fluxos de calor e de massa associados ao processo;
- Obter os perfis de umidade e de temperatura no tecido durante o processo de secagem para cada um dos campos do secador Rama;
- Avaliar os efeitos que a alteração da velocidade de entrada do ar nos injetores e da velocidade de translação do tecido na rama produzem sobre o processo de secagem na Rama.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O atual cenário de competitividade de produtos têxteis importados com os produzidos no país tem estimulado a pesquisa e a aplicação de tecnologias em empresas do setor que buscam se diferenciar de seus concorrentes e ampliar o mercado, por meio de melhorias dos processos com a manutenção da qualidade do produto final.

A simulação de um processo de secagem, baseada na resolução das equações diferenciais de transferência de calor e de massa, ao permitir obter as distribuições de temperatura e de umidade, para além de facultar os objetivos primários da previsão da cinética de secagem, indispensável para fornecer elementos para o dimensionamento e concepção de instalações de secagem, é fundamental para qualquer análise de natureza qualitativa do material a secar (SANTOS, 1992).

O estudo dos fenômenos de transferência de calor e de massa é de fundamental importância para o processo de secagem tanto em termos energéticos (consumo de combustível), como em termos de qualidade final dos produtos (conservação/adequação das propriedades do material). Como se sabe, a secagem de um modo geral, e em particular na indústria têxtil, envolve um grande dispêndio de energia relacionado principalmente com o fenômeno de mudança de fase, de líquido para vapor, da água presente no tecido. Durante o processo de evaporação existe a possibilidade de deterioração dos produtos provocada normalmente por temperaturas e/ou gradientes térmicos e taxas de evaporação excessivas. Evidencia-se assim a necessidade de se aprofundar o estudo do secador rama no que concerne aos aspectos fenomenológicos que regulam o processo de secagem.

Diante das dificuldades de se realizar inúmeros experimentos em um equipamento real, a modelagem e simulação numérica da secagem de tecido em rama se constituem em uma abordagem promissora para o estudo proposto. Desta forma, é possível obter importantes respostas do sistema, como gasto energético associado à quantidade de água evaporada, obtenção de campos de velocidade do ar nos injetores, passando-se com isso a dispor de elementos de difícil determinação experimental que podem auxiliar decisivamente no aperfeiçoamento da operação de secagem.

Assim, a simulação numérica com forte ênfase no acoplamento dos fenômenos de transporte intervenientes no processo de secagem em rama se encontra plenamente justificada e se constitui na principal ferramenta para o desenvolvimento do trabalho aqui apresentado.

### 1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho contém seis capítulos, o primeiro dos quais faz uma introdução ao problema e à forma de abordagem proposta. Também apresenta os objetivos e motivação para o trabalho.



No segundo capítulo, estão detalhados os conceitos básicos e uma revisão bibliográfica onde são relacionados trabalhos envolvendo os fenômenos de transferência convectiva de calor e massa em secadores têxteis sob efeito da turbulência no escoamento do ar de secagem.

As equações gerais para o transporte de quantidade de movimento com turbulência, calor e massa, bem como os modelos matemáticos utilizados na consideração desses fenômenos são apresentados no terceiro capítulo.

No quarto capítulo, se encontram os resultados e as discussões referentes às simulações obtidas dos modelos de escoamento e de transferência de calor e massa.

As conclusões do estudo realizado e algumas sugestões para trabalhos futuros aparecem no quinto capítulo.

Na última seção, as referências bibliográficas usadas no desenvolvimento deste trabalho são apresentadas.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

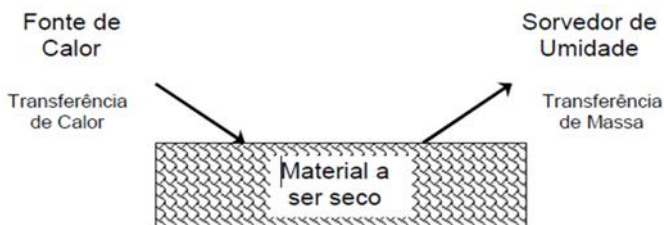
### 2.1 GENERALIDADES DA SECAGEM

#### 2.1.1 Definição

A secagem tem a finalidade de eliminar um líquido volátil contido num corpo não volátil, através de evaporação (PERRY; GREEN, 1999). A secagem é uma operação que envolve simultaneamente as transferências de calor e massa entre o material a ser seco e o meio secante e também recebe influência do escoamento deste meio sobre o sólido. Estes fenômenos dependem das condições de temperatura, umidade, fluxo e direção do fluido de secagem, bem como da natureza e das condições iniciais de umidade e temperatura do material (SANTOS, 2013).

Durante a secagem é necessário o fornecimento de calor para evaporar a umidade do material e também deve haver um sorvedouro de umidade para remover o vapor de água formado a partir da superfície do material a ser seco, como é mostrado na Figura 1 (PARK et al. 2008).

Figura 1 – Esquema do processo de secagem.



Fonte: Park *et al.* (2008).

#### 2.1.2 Transferência de Calor e Massa durante a Secagem

O processo de secagem é o resultado da transferência simultânea de calor e de massa, onde a água é evaporada e removida de um material. O mecanismo limitante da transferência de massa é a difusão que acontece do interior do material em direção à superfície deste, sendo que a partir daí a remoção da umidade se faz normalmente por meio de convecção forçada.

A difusão de umidade no interior do sólido é uma função das propriedades de transporte do material, da natureza geométrica do sólido, da porosidade, da distribuição e conectividade dos poros, da temperatura e do próprio teor de umidade. No processo de convecção, a remoção da água na forma de vapor a partir da superfície do material, depende de condições externas como: temperatura, pressão, velocidade, turbulência e umidade do ar, além da área de exposição superficial (ELEOTÉRIO, 2009; CALVA, 2007).

A transferência de calor e massa na secagem depende de uma série de condições externas e internas.

### Condições externas

As condições externas são definidas pela resistência de transferência de calor e de massa na camada limite do gás, e no caso em que estas predominam, a secagem pouco dependerá das características do sólido, mas sim das condições do gás, e será controlada pela transferência de massa e de calor entre o gás e a superfície sólida. Todo o calor recebido do gás é destinado à evaporação da água e ao aquecimento do sólido.

O conhecimento das condições externas é essencial durante os estágios iniciais da secagem. Os coeficientes convectivos de calor e massa são os parâmetros que controlam a saída de vapor da superfície do sólido para a atmosfera através de uma fina camada de ar em contato com a superfície. A injeção de ar em um secador rama utiliza jatos de ar em alta velocidade direcionados perpendicularmente à superfície do produto para aumentar os coeficientes de transferência de calor convectivos, reduzindo o tempo de processamento (SANTOS, 2013).

### Condições internas

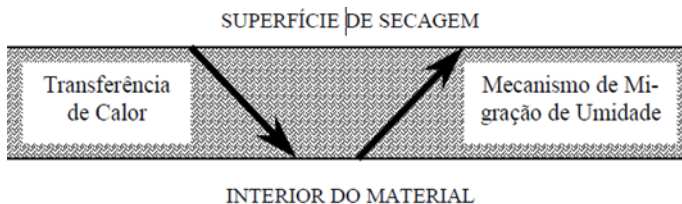
As condições internas são definidas pela transferência de calor e massa através do sólido. No caso que estas predominem, ou seja, a resistência de transferência de massa através do material será muito superior àquela relacionada à camada limite do gás (número de Biot de massa grande), e portanto a difusão interna controlará o processo e as propriedades do sólido passarão a ser mais importantes. Segundo Santos, 2013 as condições internas mais importantes na secagem de tecidos são: o teor de umidade deste e o seu comportamento durante a secagem, bem como o conhecimento das isotermas de desorção de umidade. Uma vez que a secagem envolve a transferência de massa entre as fases gasosa e líquida, é necessário conhecer também as características de equilíbrio do

sólido úmido. A importância de se determinar a isoterma que regula o equilíbrio entre as fases está na possibilidade do uso desta informação para evitar a secagem excessiva do tecido, que pode causar efeitos indesejáveis (como por exemplo, a degradação das fibras devido à exposição excessiva ao calor, o desperdício de energia etc).

### 2.1.3 Movimento da Umidade dentro do Sólido Poroso

O movimento de água do interior do material poroso até a superfície é analisado pelos mecanismos de transferência de massa, que indicará a dificuldade de secagem nos materiais. Durante a secagem, para que haja a evaporação de água da superfície do material ao ambiente, a água deve ser transportada do interior do sólido até a superfície como é mostrado na Figura 2 (ALONSO, 2001).

Figura 2 - Diagrama da migração de umidade do interior para a superfície do sólido.



Fonte: Alonso (2001).

De acordo com Ribeiro (2002), a migração da umidade em meios fibrosos e porosos pode ocorrer sob os seguintes mecanismos: por difusão da água líquida ao longo das fibras devido a gradientes de umidade e temperatura, pelo movimento em função da capilaridade, e pela difusão de vapor devido às variações na pressão de vapor da umidade através da massa fibrosa.

- Mecanismo de difusão de água líquida: ocorrem durante a secagem de sólidos heterogêneos como meios porosos e meios não porosos quando são secos abaixo do teor de umidade crítico. Neste tipo de mecanismo, a umidade está presa ao material e move-se lentamente por difusão. Neste caso, a resistência à transferência de massa do vapor da superfície do sólido ao ar é geralmente insignificante e a difusão da água dentro do sólido controla a taxa de secagem. Uma vez que a

difusividade aumenta com a temperatura do sólido, a taxa de secagem também aumenta (XUE, 2004).

O mecanismo de difusão tem como modelo matemático a equação de Fick, considerando que o fluxo de umidade no interior do sólido é gerado por um gradiente de concentração. A seguinte equação é válida (GEANKOPLIS, 1993):

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ D \left( \frac{\partial X}{\partial x} \right) \right] \quad (1)$$

Onde  $t$  é o tempo,  $x$  é a distância no sólido,  $X$  representa a umidade do material em base seca (b.s.) e  $D$  é o coeficiente de difusão do líquido através do sólido.

Segundo Santos (2013) a equação (1) é aplicada para tecidos quando a condição inicial e as condições de contorno são estabelecidas, junto com as seguintes hipóteses:

- (i) o tecido é homogêneo;
- (ii) as dimensões do tecido permanecem constantes (com espessura  $l$ );
- (iii) o coeficiente de difusão é considerado segundo um valor efetivo constante;
- (iv) a superfície do sólido entra imediatamente em equilíbrio com o meio de secagem;
- (v) a umidade na superfície do tecido é a de equilíbrio do material ( $X_e$ ) com o ar de secagem.

Com a condição inicial e as condições de contorno:

$$X(x, 0) = X_0, \text{ para } 0 < x < l \quad (1.a)$$

$$X(0, t) = X_e, \text{ para } t > 0 \quad (1.b)$$

$$X(l, t) = X_e, \text{ para } t > 0 \quad (1.c)$$

Embora o mecanismo real seja provavelmente mais complicado do que a difusão simples, a equação (1) tem sido muito utilizada para a descrição quantitativa da taxa de secagem de sólidos porosos e não porosos. Muitos sólidos têm as características de seus poros alteradas

durante a secagem e a distribuição do líquido no meio poroso no teor de umidade crítico dificilmente é uniforme (XUE, 2004).

#### - Movimento capilar

Em sólidos granulados ou com estrutura formada por poros abertos, o movimento do líquido dentro do sólido é consequência das forças resultantes das diferenças entre a pressão hidrostática e os efeitos da tensão interfacial (XUE, 2004). Na área de pesquisa com materiais fibrosos, por exemplo, o escoamento capilar tem sido aceito como um dos mecanismos fundamentais, principalmente nos casos de materiais com umidade elevada (SOUSA, 2003).

Segundo Sousa (2003) e Xue (2004) um sólido poroso contém poros interconectados e canais de vários tamanhos. No período de secagem a taxa constante, a perda de umidade estaria relacionada à evaporação da água superficial e daquela obtida pela migração a partir do esvaziamento dos poros maiores. Quando a água no interior desses poros é evaporada, um menisco de água líquida é formado dentro dos poros no sólido. No período de secagem a taxas decrescentes, o líquido nos poros maiores é atraído para o interior do sólido pela ação das forças de tensão interfacial e supre a formação de meniscos nos poros menores. Em seguida, o líquido dos poros recua de modo que o desequilíbrio das forças capilares seja anulado pelo equilíbrio das forças gravitacionais. Retirando-se ainda mais umidade, a proporção da superfície total que permanece saturada fica cada vez menor.

#### - Mecanismo de difusão do vapor

Para Carmo (2004 *apud* Fortes e Okos, 1980), a umidade pode se mover por difusão de vapor através de um sólido, desde que seja estabelecido no seu interior um gradiente de temperatura, que por sua vez irá criar um gradiente de pressão em direção à superfície de secagem. Desta forma, na secagem de uma partícula com o ar a uma determinada temperatura, só existirá fluxo de vapor enquanto o material não entrar em equilíbrio térmico com o ar; a partir daí, o fluxo de massa através do sólido se dará predominantemente por difusão líquida.

É bastante complexo saber ao certo quais mecanismos estariam atuando na secagem de um determinado material. Geralmente um mecanismo tem predominância em um determinado instante do processo, porém diferentes mecanismos podem atuar em fases distintas ou em uma mesma fase do ciclo completo de secagem. A predominância do

mecanismo está relacionada ao tipo de sólido, a distribuição de umidade e as características estruturais pelo material no instante do processo de secagem (ALBUQUERQUE, 2011).

## 2.2 CURVAS FUNDAMENTAIS DE SECAGEM

A cinética de secagem de um material expressa a variação da umidade do material e a intensidade de evaporação com o tempo. A partir das curvas de secagem (umidade em função do tempo) ou de velocidade de secagem (taxa da perda de umidade por unidade de área em função da umidade) que devem ser obtidos no laboratório, se pode fazer uma ideia do tempo de secagem, do consumo de energia, dos mecanismos de migração de umidade, das condições prevalecentes na transferência de calor e de massa e da influência sobre a taxa de secagem das variáveis do processo (temperatura, velocidade e a umidade relativa do ar de entrada), umidade e dimensões da superfície exposta à transferência de massa e de calor.

Normalmente podem ser apreciadas duas partes da curva de regime de secagem: um período de regime constante e um de queda de regime, embora teoricamente existam ou podem ser apreciados três fases ou períodos de secagem.

### 2.2.1 Período de Aquecimento do sólido

É uma etapa de aquecimento do sólido inicial normalmente de curta duração em que a evaporação não é importante por sua intensidade ou por sua quantidade. Nesta fase que corresponde ao segmento “Aquecimento inicial” mostrado na Figura 3, a temperatura do sistema tecido é baixa e a pressão parcial de vapor da água na superfície do tecido é débil, e por consequência, a transferência de massa e a taxa de secagem também são débeis. Com a elevação da temperatura do tecido ocorre um aumento de pressão e da taxa de secagem. O tecido é aquecido desde a temperatura ambiente até chegar a uma temperatura onde a água é evaporada facilmente.

### 2.2.2 Período de Taxa constante

É o chamado primeiro período de secagem ou período de taxa constante de secagem, onde se evapora umidade livre do material e as condições externas prevalecerem. Durante este período que corresponde



ao segmento “Taxa constante” mostrado na Figura 3, o sólido tem um comportamento não higroscópico. As resistências à transferência de calor e massa independem dos mecanismos internos, estando localizadas apenas no ar que envolve o material, permanecendo constante a taxa de evaporação. O término desta etapa corresponde ao instante em que a migração interna de água para a superfície do material não consegue mais compensar a evaporação da água livre superficial. A umidade neste ponto é denominada por umidade crítica, cujo valor vai depender do material e das condições em que se processa a secagem (SOUSA, 2003)

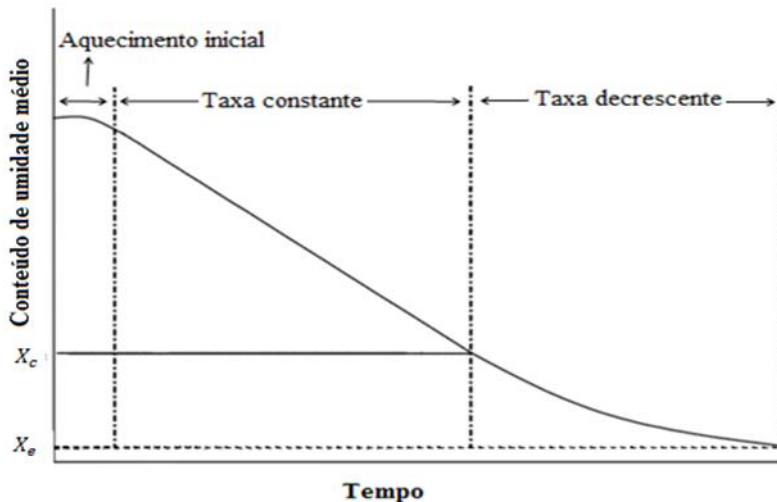
A partir da construção das curvas experimentais de secagem do material, podem ser determinados os valores da taxa constante de secagem por unidade de massa sólida seco.

### **2.2.3 Período de secagem decrescente**

É o segundo período de secagem, correspondente ao segmento “Taxa decrescente” mostrado na Figura 3, onde parte da umidade ligada é removida e as condições internas passam a prevalecer no estabelecimento da cinética de secagem. Em muitos casos, este período pode ser dividido em duas fases distintas, a depender do comportamento da taxa de secagem. Na primeira fase, pode acontecer o transporte simultâneo ou em separado tais como: o escoamento capilar, a difusão de líquido e a difusão de vapor. Na segunda fase o mecanismo dominante do transporte de umidade, provavelmente, é a difusão de vapor e é nesta fase que corresponde ao final do processo de secagem onde a umidade se dá no interior do material. Para o tecido essa taxa é controlada pela taxa de migração do líquido até a superfície do tecido ocorrendo à evaporação. A saturação de água na fibra é indicada quando a taxa entra no período decrescente no momento em que a migração da água para a superfície do tecido diminui (ALBUQUERQUE, 2011).

Na taxa de transferência de massa dentro do tecido, a massa transferida para a superfície cai progressivamente e com isso a temperatura da superfície do tecido aumenta no final da secagem. Muitos pesquisadores propõem diferentes equações para este período da secagem por causa de sua complexidade (BONTEMPI, 2004).

Figura 3 – Curva da taxa de secagem ao longo do tempo.



Fonte: Santos (2013).

## 2.3 ISOTERMAS DE EQUILIBRIO E CALOR ISOSTERICO

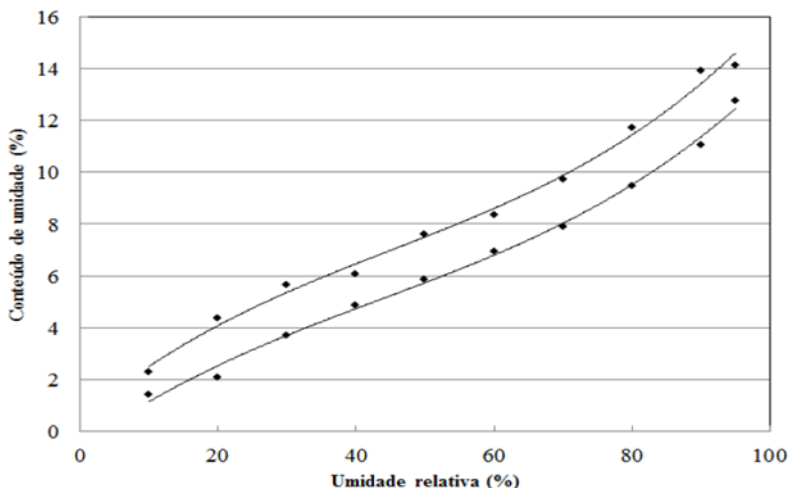
### 2.3.1 Isotermas de adsorção e dessorção de umidade

As isotermas são as curvas de equilíbrio, compostas pelas umidades de equilíbrio do material correspondentes às umidades relativas ou à atividade de água para uma dada temperatura. O estudo do comportamento das fibras perante o vapor de água é muito importante na maioria dos processos que envolvem a secagem de tecidos. Se for posto um tecido seco em um ambiente com uma certa umidade relativa a temperatura constante esta fibra promoverá uma adsorção do vapor de água do ambiente até um valor de equilíbrio, característico para cada tipo de fibra. Se o valor da umidade relativa do ambiente diminuir ocorrerá uma desorção do vapor de água da fibra de forma similar a adsorção. A diferença entre a desorção e a adsorção recebe o nome de histerese (BONTEMPI, 2004).

Pela isoterma é possível saber se será possível atingir uma umidade de equilíbrio adequada para manter as propriedades do tecido e evitar a secagem excessiva do material, que pode causar amarelamento e alto custo de energia (SANTOS, 2013). As curvas de adsorção e dessorção de

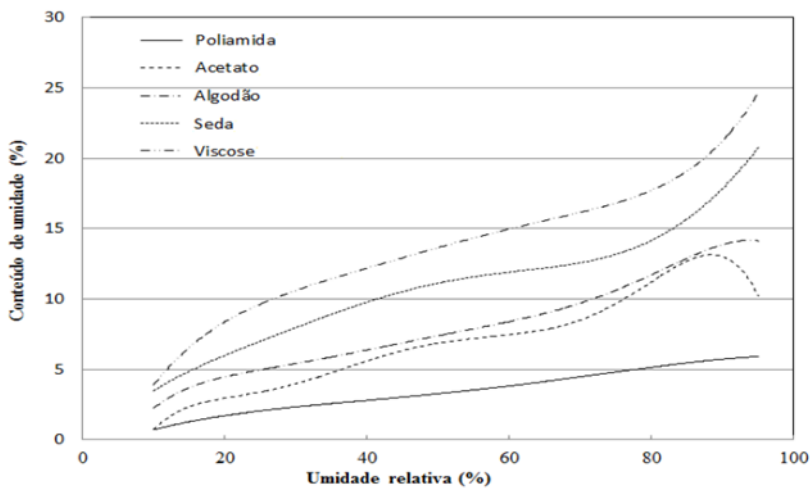
umidade para a fibra de algodão para uma temperatura de 21 °C são mostradas na Figura 4.

Figura 4 - Histerese entre as isotermas de adsorção e de dessorção de umidade na fibra de algodão. Dados obtidos a 21 °C.



Fonte: Santos (2013).

Figura 5 - Isoterma de dessorção de umidade para algumas fibras têxteis. Dados obtidos a 21 °C.



Fonte: Santos (2013).

Na Figura 5 são apresentadas curvas de desorção de umidade para o algodão e outros tipos de fibras a 21 °C. A quantidade de umidade absorvível por materiais fibrosos varia como mostra a Figura 5.

Observa-se na Figura 5 que as fibras hidrofílicas de origem natural como o algodão e a seda podem reter consideráveis quantidades de umidade, ao passo que algumas fibras artificiais (viscose, poliamida e acetato) são pouco ou nada higroscópicas. Considera-se que a água pode ser absorvida pelas fibras hidrofílicas de dois modos: fortemente retida pela estrutura ou como líquido livre (RIBEIRO, 2002).

### 2.3.2 Calor Isostérico

O calor isostérico de sorção é obtido, em geral, a partir de dados de equilíbrio higroscópico e é definido, termodinamicamente, como a diferença entre a entalpia da água na fase de vapor e a entalpia da água líquida adsorvida no sólido, isto é, representa a quantidade de energia necessária para evaporar a água adsorvida na fase sólida do produto (LIMA *et al.*, 2008).

O conhecimento do calor isostérico em função do teor de água de equilíbrio é essencial nos estudos de secagem servindo para estimar as necessidades energéticas do processo de secagem além de fornecer dados sobre o estado da água no produto (COSTA *et al.*, 2013).

## 2.4 SECADOR RAMA NA INDÚSTRIA TÊXTIL

Com o preço do petróleo no mercado internacional aumentando cada vez mais, ao mesmo tempo em que instituições e organizações não governamentais, em várias partes do mundo, começam a pressionar para que as indústrias adotem tecnologias que permitam redução de consumo energético e de emissão de gases, adotar sistemas eficientes de recuperação de calor pode ser a solução para que tinturarias e beneficiadoras têxteis se antecipem às exigências do mercado por uma produção mais limpa (ALVAREZ, 2011).

Tipicamente, a indústria têxtil é caracterizada por um processo de manufatura dividido basicamente nas etapas de fiação, tecelagem, malharia, acabamento e confecção e cada uma delas com múltiplas unidades de produção, interdependentes entre si.

O acabamento é a fase mais intensiva em energia do processo têxtil, principalmente na forma térmica, para o aquecimento de água e produção de vapor do processo. A secagem é um dos processos que mais

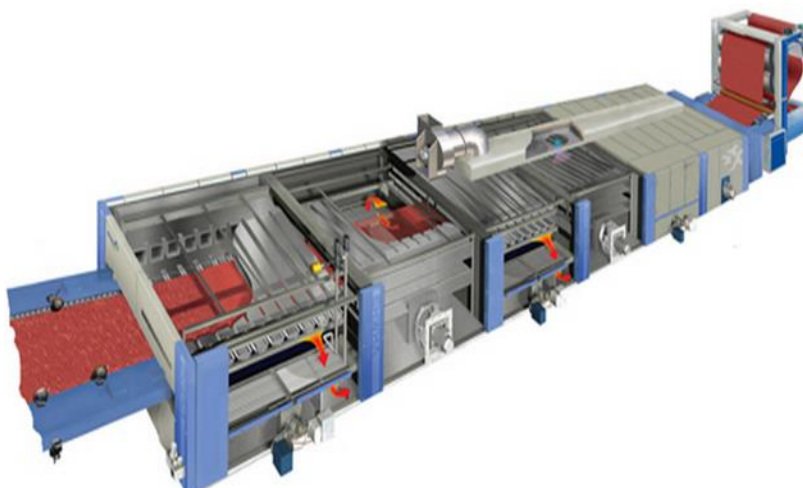
consomem energia e a quantidade de água nos tecidos é um fator que influencia esta operação, uma vez que quanto maior a umidade do material, maior o tempo de permanência dele nas câmaras aquecidas, o que aumenta a quantidade calor necessária (GOULART, 2008).

O secador Rama é um dos equipamentos mais utilizados durante a etapa de acabamento de um tecido. Neste tipo de secador, ar quente é injetado diretamente sobre as superfícies inferior e superior do tecido por uma série de bicos posicionados de modo a remover a umidade pelo princípio da convecção forçada. A rama também tem a função de termofixar acabamentos como corantes, amaciantes e resinas, além de uniformizar as dimensões do produto (CHEREM, 2004).

### 2.4.1 Secador Rama

As Ramas (Figura 6) são equipamentos térmicos utilizados na secagem de tecidos em processo contínuo, tendo, além disso, as funções de extrair, promover a cura da resina e dar acabamento ao produto final. O tecido é preso nas bordas por ourelas e tensionado transversalmente, passando pela câmara de secagem a uma determinada velocidade. O ar úmido formado devido à água removida do tecido como vapor é continuamente removido pelo sistema de exaustão, aumentando a eficiência da secagem (FERRAZ *et al.*, 2010; CERON, 2008).

Figura 6 – Secador Rama.



Fonte: Ehwha Glotech (2014).

## 2.4.2 Tipos de Rama

### a) Aquecimento indireto por intermédio do óleo térmico

Nas ramas de aquecimento indireto com óleo térmico, o óleo a 270 °C aquece o ar que circula nos radiadores que é posteriormente enviado ao interior da rama por um sistema de ventilação. O ar flui por sobre o tecido e o seca convectivamente com a troca de massa e calor (FERRAZ *et al.*, 2010).

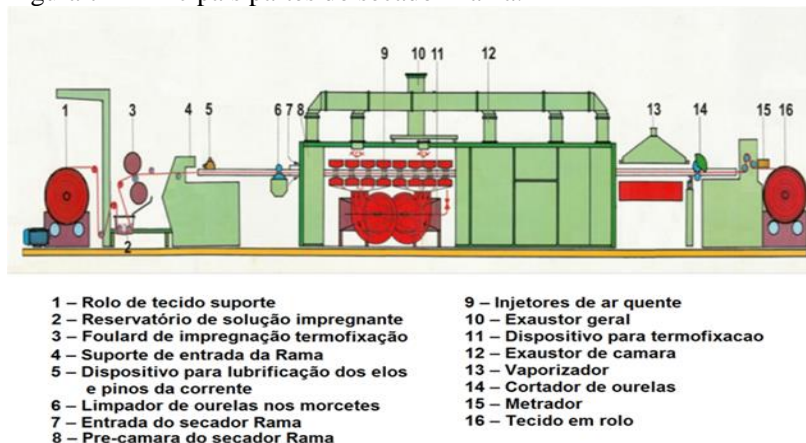
### b) Aquecimento direto através dos gases de combustão

Já nas ramas de aquecimento direto, queima-se o gás natural diretamente dentro da rama. A fim de manter as temperaturas dentro dos intervalos de operação, há uma injeção de ar a temperatura ambiente. A mistura dos gases de combustão com o ar a temperatura ambiente forma uma mescla de ar quente. O ar quente é usado diretamente para a troca calor e massa com o tecido ( FERRAZ *et al.*, 2010).

## 2.4.3 Partes de um Secador Rama de aquecimento direto

A Figura 7 mostra as principais partes de um secador Rama de aquecimento direto, tipo de Rama na qual será focado o desenvolvimento deste trabalho.

Figura 7 – Principais partes do secador Rama.



Fonte: adaptado de Ceron (2008).

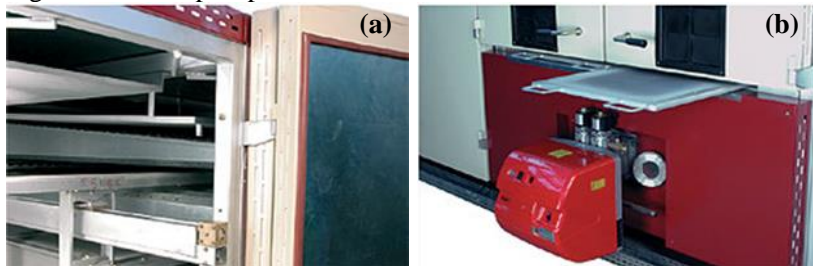
De início, o tecido é acondicionado em um cavalete, na entrada do secador rama. Depois é submerso em uma solução impregnante cuja função é conferir diferentes propriedades ao tecido. A eliminação do excesso da solução impregnante é realizada por um processo mecânico de hidroextração por foulard (conjunto de cilindros de aço inoxidável). Têm o propósito de realizar uma pré-secagem obtidos por espremagem entre cilindros, sujeitos a uma determinada pressão, que deve ser igual em toda a sua extensão, para assegurar uma distribuição homogênea da solução no tecido. Após de passar pelo foulard, o tecido é fixado pelas laterais por meio de um conjunto de ourelas dispostas horizontalmente, sendo tensionado transversalmente, e seguindo pela câmara de secagem a velocidades que variam entre 10 e 100 m/min (CERON, 2008).

Ar quente é injetado diretamente sobre as superfícies inferior e superior do tecido por uma série de bicos posicionados de modo a remover a umidade pelo princípio da convecção forçada (FERRAZ *et al.*, 2010). A saída do tecido na Rama é a fase do processo de compactação, onde se promove o relaxamento mecânico do tecido. Neste processo o tecido deve estar seco, com baixos índices de umidade nas condições ideais para cada tipo de fibra. Após a passagem pela câmara de secagem o tecido é submetido a uma padronização de espessura em um novo conjunto de foulard.

#### 2.4.4 Campos da Rama

Um secador Rama possui entre 5 e 8 campos (Figura 8-a), com 3 metros de comprimento por campo, com variações térmicas de controle para cada um, ajustados em painel de controle (CERON, 2008). Cada campo possui 16 injetores de ar quente, sendo 8 superiores e 8 inferiores e mais um conjunto de 2 motores e 2 rotores próprios (Figura 8-b).

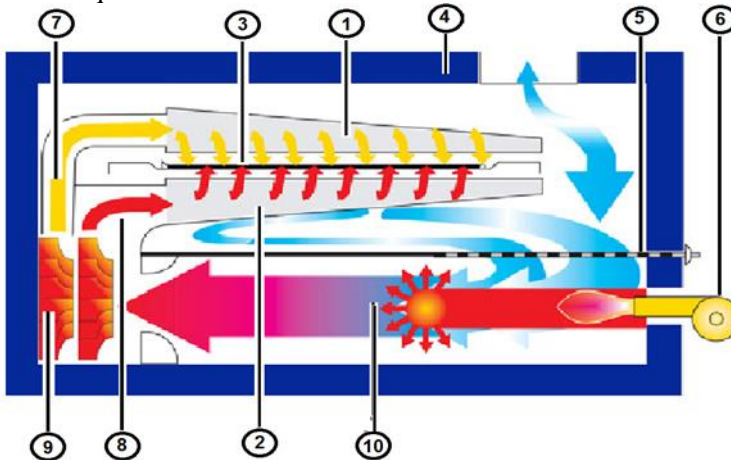
Figura 8 – Principais partes do secador Rama.



Fonte: Albrecht Equipamentos Industriais (2014)

A Figura 9 mostra a vista lateral de um par de injetores, um superior e outro inferior, também se vêem os diversos componentes que intervierem dentro de um campo de secagem de uma Rama de aquecimento direto.

Figura 9 – Desenho esquemático de uma câmara de secagem em uma rama de aquecimento direto.



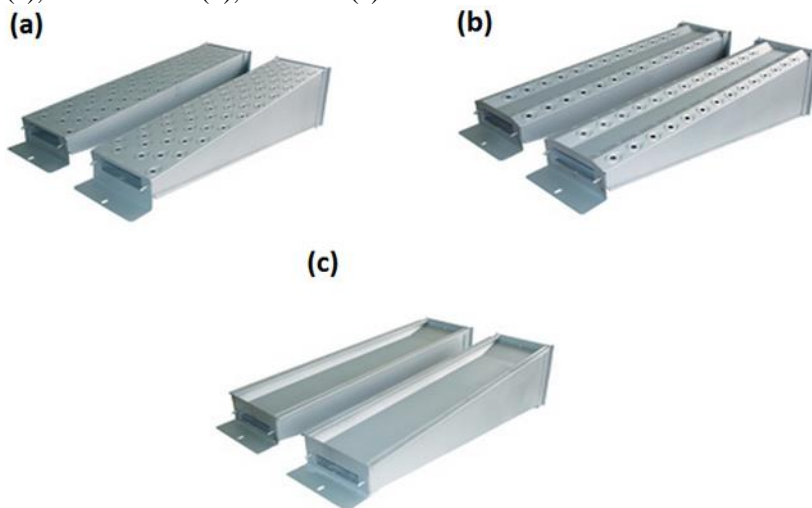
- |   |  |
|---|--|
| 1 – Tecido                                      | 6 – Queimador a gás GLP                  |
| 2 – Injetor superior                            | 7 – Condutos de ar para injetor superior |
| 3 – Injetor inferior                            | 8 – Condutos de ar para injetor inferior |
| 4 – Painéis de isolamento                       | 9 – Rotor                                |
| 5 – Filtros horizontais superiores e inferiores | 10 – Setor de aquecimento                |

Fonte: adaptado de Inspiron (2014).

Nos injetores o ar passa através de bicos, que podem ter diferentes formas geométricas. Na Figura 10 são mostrados alguns tipos de bicos usados para secadores Rama de aquecimento direto. O bico flat (Figura 10-a) é ideal para tecidos sintéticos de malha e tecidos mistos. O bico elevado (Figura 10-b) é ideal para malhas de algodão e tecidos de algodão. E a Figura 10-c mostra o bico slot ideal para tecidos escovados e veludos.



Figura 10 – Alguns tipos de bicos usados em secadores Rama, bico flat (a), bico elevado (b), bico slot (c).



Fonte: Ehwha Glotech (2014).

## 2.5 ESCOAMENTO DO AR

Um processo de secagem por convecção sempre estará associado a um escoamento do ar em torno do material a secar, responsável pelo transporte convectivo de calor e de massa. A maioria dos escoamentos encontrados na natureza e em aplicações de engenharia ocorre em regime turbulento. Tais escoamentos são diferenciados por uma série de características complexas, dentre elas a presença de variações de velocidade e de propriedades escalares em todas as direções e também no tempo (DISCONZI, 2011).

### 2.5.1 Classificação do escoamento

Baseados em diferentes critérios os escoamentos de fluidos podem ser classificados em vários tipos. Pode-se ter, por exemplo, escoamentos estacionários ou permanentes que são aqueles cujas grandezas como velocidade e pressão não variam com o tempo. Caso contrário, eles são ditos transientes ou não permanentes. Outra classificação foi proposta em 1883 por Reynolds (SOUZA, 2009). Ele verificou experimentalmente a existência de dois tipos de escoamentos, o laminar e o turbulento.

- Escoamento laminar é idealizado como aquele no qual camadas muito finas, ou lâminas, de fluido parecem escorregar umas sobre as outras havendo somente troca de quantidade de movimento molecular.

- Escoamento turbulento é aquele no qual as partículas de fluido individuais apresentam um movimento desordenado, isto é, a velocidade apresenta componentes transversais ao movimento geral do conjunto ao fluido. Neste ponto deve-se salientar que “laminar” ou “turbulento” não são características do fluido, mas um estado em que ele se encontra devido às condições do escoamento. A natureza de um escoamento, isto é, se laminar ou turbulento e sua posição relativa numa escala de turbulência é indicada pelo número de Reynolds.

- Numero de Reynolds

O número de Reynolds, parâmetro adimensional, é a relação entre as forças inerciais ( $F_i$ ) (devido à velocidade) e as forças viscosas ( $F_\mu$ ), podendo ser escrita como:

$$Re = \frac{\Sigma F_i}{\Sigma F_\mu} = \frac{\rho LV}{\mu} \quad (2)$$

Onde  $\rho$  é a densidade e  $\mu$  a viscosidade do fluido.  $L$  e  $V$  são comprimentos e velocidades características do escoamento, e dependem do problema em estudo.

A magnitude do número de Reynolds indica a importância para o escoamento das forças inerciais ( $Re > 1$ ) e das forças viscosas ( $Re < 1$ ). Quando  $Re \gg 1$ , as forças viscosas são importantes somente nas regiões adjacentes às superfícies sólidas, devido à presença da camada limite (fina região ao redor da superfície de corpos em movimento imersos em fluido na qual o gradiente de velocidade  $\frac{\partial v}{\partial n}$  normal à superfície do corpo é significativo) (SOUZA, 2009).

## 2.5.2 Escoamento Turbulento

Os movimentos turbulentos são caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares. Como consequência destas flutuações, o estado turbulento em um fluido

contribui significativamente no transporte de momentum, calor e massa na maioria dos escoamentos de interesse prático e, por isso, têm uma influência determinante nas distribuições destas propriedades no campo de escoamento (SOUZA *et al.*, 2011).

A geometria dos injetores e dos bicos encarregados distribuir o ar sobre toda a superfície do tecido geram variações de velocidade e turbilhões distribuídos irregularmente em todas as direções, estas são características típicas do escoamento turbulento. Dessa forma o estudo do escoamento do ar neste tipo de problemas torna-se muito significativo.

### 2.5.3 Modelos de Turbulência

Um modelo de turbulência é definido como um conjunto de equações diferenciais ou algébricas que determinam os termos de transporte turbulento nas equações de escoamento com medias temporais, fechando o sistema de equações. Atualmente, os modelos têm sido agrupados conforme o número de equações diferenciais empregadas.

Assim, estes são classificados como: modelos a zero equação, que são modelos algébricos, onde o principal deles é o modelo do comprimento da mistura de Prandtl. Modelos a uma equação, que empregam uma equação diferencial que deve ser resolvida para se obter os valores das quantidades turbulentas. Dentre outros, o mais utilizado atualmente é o modelo de Spalart-Allmaras. Os modelos a duas equações, que envolvem duas equações diferenciais e utiliza diretamente as equações de transporte das quantidades turbulentas.

E os modelos de grandes escalas (LES), o qual trata-se de uma metodologia intermediária à simulação direta e à simulação via média de Reynolds. Em LES, resolve-se diretamente das equações filtradas as estruturas turbulentas transportadoras de energia e quantidade de movimento e as menores estruturas são modeladas. Assim, como na simulação numérica direta (DNS) o LES também permite a obtenção de resultados numéricos tridimensionais e transientes das equações de Navier-Stokes.

Atualmente, o LES e os modelos a duas equações são os mais utilizados, pois conseguem descrever com maior eficácia os resultados em geometrias complexas. Os principais modelos a duas equações são: o modelo  $k-\varepsilon$  e seus derivados e o modelo  $k-\omega$  e o principal modelo para o LES é o de Smagorinsky (MOSSI, 2007). Neste trabalho, utilizamos o modelo  $k-\varepsilon$  padrão.

## 2.6 NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Nesta seção se faz uma breve descrição de alguns números adimensionais que são utilizados frequentemente na descrição dos fenômenos de escoamento, e de transferência de calor e massa.

### a) Número de Prandtl

O número de Prandtl é a relação entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica, é principalmente uma função da temperatura do fluido (WELTY, 2007). Este pode ser determinado pela relação abaixo:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\kappa_f} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3)$$

Onde:

$Pr$ : número de Prandtl.

$C_p$ : calor específico do fluido (J/kg K).

$\mu$ : viscosidade do fluido, Pa s. (1Pa s = 1kg/m s).

$\kappa_f$ : condutividade térmica da mistura ar-vapor de água (J/s m K).

$\nu$ : viscosidade cinemática do fluido (m<sup>2</sup>/s).

$\alpha$ : difusividade térmica do fluido (m<sup>2</sup>/s).

### b) Número de Nusselt

O número de Nusselt é a razão entre a resistência térmica de condução e a resistência térmica de convecção do fluido, o número de Nusselt se calcula a partir da seguinte equação:

$$Nu = \frac{h_c L}{k_f} = \frac{\partial(T_s - T)/\partial y|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)/L} \quad (4)$$

O termo direito da equação é a razão entre o gradiente da temperatura na superfície e a diferença total de potencial expressa como a diferença entre a temperatura na superfície ( $T_s$ ) e a temperatura de referência ( $T_\infty$ );  $L$  é uma dimensão característica. O termino esquerdo de

esta equação representa a relação da resistência térmica de condução à resistência térmica de convecção do fluido (WELTY, 2007).

O coeficiente convectivo de calor pode ser isolado a partir do número de Nusselt, correspondendo à equação abaixo:

$$h_c = \frac{Nu \times k_f}{L} \quad (5)$$

Onde:

$Nu$ : Número de Nusselt.

$h_c$ : Coeficiente convectivo de calor (J/s m<sup>2</sup>°C).

$L$ : Comprimento (m)

$k_f$ : Condutividade térmica da mistura ar-vapor de água (J/s m °C).

### c) Número de Schmidt

O número de Schmidt é a razão entre a difusividade de momento e difusividade molecular da massa, este é tão importante na transferência de massa, do mesmo modo que o número de Prandtl é para a transferência de calor (WELTY, 2007), sendo calculado pela seguinte relação:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D_{A,ar}} \quad (6)$$

A difusividade do vapor de água (GIBSON *et al.*, 1997) pode ser calculada pela relação abaixo:

$$D_{A,ar} = 2.23 \times 10^{-5} \left( \frac{T}{273.15} \right)^{1.75} \quad (7)$$

Onde:

$D_{A,ar}$ : coeficiente difusivo do vapor de água (m<sup>2</sup>/s).

$\rho$ : densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>).

$\mu$ : viscosidade do fluido, Pa·s. (1Pa s = 1kg/m s).

$T$ : temperatura absoluta (K).

## 2.7 ANALOGIAS DOS TRANSPORTES DE CALOR E MASSA

Nesta seção se mostraram algumas analogias que são importantes para entender e relacionar os fenômenos de transferência de calor e massa envolvidos neste trabalho. As analogias são de grande utilidade para compreender os fenômenos de transferência e também um importante meio para prever o comportamento de sistemas com poucos dados quantitativos disponíveis (WELTY, 2007).

### 2.7.1 Analogia de Reynolds

Reynolds foi o primeiro em notar a similaridade dos mecanismos de transferência de momentum e calor, e mostrou analiticamente que, nas situações em que a camada limite hidrodinâmica possui a mesma espessura da camada limite térmica ( $Pr=1$ ) (WELTY, 2007) tem-se:

$$\frac{h_c}{\rho u C_p} = \frac{C_f}{2} = St \quad (8)$$

Onde  $C_p$  é o calor específico do fluido,  $C_f$  é o coeficiente de atrito do fluido sobre a superfície e  $St$  é o número de Stanton.

Uma relação similar foi encontrada para o caso dos transportes de quantidade de movimento e massa, para os sistemas com número de Schmidt igual a um ( $Sc=1$ ), isto quer dizer que as camadas limite hidrodinâmica e mássica possuem a mesma espessura.

$$\frac{k_m}{u_\infty} = \frac{C_f}{2} \quad (9)$$

De esta maneira a analogia de Reynolds se pode expressar assim:

$$\frac{h_c}{\rho u C_p} = \frac{k_m}{u} = \frac{C_f}{2} \quad (10)$$

A analogia de Reynolds é válida para situações em que os números de Schmidt e de Prandtl forem unitários. Outra restrição desta analogia, é que seu uso, é permitida na ausência de forças de arraste de forma, como

é o caso do escoamento paralelo sobre placas planas e escoamento no interior de condutos.

### 2.7.2 Analogia de Chilton-Colburn

A analogia de Reynolds é limitada a algumas situações encontradas na natureza. Para situações em que os números de Schmidt e Prandtl não são unitários, COLBURN (1933) e CHILTON E COLBURN (1934) mostraram experimentalmente que:

$$j_H = j_D = \frac{C_f}{2} \quad (11)$$

onde,

$$j_H = StPr^{2/3} \quad (12)$$

$$j_D = \frac{k_m}{v} Sc^{2/3} \quad (13)$$

Os termos  $j_H$  e  $j_D$  são os fatores de transferência de calor e de massa, respectivamente. A equação (11) satisfaz exatamente a solução para escoamento laminar sobre uma placa plana, e é satisfatória para outras geometrias quando não existe arrasto de forma. Para sistemas em que se apresentam forças de arrasto de forma, a analogia de Chilton-Colburn continua válida entre os transportes de calor e massa, mas, deixa de ser aplicável para o caso de transporte de quantidade de movimento, a equação (11) fica da seguinte forma:

$$j_H = j_D \neq \frac{C_f}{2} \quad (14)$$

ou

$$\frac{h_c}{\rho v C_p} Pr^{2/3} = \frac{k_m}{v} Sc^{2/3} \quad (15)$$

Onde,

$k_m$ : coeficiente convectivo de massa (m/s).

$h_c$ : coeficiente convectivo de calor (J/s m<sup>2</sup> °C).

$\rho$ : densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>).

$C_p$ : calor específico do fluido (J/kg °C).

$Pr$ : número de Prandtl

$Sc$ : número de Schmidt.

A Equação (15) relaciona a transferência convectiva de calor com a de massa, esta válida para gases e líquidos no intervalo de  $0,6 \leq Pr \leq 100$  e  $0,6 \leq Sc \leq 2500$  (WELTY, 2007).

## 2.8 REVISÃO DA LITERATURA

Na literatura se encontram poucos trabalhos referentes às secadores Rama. Estes trabalhos em geral se baseiam em balanços gerais de massa e energia com o fim de reduzir o consumo de combustível mediante a otimização do processo.

Ferraz *et al.* (2010) realizaram balanços de massa e energia em Ramas de aquecimento direto e aquecimento indireto a partir de dados tomados em uma empresa do setor têxtil. Os resultados mostraram que, no sistema de aquecimento indireto, 34,8% da energia térmica produzida poderia ser reaproveitada, visto que a temperatura dos gases de exaustão alcançava 380 °C. As ramas de aquecimento indireto apresentaram eficiência energética entre 24,0 e 27,0%, enquanto as de aquecimento direto entre 27,4 e 34,8%. Os autores concluíram que as Ramas de aquecimento direto eram superiores no processo de secagem de tecidos. Entre os benefícios destas se encontram uma maior eficiência energética, maior qualidade de combustão com menor consumo de gás natural e uma menor emissão de monóxido de carbono.

Ceron (2008) estudou o processo de secagem de um não tecido de poliéster numa Rama, na indústria de componentes para calçados com o fim de diminuir os custos de produção. O trabalho desenvolveu uma metodologia de controle da umidade em palmilha e estudou as curvas de secagem, velocidade versus umidade, para os não-tecidos com gramaturas de 110, 150 e 200 g/m<sup>2</sup>. Nestas curvas, foram desenvolvidos perfis térmicos de produção, sendo relevante um econômico, lento e de baixa temperatura, e outro avançado, rápido e de alta temperatura. As curvas de secagem foram usadas como modelos para produção, levando à conclusão que o perfil térmico econômico minimiza em 19,4% o consumo de GLP e o perfil térmico avançado, por sua vez, encarece em 31,1% o consumo de GLP.



Trabalhos envolvendo modelos fenomenológicos para estudar a secagem de tecido dentro de um secador Rama são difíceis de encontrar na literatura. Isto pode ser devido à dificuldade de tomar dados e a escassez de informações oriundas das empresas que usam este tipo de equipamentos.

Santos (2013) modelou a transferência de calor e de massa num tecido de algodão, comparando os resultados obtidos nas simulações com dados observados em um processo real. A autora realizou quatro estudos de caso: no primeiro foram calculados os coeficientes convectivos de transporte de calor e massa; no segundo e terceiro foram estudadas as condições ambientais locais; e no quarto o reaproveitamento do calor de exaustão por meio do pré-aquecimento do tecido e do ar de secagem foi avaliado como um método para redução do consumo de combustível. Foram obtidos os perfis de umidade e de temperatura ao longo do tecido dentro da Rama. Santos (2013) constatou que os modelos representaram o processo real satisfatoriamente e também demonstrou que a operação do secador Rama na estação fria eleva o consumo de gás natural em 5,3 % e que o pré-aquecimento do tecido e também do próprio ar de secagem, reduz o consumo do combustível numa faixa de 19 % a 64 %, dependendo da razão de reciclo.

Xue (2004) desenvolveu um modelo matemático para simular a secagem de tapetes numa Rama de dez campos. Foram combinados valores experimentais com valores tomados na indústria para identificar as características de secagem dos tapetes. Além disso, as medidas de laboratório permitiram a avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa junto com os coeficientes de difusão. Xue recomenda que ar em excesso seja utilizado nas zonas iniciais do secador industrial. Por outro lado, não é necessário utilizar excesso de ar nas seções finais da rama, uma vez que menos água é removida nestas regiões.

Os seguintes autores estudaram o comportamento da transferência simultânea de calor e massa através dos têxteis, que ocorrem entre o ar de secagem e os tecidos de fibra natural de algodão, submetidos à secagem.

Albuquerque (2011) estudou o processo de secagem de um tecido jeans. Para este estudo o autor utilizou dois equipamentos de secagem, a estufa e o analisador de umidade por infravermelho, permitindo uma simplificação dos procedimentos. Tanto para a secagem realizada na estufa quanto no analisador de umidade por infravermelho foram analisados os efeitos da temperatura de secagem com variação de 50 °C a 110 °C e as gramaturas das amostras. Para estufa foram analisados os perfis de temperatura a partir da leitura feita por termopares inseridos entre os fios de trama e urdidura das amostras. Os resultados obtidos da secagem foram analisados segundo o efeito das variáveis estudadas e seu impacto no processo. Todos os resultados foram avaliados com a ajuda do software Statistica 8.0, aplicado às equações empíricas da literatura,

possibilitando a definição do modelo que melhor se ajustasse às condições estudadas. A área superficial e a espessura das amostras mostraram-se invariáveis, não interferindo nos processos analisados nos intervalos de temperaturas e umidades. Observando os equipamentos utilizados, ficou evidente que, para secagem das amostras, ocorre uma pequena diferença no tempo de secagem, onde para o analisador de umidade por infravermelho é maior se comparado com a estufa. Para o efeito de temperatura, ficou claro que ocorre uma redução de tempo e maiores taxas de vaporização com o aumento da temperatura de secagem, confirmando as leis que regem a transferência de calor e massa. O modelo de HENDERSON E PABIS, através primeiramente da análise dos parâmetros estatísticos  $R^2$ ,  $\chi^2$  e RMSE, foi o que proporcionou melhor ajuste, tanto para estufa quanto para o analisador de umidade por infravermelho, ao processo de secagem.

Johann *et al.* (2010) calcularam o calor de dessorção da umidade, durante a secagem da sarja e da mei-malha, através do método de Othmer, onde assumiram que o calor de dessorção e o de condensação têm a mesma dependência com a temperatura, baseando-se numa correlação da pressão de vapor e do calor latente de vaporização. Foi observado que pequenos acréscimos na umidade dos tecidos acarretaram grandes decréscimos nos seus calores de dessorção. Esse fato pode ser explicado pela existência de maior quantidade de umidade não-ligada, quando os valores de umidade de equilíbrio do material têxtil são maiores. À medida que a umidade diminui, diminui também a quantidade de umidade livre, portanto a energia necessária à sua evaporação aumenta. Essa energia requerida passa a ser necessária não somente para a evaporação simples, mas também para quebrar as ligações água-fibra, pelas forças capilares encontradas na estrutura dos tecidos, e estruturas mais complexas (como a da sarja) que requerem mais energia para a dessorção.

Santos *et al.* (2008) analisaram a secagem de amostra de tecido com uma composição em sua estrutura de fibras de poliéster e algodão. Esta análise foi através de uma avaliação dos modelos existentes na literatura para tratar os dados das curvas generalizadas de secagem como: PAGE (1949), OVERHULTZS *et al.* (1973), MOTTA LIMA *et al.* (2002). O método da regressão não linear foi utilizado para o ajuste das equações aos dados experimentais, onde os parâmetros foram estimados por um software estatístico. As condições operacionais variaram entre 40 °C e 85 °C, com 0,5 m/s a 2,5 m/s para o ar de secagem. Em cada temperatura foram realizados testes com amostras com umidades entre 0,7 e 1,0 (b.s.). Partindo-se da massa das amostras obtidas nas pesagens, realizadas a cada minuto, foram obtidas curvas de secagem e de taxa de

secagem. As isotermas de equilíbrio foram determinadas pelo método dinâmico, com o equipamento Novasina, e as amostras foram expostas a saís com umidades relativas que variaram de 11 a 98%, nas temperaturas de 20 a 50°C. Para a modelagem das curvas de secagem, usou-se a comparação dos três modelos e percebeu-se que o Motta Lima *et al.* (2002) é o que melhor representa os dados experimentais, com base nos resultados do Teste F. Para as curvas de taxa de secagem, ajustadas pelos modelos Hodgers (1982) e Toffoli (2005), a que melhor representou foi o modelo de Toffoli (2005), verificada através dos resultados dos R2 e do Teste F.

Carter e Shah (2005) estudaram o efeito que a tensão superficial tem sobre o tempo de secagem dos tecidos, ou seja, diminuindo essa tensão, diminui também o conteúdo de umidade dos tecidos. A redução desse conteúdo de umidade em 30%, significa que gasta-se 30% menos energia e 30% menos do tempo de secagem do tecido. Os autores realizaram diversos experimentos com variados tipos de tecidos, onde primeiramente utilizaram três amostras de tecidos sendo dois 100% algodão (um denim e um tecido plano) e o terceiro foi um tecido 65/35% de algodão e poliéster para a determinação do RMC (conteúdo de umidade residual) e saber a relação dele com a tensão superficial do tecido. Com a realização de vários testes os autores perceberam que, utilizando os mesmos tipos de tensoativos para variar a tensão superficial obtiveram melhores resultados quando da utilização de diferentes tensoativos e que o principal problema encontrado na redução do teor de água foi de alcançar um sistema com baixa tensão superficial.

Fichet *et al.* (2005) estudaram o balanço de massa no comportamento da água absorvida nas fibras e a água que move-se no volume do tecido em condições isotérmicas, através da experimentação, modelagem, simulação e otimização de um sistema MMT (Moisture Management Tester) que é utilizado para a determinação da expansão do líquido e das taxas de transferência do tecido. Eles desenvolveram um modelo 3D que descreve o balanço de massa de água absorvido nas fibras. O modelo foi capaz de simular o método MMT predizendo o local e o conteúdo global de água em ambas as superfícies do tecido. Uma otimização também foi utilizada para determinar os valores de alguns parâmetros do modelo desconhecido. Os resultados da simulação mostraram um bom acordo qualitativo entre as medidas experimentais e previsões teóricas do conteúdo de água no tecido.

Haghi e Ghanadzadeh (2005) estudaram o impacto do processo de transferência de calor sobre o processo de transferência de umidade, adicionando a transferência de umidade por difusão de água, ação da

capilaridade do líquido e a umidade de sorção das fibras. O objetivo principal deste estudo foi de avaliar a capacidade de secagem de alguns modelos escolhidos para quantificar o comportamento da remoção de umidade na secagem convectiva de uma amostra de tecido que tem sua composição com fibra de lã. O método consiste na medição da curva de secagem de um material poroso, de camada simples, nas temperaturas de 50 °C, 65 °C e 80 °C com umidade inicial das amostras 1,0 (b.s.) e posterior solução da equação diferencial parcial. Foram selecionados nove modelos para ajuste das curvas de secagem e determinação dos parâmetros da equação. Os modelos foram os seguintes: Lewis (1921), Page (1949), Henderson and Pabis (1961), Quadratic function, Logarithmic (Yaldiz and Eterkin, 2001), Degree polynomial, Rational function, Gaussian model e Present model. Os ajustes foram obtidos via método de regressão não linear.

Na literatura podemos encontrar diversos estudos sobre jatos de ar turbulentos onde se fazem estudos numéricos comparando diferentes tipos de modelos de turbulência com valores experimentais com o fim de estudar a transferência de calor e massa, aplicadas em processos industriais entre eles a secagem. Por exemplo, Shi *et al.* (2002) usaram os modelos de turbulência padrão e o modelo RSM para calcular a transferência de calor para um único jato turbulento semiconfinado que incidia sobre uma placa plana para diferentes parâmetros de fluxo de ar e parâmetros geométricos. Para os valores de fluxo de calor baixos (1000-6000 W/m<sup>2</sup>), as propriedades físicas do ar se mostraram independentes da temperatura e o fluxo de calor, embora, para um grande fluxo de calor (50000 W/m<sup>2</sup>), as propriedades físicas do ar se mostraram dependentes da temperatura.

Colucci e Viskanta (1996) estudaram o efeito de um bico de geometria hiperbólica sobre os coeficientes de transferência de calor locais usando uma técnica de cristais líquidos termo cromáticos para visualizar e gravar isoterma em uma superfície de impacto uniformemente aquecida. Eles concluem que os coeficientes de transferência de calor no local de incidência de jatos confinados são mais sensíveis ao número de Reynolds e ao espaçamento entre o bico e a placa do que aqueles para jatos não confinados. Outros autores que usaram a técnica de cristal líquido foram Lee e Lee (1999), estes estudaram os efeitos da configuração de saída do bocal sobre melhorias de transferência de calor, fizeram experimentos com três tipos de bicos diferentes. Wang e Mujumdar (2004) usaram 5 modelos de Baixo número de Reynolds para estudar um jato turbulento bidimensional, a maioria de estes modelos mostraram boa concordância com os dados experimentais, tanto na estagnação e nas regiões de parede do jato. Gulati *et al* (2008) estudaram os efeitos da forma do bocal, o espaçamento entre o jato e a placa e o número de Reynolds na distribuição de transferência de calor local de um

jato de ar sobre uma superfície lisa e plana. Usaram três bicos com geometrias diferentes: circular, quadrado e retangular, cada um com um diâmetro equivalente de 20 mm.

Encontraram-se alguns estudos que investigaram o efeito da velocidade de translação de uma placa na transferência de calor. Sharif e Banerjee (2009) estudaram a transferência de calor por convecção sobre uma placa quente em movimento com velocidades entre 0 e 2 m/s, o estudo mostrou que o número de Nusselt médio aumenta consideravelmente com o aumento do número de Reynolds e diminui com o aumento da velocidade da placa. Chattopadhyay e Saha (2003) investigaram a transferência de calor para um jato sobre uma placa em movimento usando o modelo de turbulência LES para um número de Reynolds de 5800.



### 3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta as metodologias matemáticas e numéricas utilizadas para o desenvolvimento deste trabalho e a análise dos resultados. Como discutido anteriormente, o objetivo é a modelagem e simulação dos fenômenos de escoamento, de transferência de calor e de massa num secador Rama. Devido à complexidade do equipamento e dos fenômenos que no interior do mesmo ocorrem, trata-se sem dúvida de um desafio em termos de modelagem e simulação.

Primeiramente, apresentam-se os parâmetros usados para todas as simulações, junto com a descrição da geometria e a construção da malha de discretização aplicada ao sistema estudado. Em seguida, se estabelecem as equações governantes do escoamento e transferência de calor no ar, junto com as equações que representam a transferência de umidade no ar. Finalmente, apresentam-se as equações que descrevem a transferência de massa e de calor em meios porosos. Para cada um dos modelos são adicionadas as condições de contorno mais adequadas à representação do sistema.

Neste estudo foi de grande importância usar modelos que acoplaram de forma adequada a turbulência do fluido com a transferência de calor e massa no meio poroso. Para isto se usou o software COMSOL Multiphysics®. O modelo computacional foi desenvolvido considerando um domínio tridimensional com análise de regime estacionário.

#### 3.1 IMPLEMENTAÇÃO DOS MODELOS NO SOFTWARE COMSOL MULTIPHYSICS®

As simulações foram realizadas no COMSOL Multiphysics® versão 4.4, um software de modelagem e simulação fenomenológica. O COMSOL Multiphysics® possui uma interface gráfica de usuário para criar a geometria do domínio, um gerador de malha automático ou controlado pelo usuário e também um pós-processamento integrado com capacidade de plotar, interpolar e integrar os resultados da simulação. O conjunto de equações que descrevem o modelo é compilado internamente pelo próprio software e, quando necessário, modelos são acoplados e resolvidos simultaneamente (SANTOS, 2013). O COMSOL Multiphysics® compila internamente o conjunto de equações que representam o modelo em sua totalidade, gerando um sistema de equações lineares. A resolução do modelo é obtida por meio do método dos elementos finitos (MEF).

O método dos elementos finitos (MEF) é um procedimento numérico utilizado para resolução de sistemas de equações diferenciais parciais (EDP) e consiste na divisão do domínio da solução em regiões de forma simples ou elementos. Uma solução aproximada para a EDP pode então ser desenvolvida para cada um desses elementos. A solução total é gerada juntando as soluções individuais e, ao mesmo tempo, garantindo a continuidade nas fronteiras entre os elementos (CHAPRA; CANALE, 2008).

Para simular o processo de secagem na Rama por completo foi necessário o uso e acoplamento de quatro modelos do software, para simular os fenômenos de escoamento no ar e de transferência de massa e de calor no ar e no tecido. No caso do ar se usaram dois modelos o primeiro encarregado de descrever o escoamento e a transferência de calor e o segundo a transferência de massa no ar. Para o tecido se utilizaram modelos de transferência de massa e de calor em meio poroso.

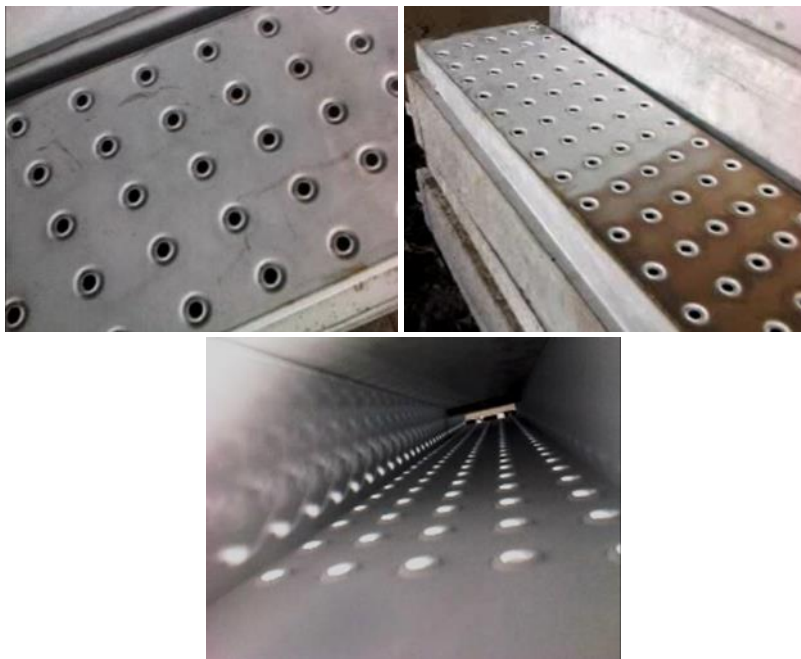
### 3.2 PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO

Para modelar a secagem do tecido se tomou como referência uma Rama de sete campos, composto cada campo por oito pares de injetores (oito injetores superiores e oito injetores inferiores), para um total de 56 pares de injetores. Durante o desenvolvimento do trabalho foi realizada uma visita técnica a uma empresa do sector têxtil da região que usa Ramas de aquecimento direto. Nesta visita se conseguiu ter acesso aos injetores da Rama e também tomar medidas destes, conforme se mostra na Figura 11.

Com as medidas tomadas durante a visita técnica foi possível construir uma geometria mais próxima à realidade, de forma a se ter uma reprodução mais exata do processo de secagem. Assim, construiu-se uma geometria 3D composta por dois injetores (superior e inferior) e um volume de seção retangular no meio destes que representa o tecido em movimento, conforme se mostra a Figura 12. Para a análise pretendida, foram realizados três estudos de caso.

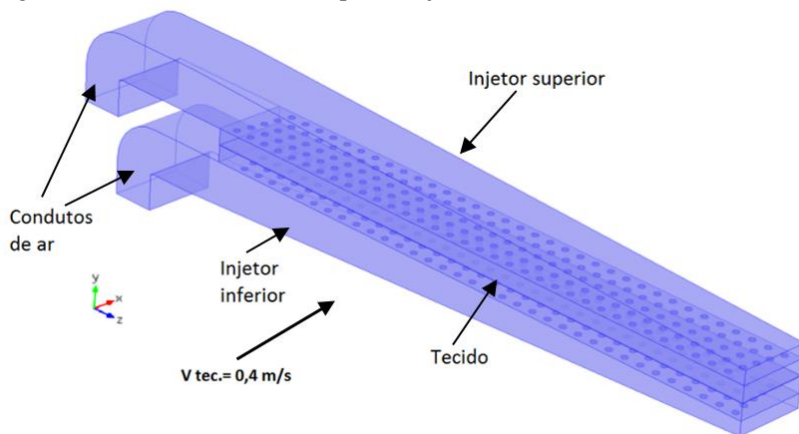


Figura 11 – Fotos de um injetor de um secador Rama.



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 12 – Geometria 3D de um par de injetores do secador Rama.



Fonte: elaborada pelo autor.

O primeiro estudo de caso foi realizado para estudar o processo de secagem em uma Rama com parâmetros de operação usados na indústria (FERRAZ *et al.*,2010; SANTOS, 2013). Neste caso, o ar entra nos injetores à velocidade  $V_{ar}$  de 5 m/s a uma temperatura  $T_{ar}$  de 180 °C; estes parâmetros permanecem constantes para todas as etapas da simulação, que correspondem aos sucessivos pares de injetores. A placa que representa o tecido de algodão entra no domínio com uma temperatura  $T_{tec}$  de 30 °C, uma concentração inicial  $C_{A,tec}$  de 6474,42 mol/m<sup>3</sup> (moles de água/ m<sup>3</sup> de tecido seco) equivalente à umidade de 70% em base seca. Também foi imposta uma velocidade de translação do tecido  $V_{tec}$  de 0,4 m/s entrando no secador longitudinalmente (eixo  $x$ , conforme Figura 12). Os valores de temperatura e umidade da placa, considerados como condição de entrada para a próxima etapa, são aqueles obtidos na saída da etapa anterior, sendo feito assim até a saída do secador. A velocidade de translação da placa é a mesma para todas as etapas. Para representar da forma mais exata a operação no secador Rama os primeiros quatro pares de injetores de cada campo são simulados com o tecido se deslocando no sentido positivo do eixo  $x$  e os outros quatro pares de injetores no sentido negativo do eixo  $x$ .

O segundo estudo de caso põe em evidência o efeito do aumento da velocidade de entrada do ar, que passa de 5 m/s para 7 m/s, sendo que a temperatura de entrada do ar  $T_{ar}$  continua em 180 °C, com os parâmetros de entrada do tecido permanecendo os mesmos do caso 1(  $T_t$  de 30 °C, uma concentração inicial  $C_t$  de 6474,42 mol/m<sup>3</sup> (moles de água/ m<sup>3</sup> de tecido seco) e velocidade de translação  $V_t = 0,4$  m/s).

Para estudar o efeito da redução da velocidade de translação do tecido no secador Rama, foi feito um terceiro estudo com velocidade e temperatura de entrada do ar de 5 m/s e 180 °C, respectivamente. Neste caso, o tecido se desloca a uma velocidade de 0,33 m/s, entrando na Rama com uma temperatura  $T_{tec}$  de 30 °C e uma concentração inicial  $C_{A,tec}$  de 6474,42 mol/m<sup>3</sup> (moles de água/ m<sup>3</sup> de tecido seco).

### 3.3 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Para as simulações foram considerados três materiais: ar, aço e algodão.

- Aço AISI 4340: foi o material adotado para as paredes do injetor tomado da biblioteca do *software*, que tem uma massa específica  $\rho_{aço}$  de 7850 kg/m<sup>3</sup>, condutividade térmica  $\kappa_{aço}$  de 44,5 W/(m K) e calor específico  $C_{p,aço}$  de 475 J/(kg K).

- Tecido: Tomou-se como referência as propriedades do material e a isoterma conforme apresentado no trabalho de Santos (2013), que considerou um tecido 100% de algodão, com uma gramatura  $G_r$  de 250 g/m<sup>2</sup>, condutividade térmica  $\kappa_{tec}$  de 0,029 W/(m K), massa específica da fibra  $\rho_{tec}$  de 1500 kg/m<sup>3</sup>, capacidade calorífica  $C_{p,tec}$  de 1339,78 J/kg K e porosidade  $\varepsilon_{tec}$  de 0,89.

O algodão brasileiro é conhecido por conferir um excelente acabamento e também por conseguir uma boa termofixação de resinas (SANTOS *et al.*, 2008).

- Ar: para o modelo, o ar é o fluido de trabalho. As condições de entrada do ar no secador Rama correspondem àquelas utilizadas por SANTOS (2013): o ar ambiente entra no secador a 25 °C e 85 % de umidade relativa (16,87 g de H<sub>2</sub>O/kg de ar seco), sendo aquecido pelos gases de combustão a 180 °C, o que resulta em 3,7 % de umidade relativa (23,95 g de H<sub>2</sub>O/kg de ar seco).

#### a) Massa específica do ar úmido

A massa específica do ar úmido pode ser obtida assumindo que a mistura de ar seco e vapor de água se comporta como um gás ideal. Esta propriedade do fluido pode ser calculada (MELLADO, 2007), segundo a expressão abaixo:

$$\rho_{au} = P_{at} \left( \frac{x_{as}M_{as}x_vM_v}{RT} \right) \quad (16)$$

Onde:

$\rho_{au}$ : densidade do ar úmido (kg/m<sup>3</sup>).

$x_v$ : fração molar do vapor de água no ar.

$x_{as}$ : fração molar do ar seco.

$M_v$ : massa molecular da água (18,015 kg/kmol).

$M_{as}$ : massa molecular do ar seco (28,84 kg/kmol).

$T$ : temperatura absoluta do ar (K)

$R$ : constante dos gases ideais (8,314 KJ/kmol K).

#### b) Viscosidade dinâmica do ar úmido

A viscosidade da mistura ar-vapor de água pode ser determinada pela seguinte expressão (ELEOTÉRIO, 2009):

$$\mu_{um} = 1,718 \times 10^{-5} + 0,0049 \times 10^{-5} \times (T - 273,15) \quad (17)$$

onde,  $\mu_{um}$ : viscosidade do ar úmido (kg/m s).

c) Condutividade térmica do ar úmido

A condutividade térmica do ar úmido segundo Eleotério (2009) pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \kappa_{au} = & 1,5207 \times 10^{-11} T^3 - 4,8574 \times 10^{-8} T^2 \\ & + 1,0184 \times 10^{-4} T - 3,9333 \times 10^{-4} \end{aligned} \quad (18)$$

onde,  $\kappa_{au}$ : condutividade térmica do ar (W/m K).

d) Calor específico do ar úmido

O calor específico do ar úmido segundo Geankoplis (1993) pode ser calculado por:

$$C_{p,au} = C_{p,as} + C_{p,v}UA \quad (19)$$

Onde:

$C_{p,au}$ : calor específico do ar úmido (KJ/kg K).

$UA$ : umidade absoluta.

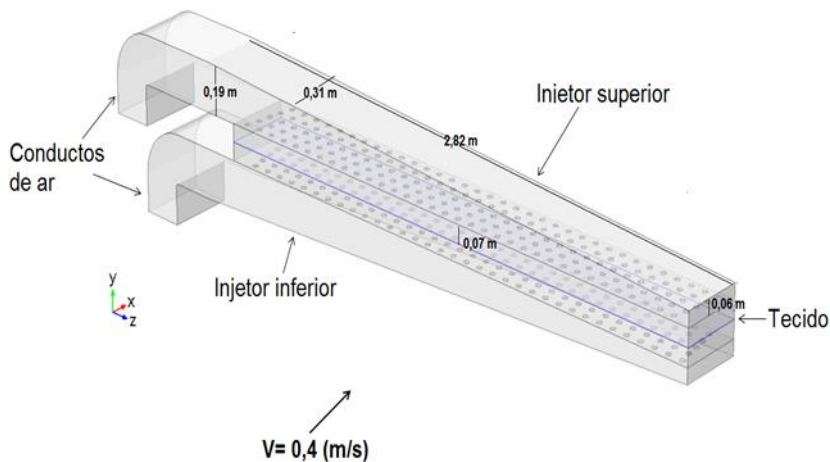
$C_{p,as}$ : calor específico do ar seco (1,005 KJ/kg K).

$C_{p,v}$ : calor específico do vapor de água (1,88 KJ/kg K).

### 3.4 GEOMETRIA E MALHA DE DISCRETIZAÇÃO

A Figura 13 mostra a geometria 3D do domínio de cálculo com a identificação das principais dimensões. Podem-se observar os dois injetores (superior e inferior), os condutos de ar de cada injetor, um volume delgado de seção retangular no meio destes que representa o tecido e os espaços entre os injetores e o tecido. As dimensões de cada uma das partes da geometria considerada foram mantidas constantes para todas as simulações.

Figura 13 – Geometria 3D dos injetores superior e inferior de um secador Rama de aquecimento direto.

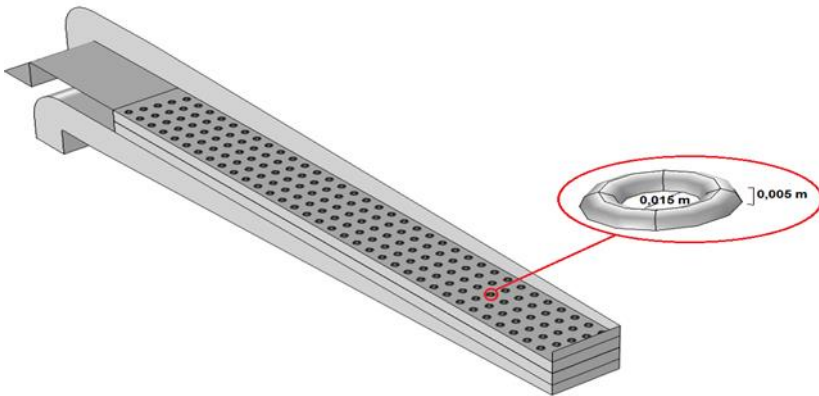


Fonte: elaborada pelo autor.

O injetor de ar é composto por um duto de 2,82 m de comprimento, 0,31 m de largura e altura de 0,06 m num extremo e 0,19 m no outro como se mostra na Figura 13. Para facilitar a entrada do ar nos injetores e deixar a geometria mais de acordo com a realidade se construíram dois condutos, que transportam o ar desde os rotores até os injetores; estes têm 0,6 m de extensão (duto superior) e 0,4 m de extensão (duto inferior), ambos com 0,31 m de largura e altura de 0,19 m.

Cada injetor possui 170 bicos (distribuídos em 5 filas de 34, desencontradas lateralmente) como se mostra na Figura 14. Os bicos usados nos injetores da Rama têm borda na forma de casca hemi-toroidal. A forma de casca hemi-toroidal do bico objetiva distribuir o jato de ar de forma mais eficiente sobre a superfície do tecido. Os bicos têm um diâmetro de entrada  $D_b = 0,015$  m e uma altura  $A_b = 0,005$  m. O espaço entre os injetores e a camada de tecido de algodão é de  $H = 0,07$  m.

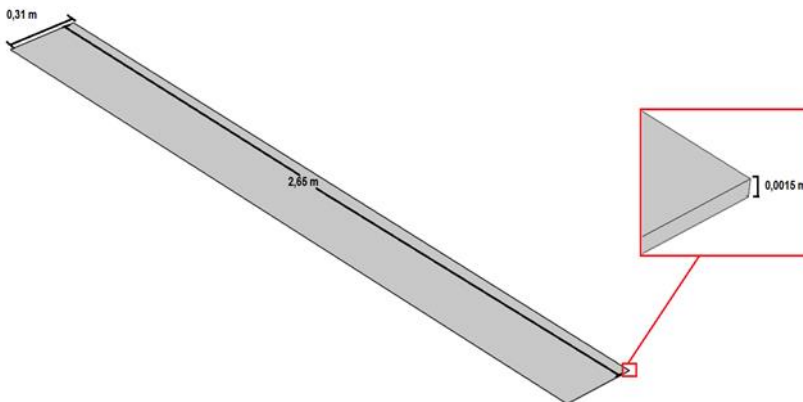
Figura 14 – Distribuição de bicos no interior do injetor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para representar a camada de algodão, se construiu uma placa plana de 2,65 m de comprimento, 0,31 m de largura e 0,0015 m de altura, conforme mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Tecido e suas dimensões.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A malha é obtida através da discretização do domínio para a integração das equações de continuidade, quantidade de movimento e energia. No método de elementos finitos, empregado neste estudo, a construção da malha é um dos aspectos mais importantes para a correta convergência de uma simulação. Para a construção da malha se utilizou

inicialmente a opção “Malha controlada pela física” oferecida pelo software. Com esta opção, o COMSOL Multiphysics gera uma malha já bastante bem adaptada às características físicas dos fenômenos envolvidos. Em seguida se utilizou a opção “Malha controlada pelo usuário” que permite fazer modificações e aperfeiçoamentos. Para o estudo de malha, testaram-se quatro malhas, mantendo-se constantes as dimensões do domínio.

### 3.5 MODELAGEM MATEMÁTICA

Nesta seção são apresentadas as metodologias numéricas e matemáticas utilizadas para os estudos de fluidodinâmica, transferência de massa e transferência de calor do processo de secagem numa Rama de aquecimento direto.

As hipóteses básicas adotadas para a modelagem do processo de secagem de tecido em rama foram:

Para o ar:

- Regime permanente;
- Ar considerado como gás ideal;
- Fluido Newtoniano;
- Regime de escoamento turbulento;
- Propriedades físicas constantes;
- O ar de secagem em contato com o tecido é renovado em cada simulação, e assim as condições de umidade e temperatura do ar não se alteram devido à troca de calor e massa com o tecido;

Para o tecido:

- Coordenadas cartesianas;
- Placa plana disposta na horizontal;
- Deslocamento translacional na direção de  $x$  que corresponde à maior dimensão;
- O efeito de encolhimento do tecido devido à secagem não foi considerado;
- Assume-se a existência de um fluido inerte de suporte como uma maneira de adaptar para o estudo os modelos de transferência de calor e massa em meio poroso que tratam a umidade como um soluto. As propriedades físicas do fluido suporte variam linearmente com a umidade entre dois extremos: o meio poroso saturado com água e o meio poroso

totalmente seco, situação essa em que os espaços vazios estariam preenchidos com ar (SANTOS, 2013);  
 -O fluido suporte satura o meio poroso;

### 3.5.1 Modelagem do escoamento do ar com transferência de calor

O COMSOL Multiphysics® disponibiliza uma abordagem não isotérmica para simular os fenômenos de escoamento e de transferência de calor num fluido. Para todas as interfaces de fluxo turbulento não isotérmico, o COMSOL utiliza-se do tipo de modelo de turbulência RANS padrão e do modelo de transporte de turbulência de Calor padrão Kays-Crawford, que inclui seu próprio número de Prandtl turbulento. As principais equações envolvidas são:

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (20)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[ -pI + (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot u)I - \frac{2}{3}\rho kI \right] + F \quad (21)$$

$$\rho C_p u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_f \nabla T) + Q \quad (22)$$

Onde:

$\rho$  é a massa específica (kg/m<sup>3</sup>).

$u$  é o vetor velocidade (m/s).

$F$  é a força gravitacional (N/m<sup>3</sup>).

$C_p$  é o calor específico a pressão constante (J/(kg.K)).

$T$  é a temperatura absoluta (K).

$Q$  é a fonte de calor (W/m<sup>3</sup>).

$k_t$  é o termo de condutividade térmica (W/m.K).

A equação (20) representa a conservação de massa. A equação (21) é uma equação vetorial e representa a conservação da quantidade de movimento. A equação (22) descreve a conservação da energia, formulada em termos de temperatura. Para este estudo, utilizou-se do modelo de turbulência  $\kappa - \varepsilon$  padrão que é o mais comumente empregado para simulações computacionais envolvendo a turbulência, pois apresenta boa convergência e necessita, relativamente, de pouco recurso computacional.



### 3.5.1.1 Modelo de Turbulência $\kappa$ - $\varepsilon$

A turbulência é um fenômeno no qual as partículas do fluido se misturam de forma não linear, existindo diversos modelos que se propõem a descrevê-lo. O modelo de turbulência  $\kappa - \varepsilon$  ( $\kappa$ -*Épsilon*) empregado neste trabalho é regido por dois parâmetros:  $\kappa$  relacionado à energia cinética de turbulência (definida como a variação das flutuações na velocidade) e  $\varepsilon$  à energia de dissipação do redemoinho de turbulência (a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam) (HEUERT *et al.*, 2007).

As tensões turbulentas são modeladas através da viscosidade turbulenta que inclui os parâmetros  $\kappa$  e  $\varepsilon$ . Para o regime estacionário, os valores de  $\kappa$  e  $\varepsilon$  vem diretamente das equações diferenciais do transporte de energia cinética de turbulência e da taxa de dissipação de turbulência, segundo as equações (23) e (24), respetivamente:

$$\rho u \cdot \nabla k = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (23)$$

$$\rho u \cdot \nabla \varepsilon = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (24)$$

Onde  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ , e  $C_\mu$ , são constantes e  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são os números de Prandtl turbulento para  $\kappa$  e  $\varepsilon$ , respectivamente. A Tabela 1 mostra o valor das constantes usadas no modelo  $k - \varepsilon$ .

Tabela 1 – Constantes utilizadas no modelo  $k - \varepsilon$

Constante	Valor
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
$C_\mu$	0.09
$\sigma_k$	1.0
$\sigma_\varepsilon$	1.3

Fonte: elaborada pelo autor.

$P_k$  é a produção de energia cinética turbulenta devido a forças viscosas e de flutuabilidade:

$$P_k = \mu_T \left( \nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot u)^2 \right) - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot u \quad (25)$$

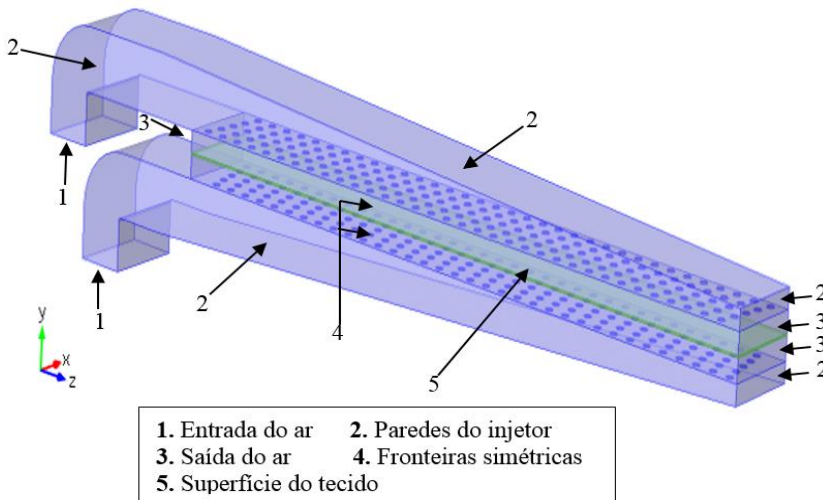
A viscosidade turbulenta é modelada por:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (26)$$

### 3.5.1.2 Condições de contorno no modelo de escoamento não isotérmico

A Figura 16 mostra as fronteiras seleccionadas para o estudo do escoamento do ar nos injetores

Figura 16 – Fronteiras seleccionadas para o modelo de Escoamento não isotérmico



Fonte: elaborada pelo autor.

As condições de contorno impostas são as seguintes: Nas fronteiras denominadas “Entrada do ar”, definiu-se uma velocidade  $V_{ar}$  de 5 m/s

para os estudos de caso 1 e 3, já para o estudo de caso 2 se definiu uma velocidade  $V_{ar}$  de 7 m/s. A temperatura  $T_{ar}$  foi fixada em 180 °C para os três estudos de caso. Quando os dados de entrada de ar para as variáveis de turbulência não estão disponíveis, aproximações grosseiras para  $k$  e  $\varepsilon$  podem ser obtidas a partir das seguintes equações:

$$k = \frac{3}{2}(u \cdot I_T)^2 \quad (27)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_T} \quad (28)$$

Onde  $I_T$  e  $L_T$  são a intensidade de turbulência e a escala de turbulência, respectivamente. Para este modelo se adotou uma intensidade de turbulência  $I_T$  de 5 % (valor padrão proposto pelo *software*) e uma escala de turbulência longitudinal  $L_T$  de  $(0,07 * D_H)$  onde,  $D_H$  é o diâmetro hidráulico do duto de entrada. O valor  $D_H$  utilizado foi de 0,2356 m. Estes valores foram mantidos constantes para todas as etapas de simulação, para os três estudos de caso.

Nas “Paredes dos injetores” se atribuiu a condição função de parede (*Wall functions*) para o escoamento e consideradas termicamente isoladas. A condição *wall functions* aplica funções de parede para paredes sólidas expostas ao fluxo turbulento. Funções de parede são usadas para modelar a região fina perto da parede, com altos gradientes das variáveis de fluxo. As equações (29) a (31) regem essa condição:

Para

$$u \cdot n = 0 ;$$

$$\left[ (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot u)I - \frac{2}{3}\rho k I \right] n = -\rho \frac{u_\tau}{\delta_w^+} u_{tang} \quad (29)$$

$$u_{tang} = u - (u \cdot n)n \quad (30)$$

$$\nabla k \cdot n = 0 ; \quad \varepsilon = \rho \frac{C_\mu k^2}{k_\nu \delta_w^+ \mu} \quad (31)$$

Uma condição de fronteira aberta foi imposta aos limites assinalados como “Saída do ar” estabelecendo que o escoamento e o transporte de calor podem tanto entrar como sair do domínio através da referida fronteira. Na fronteira aberta especifica-se uma condição de escoamento junto com uma temperatura exterior para o fluido, aplicada onde o fluido flui para o interior do domínio. Para estas fronteiras, estabeleceu-se uma intensidade turbulenta  $I_T$  de 0,01 % e uma escala de comprimento da turbulência  $L_T$  de 0,032 m.

Condições de contorno de simetria de fluxo e de calor foram adotadas nas “Fronteiras simétricas” que estão no espaço entre os injetores e o tecido. A condição de contorno para os limites de simetria estabelece não haver penetração ou fuga de tensões de cisalhamento.

Na “Superfície do tecido” (superior e inferior), foi usada a condição de parede deslizante. A condição de contorno de parede deslizante é apropriada para representar o deslocamento do tecido. Nesta é definida uma velocidade  $u_w$  projetada no plano da fronteira.

$$u_{rel} = u - u_{w,proj} \quad (32)$$

$$u_{w,proj} = \frac{u_w - (u_w \cdot n)n}{\|u_w - (u_w \cdot n)n\|} \cdot \|u_w\| \quad (33)$$

O valor de  $u_w$  usado para este problema foi 0,4 m/s para as etapas de simulação dos estudos de caso 1 e 2; para os estudo de caso 3 se empregou 0,33 m/s, sendo em todos os casos a velocidade imposta na direção do eixo  $x$ .

### 3.5.2 Transferência de massa no ar

A equação geral para o transporte de umidade no ar é apresentada como:

$$\nabla \cdot (-D_{A,ar} \nabla c_i) + u \cdot \nabla c_{A,ar} = R_A \quad (34)$$

$$N_{A,ar} = -D_{A,ar} \nabla c_{A,ar} \quad (35)$$

O primeiro termo do lado esquerdo da equação (34) descreve o transporte por difusão, que representa a interação entre a espécie diluída e o solvente. O segundo termo representa o transporte convectivo devido

a um campo de velocidade. No lado direito da equação (34)  $R_A$  representa uma fonte externa, normalmente devido a uma reação química. O coeficiente de difusão efetivo  $D_{A-ar}$  representa o coeficiente de difusão molecular de vapor de água no ar, obtido pela equação (7) usada por Gibson e Charmchi (1997). O valor da difusividade efetiva do vapor de água no ar, na temperatura  $T_{ar}$  de 180 °C, foi igual a  $5,408 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ .

### 3.5.2.1 Condições de contorno para a transferência de massa no Ar

Na “Entrada do ar” definiu-se uma concentração  $C_\infty$  de 1,5623 mol/m<sup>3</sup>, concentração essa calculada para um ar que tem uma umidade relativa de 85% e uma temperatura  $T_{ar}$  de 180 °C.  $C_\infty$  é a concentração de água no ar (mols de água/ m<sup>3</sup> de ar seco). Nas “Paredes dos injetores” se adotou a condição de fluxo de massa igual a zero.

Sobre a “superfície do tecido” se considerou uma concentração  $C_{A,g}$ , é a concentração de água na fase gasosa junto à superfície do tecido obtida pela equação (36) apresentada por Santos (2013).  $C_{A,g}$  é calculada pelo modelo de isoterma como umidade relativa em função da temperatura e teor de umidade no material.

$$C_{A,g} = \frac{UR}{RT} P_v \quad (36)$$

Onde:

$UR$  é a umidade relativa do ar (mol/m<sup>3</sup>).

$R$  é a constante dos gases ideais (8,314 Pa m<sup>3</sup>/(mol K)).

$P_v$  é a pressão de vapor saturado do ar (Pa).

$T$  é a temperatura do ar sobre a superfície do tecido (K).

A pressão de vapor saturado do ar  $P_v$  é calculada pela equação empírica de Tetens (1930), com a temperatura  $T$  em K:

$$P_v = 610,8 \exp\left(\frac{17,3T - 4725,5}{T - 35,85}\right) \quad (37)$$

### 3.5.3 Transferência de massa em meios porosos

A equação geral para o transporte de umidade em meio poroso é apresentada como:

$$\mathbf{u} \cdot \nabla c_{A,fs} = \nabla \cdot (-D_{A,tec} \nabla c_{A,fs} - z_A u_{m,A} F_c c_{A,fs} \nabla V) + R_A \quad (38)$$

Sendo que o fluxo de massa é definido por:

$$N_{A,tec} = -D_{A,tec} \nabla c_{A,fs} - z_A u_{m,A} F_c c_{A,fs} \nabla V + \mathbf{u} c_A \quad (39)$$

Onde:

$c_{A,fs}$  é a concentração de água no fluido suporte (mol/m<sup>3</sup>).

$D_{A,tec}$  é a difusividade efetiva da umidade no tecido (m<sup>2</sup>/s).

$F_c$  é a constante de Faraday's (A.s/mol).

$\mathbf{u}$  é a velocidade do fluido (m/s).

$V$  é o potencial elétrico (V).

$z_A$  é o número de carga iônica da água (W/m<sup>3</sup>).

$u_{m,A}$  é a mobilidade iônica (mol.s/kg).

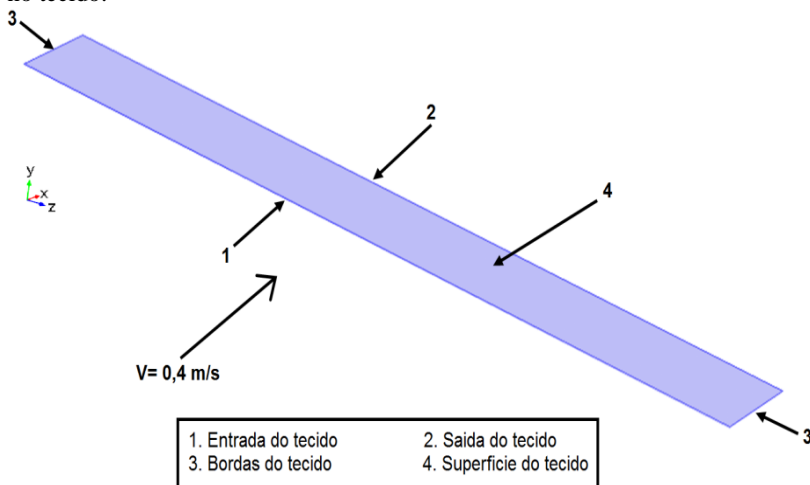
Tomou-se como referência valor da difusividade efetiva da água no algodão  $D_{A,tec}$  de  $7,6 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s conforme apresentado no trabalho de Santos (2013). Este valor foi obtido por Gibson e Charmchi (1997) para vários tipos de tecidos, entre eles o algodão.

### 3.5.3.1 Condições de contorno para a transferência de massa no meio poroso.

A Figura 17 mostra as fronteiras do domínio onde se faz o estudo da transferência de massa e calor no tecido.

Na fronteira denominada “Entrada do tecido”, o tecido tem uma concentração  $C_{A,tec,0}$  de 6476,4 mol/m<sup>3</sup> equivalente a 70 % de umidade em base seca, para a primeira etapa de simulação nos três estudos de caso. Adotou-se a velocidade de translação de 0,4 m/s para o estudo de caso 1 e 2 e 0,33 m/s para o estudo 3. Isto quer dizer que as fases fluida e sólida do tecido estão em movimento para todas as etapas de simulação.

Figura 17 – Fronteiras consideradas no estudo da transferência de massa e calor no tecido.



Fonte: elaborada pelo autor.

Da segunda etapa de simulação para diante, o valor de  $C_{A,tec_0}$  é tomado de acordo ao valor da concentração na saída do tecido na etapa anterior da simulação. Nas bordas laterais do tecido, não há fluxo de entrada ou saída de umidade. Na posição de “Saída do tecido” assumiu-se que a convecção é o efeito dominante, ou seja, o fluxo de massa devido à difusão é igual a zero. Sobre a “Superfície do tecido” se adotou uma condição fluxo convectivo; esta condição calcula o fluxo de água evaporada no tecido por meio da seguinte equação:

$$-n \cdot N_{A,tec} = k_m (C_{\infty} - C_{A,g}) \quad (40)$$

Onde  $k_m$  é o coeficiente convectivo de massa; este é calculado por meio da analogia de Chilton-Colburn.

### 3.5.4 Transferência de calor em meios porosos

A equação considerada para a transferência de calor em um meio poroso é escrita como:

$$\rho_{fs} C_{p,fs} u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\kappa_{eq} \nabla T) + Q \quad (41)$$

Na Equação (41),  $\rho_{fs}$  é a massa específica do fluido suporte e  $C_{p,fs}$  é a capacidade calorífica do fluido suporte a pressão constante. Na equação (42)  $\kappa_{eq}$  é a condutividade térmica equivalente. Essas propriedades estão relacionadas com as propriedades do meio poroso e do fluido suporte.

$$\kappa_{eq} = \theta \kappa_{tec} + (1 - \theta) \kappa_{fs} \quad (42)$$

Onde  $\theta$  é a fração do líquido no meio poroso e  $\kappa_{tec}$  a condutividade térmica do meio poroso. Neste trabalho se utilizaram as propriedades do fluido suporte usadas por Santos (2013), definidas pelas seguintes equações:

$$\kappa_{fs} = \kappa_{ág} - (\kappa_{ág} - \kappa_{ar}) \frac{C_{A,tec_0} - C_{A,fs}}{C_{A,tec_0}} \quad (43)$$

$$C_{p,fs} = C_{p,ág} - (C_{p,ág} - C_{p,ar}) \frac{C_{A,tec_0} - C_{A,fs}}{C_{A,tec_0}} \quad (44)$$

$$\rho_{fs} = \rho_{ág} - (\rho_{ág} - \rho_{ar}) \frac{C_{A,tec_0} - C_{A,fs}}{C_{A,tec_0}} \quad (45)$$

Onde  $\kappa_{ág}$ ,  $C_{p,ág}$  e  $\rho_{ág}$  são a condutividade térmica, calor específico e densidade da água no estado líquido respectivamente. Já  $\kappa_{ar}$ ,  $C_{p,ar}$  e  $\rho_{ar}$  são a condutividade térmica, calor específico e densidade do ar, respetivamente.  $C_A$  é a umidade em base seca sobre a superfície do tecido.

A geração ou consumo de calor é representada no modelo como o termo  $Q$ , que para o modelo proposto é nulo. Então, a equação do modelo de transferência de calor no tecido durante a secagem em rama é:

$$\rho_{fs} C_{p,fs} u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_{eq} \nabla T) \quad (46)$$



### 3.5.4.1 Condições de contorno para a transferência de calor no meio poroso.

Na fronteira denominada “Entrada do tecido” é imposta uma temperatura de 30°C para a primeira etapa da simulação, para as seguintes etapas são impostas nesta fronteira a temperatura de saída da etapa anterior. As bordas laterais do tecido estão isoladas e, portanto, o fluxo de calor é igual a zero. O mecanismo de transferência de calor na fronteira “Saída do tecido” para cada par de injetores é a convecção, ou seja, o gradiente de temperatura na direção normal a esta parede é igual a zero. O aquecimento do tecido por meio da convecção devida ao escoamento do ar é calculado por:

$$-n \cdot (-k\nabla T) = h_c(T_{ar} - T) \quad (47)$$

O calor consumido pelo processo de evaporação da água  $Q_{ev}$  é considerado tendo em vista a área superficial do tecido:

$$Q_{ev} = M_{ág} Q_{iso} k_m (C_{\infty} - C_{A,g}) \quad (48)$$

$Q_{iso}$  representa o calor isostérico integral, um parâmetro que estima a quantidade mínima de calor requerida para remover uma quantidade de água adsorvida na fase sólida. Para calcular o valor desta propriedade, procedeu-se conforme Santos (2013):

$$Q_{iso} = q_{iso} + \Delta H_{vap} \quad (49)$$

Onde,

$$q_{iso} = A \exp(-BX_e) \quad (50)$$

$$\Delta H_{vap} = \alpha T^2 + \beta T + \gamma \quad (51)$$

Na Equação (50),  $q_{iso}$  prediz o comportamento do calor isostérico de sorção em função do conteúdo de umidade de equilíbrio, com coeficientes de ajuste  $A$  e  $B$ .  $\Delta H_{vap}$  é o calor de vaporização da água pura,

que é função da temperatura, dado pela Equação (51) e com coeficientes  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  também definidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Coeficientes utilizados no cálculo da entalpia de vaporização da água.

$\alpha$ (J/kg K <sup>2</sup> )	$\beta$ (J/kg K)	$\gamma$ (J/kg K)
-4,35	452,05	2694780,97

Fonte: elaborada pelo autor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os principais resultados das simulações do escoamento e da transferência de calor e de massa no secador Rama para três estudos de caso de secagem. Todas as simulações foram realizadas em regime estacionário. Este capítulo se encontra dividido em sete seções. Inicialmente são apresentados cada um dos casos estudados junto com as propriedades físicas e condições operacionais. Na seção seguinte é apresentado o resultado do estudo de malha, onde se determinou a malha melhor adaptada aos estudos de simulação.

Na terceira seção, apresentam-se o modelo de isoterma de adsorção e os resultados do ajuste do modelo de calor isostérico. A quarta seção mostra os perfis de velocidade e linhas de correntes desenvolvidas pelo ar no injetor. Na quinta seção são apresentados os coeficientes convectivos de calor e massa locais estimados. Os perfis de umidade e de temperatura obtidos nas simulações são mostrados na sexta seção. Finalmente, a última seção avalia o desempenho energético da rama baseando-se nas simulações realizadas para os diferentes estudos de caso.

### 4.1 APRESENTAÇÃO DOS ESTUDOS DE CASO

Os resultados que serão apresentados se referem a três estudos de caso sob diferentes condições, desenvolvidos para estudar e analisar os fenômenos de escoamento e de transferência de calor e massa em um secador Rama de aquecimento direto. Para os três estudos de caso se tomaram propriedades físicas e condições de operação reais com objetivo de secar um tecido de algodão que entra no processo com 70 % de umidade em base seca e que sai deste com uma umidade entre 10 % e 5 % em base seca; valores esses obtidos em processo de secagem na indústria têxtil, em secadores Rama (FERRAZ *et al.*,2010; SANTOS, 2013).

Os resultados apresentados para cada um dos estudos de caso foram obtidos através de uma série de etapas sucessivas de simulações que compõem a simulação do caso como um todo. O tecido entra na primeira etapa da simulação de cada estudo com uma concentração inicial de 70% em base seca e uma temperatura de 30 °C. Ao se obter os resultados desta primeira etapa, estes são introduzidos na segunda etapa e assim sucessivamente até a etapa final de cada estudo.

No primeiro estudo de caso, buscou-se reproduzir a secagem de um tecido de algodão da forma mais próxima ao processo real em uma Rama de aquecimento direto de sete campos, para o qual se tomaram dos trabalhos de FERRAZ *et al.* (2010) e Santos (2013) todos os dados referentes às propriedades físicas do algodão e do ar, junto com as condições de operação de secagem para este equipamento.

Neste estudo foram realizadas 56 etapas de simulação, que representam 56 pares de injetores, oito pares de injetores por campo da Rama; cada etapa de simulação representava o passo do tecido de algodão num par de injetores do secador.

Para o segundo estudo de caso se analisou o efeito do aumento da velocidade de entrada do ar nos injetores. Por último, no terceiro caso analisou-se o efeito da redução da velocidade de translação do tecido. Nos dois últimos estudos as simulações seguiram até se chegar à umidade de saída obtida no primeiro estudo de caso.

Na Tabela 3 são apresentadas as principais condições de operação e propriedades físicas do tecido de algodão e do ar de secagem, junto com o número total de simulações realizadas para cada um dos três estudos de caso.

Tabela 3 – Especificação das malhas testadas para as simulações.

<b>Material</b>	<b>Condições de operação</b>	<b>Estudo Caso 1</b>	<b>Estudo Caso 2</b>	<b>Estudo Caso 3</b>
<b>Tecido</b>	-Umidade inicial (b.s.) (%)	70	70	70
	-Temperatura inicial (°C)	30	30	30
	-Velocidade de deslocamento (m/s)	0,4	0,4	0,33
	-Área de transferência de massa (m <sup>2</sup> )	1,007	1,007	1,007
	-Gramatura (g/m <sup>2</sup> )	250	250	250
	- Condutividade térmica (W/m K)	0,029	0,029	0,029
	-Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )	1500	1500	1500
	-Capacidade calorífica (J/kg K)	1339,8	1339,8	1339,8
	-Porosidade	0,89	0,89	0,89
	-Temperatura de entrada do ar (°C)	180	180	180
<b>Ar de secagem</b>	-Umidade absoluta (g de água/kg de ar seco)	23,95	23,95	23,95
	-Umidade relativa (%)	3,72	3,72	3,72
	-Velocidade de entrada nos injetores (m/s)	5	7	5
	-Condutividade térmica (W/m K)	0,0377	0,0377	0,0377
	-Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )	0,8	0,8	0,8
	-Capacidade calorífica (J/kg K)	1025,5	1025,5	1025,5
	- Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /s) (par de injetores)	0,589	0,8274	0,589
	- Vazão mássica (kg/s) (par de injetores)	0,4712	0,6619	0,4712
	<b>Número de simulações</b>	<b>56</b>	<b>47</b>	<b>47</b>

Fonte: elaborada pelo autor.

## 4.2 ESTUDO DE MALHA

A construção da malha é um dos aspectos mais importantes para desenvolver modelos computacionais já que da boa construção da malha depende grande parte da convergência de uma simulação, como também o tempo de convergência. Por essas razões foi realizado um estudo de

malha para determinar a mais adequada para a resolução do problema, tendo em vista a qualidade da solução obtida e os custos computacionais envolvidos.

Devido à complexidade do domínio e por estar este composto por vários subdomínios, inicialmente se usou a opção oferecida pelo software “Malha controlada pela física” que gerou 884.761 elementos, a maior parte tetraédricos e hexaédricos. Esta malha foi tomada como referência para a construção de quatro outras malhas, usando-se a opção “Malha controlada pelo usuário” a qual permitiu realizar refinamentos nas regiões de maior interesse para o problema.

Assim, foram testadas quatro malhas nas condições de estudo do caso 1,  $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s e  $T_{ar} = 180,15$  °C. Foram geradas camadas de espessura uniforme nos subdomínios que representam as regiões do ar superior e inferior junto ao tecido como se mostra na Figura 18, para poder se ter melhores resultados nas simulações. Variou-se o número de camadas para cada malha testada começando com 4 camadas para primeira malha e aumentando de dois em dois para as seguintes malhas sendo 6, 8 e 10 camadas para as malhas 2, 3 e 4 respetivamente. Os tamanhos máximo e mínimo dos elementos para os subdomínios que representam os injetores foi 0,0619 m e 0,019 m respetivamente e para o subdomínio que representa o tecido foi 0,0475 m e 0,0143 m. A taxa de crescimento dos elementos foi mantida baixa para reduzir o risco de geração de elementos vizinhos excessivamente díspares, o que gera dificuldades de convergência com valores de 1,25 para os injetores e 1,2 para o tecido. A resolução do domínio de zonas estreitas foi de 0,5 para os injetores e 0,6 para o tecido. Por último a resolução de curvatura foi de 0,8 para os injetores e 0,7 para o tecido. Esta resolução determina o tamanho dos elementos de contorno em relação à curvatura do domínio.

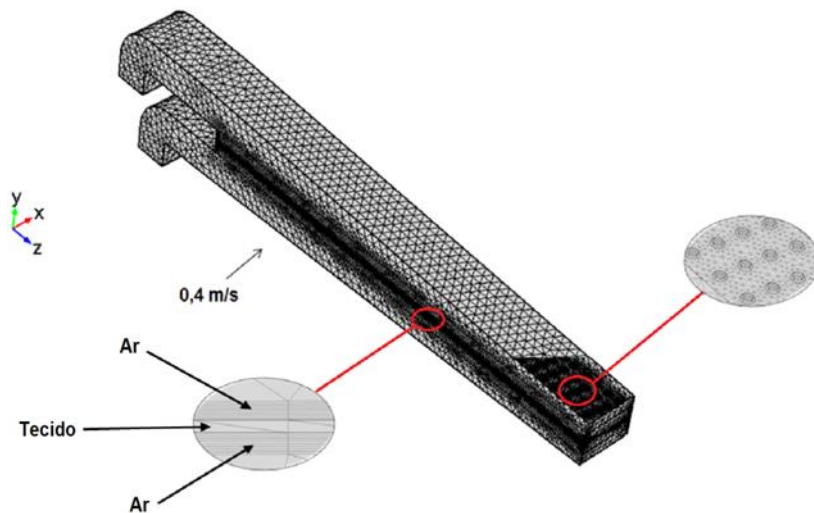
A Tabela 4 mostra as especificações das quatro malhas testadas junto com o tempo de simulação resultante.

Tabela 4 – Especificação das malhas testadas para as simulações.

<b>Especificação</b>	<b>Malha N° 1</b>	<b>Malha N° 2</b>	<b>Malha N° 3</b>	<b>Malha N° 4</b>
<b>Número de elementos</b>	957.310	987.682	1.018.054	1.048.426
<b>Camadas</b>	4	6	8	10
<b>Tempo de simulação</b>	3 h,15 min	3 h, 20min	3 h, 34 min	4h,10 min

Fonte: elaborada pelo autor.

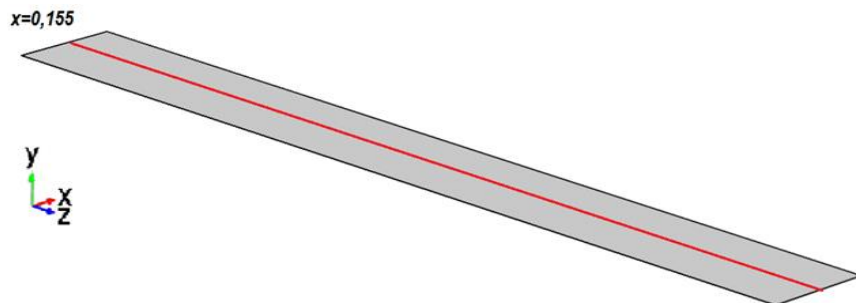
Figura 18 – Malha com detalhes utilizados na discretização do domínio de cálculos.



Fonte: elaborada pelo autor.

O estudo de malha foi pautado pelos resultados dos coeficientes convectivos de calor obtidos para cada uma das malhas. Para apresentar esses resultados, calcularam-se os coeficientes convectivos de transferência de calor ao longo de uma linha traçada sobre a superfície do tecido ao longo do eixo  $z$  na posição central do tecido ( $x = 0,155$  m e  $y = 0,27125$  m) como se mostra na Figura 19.

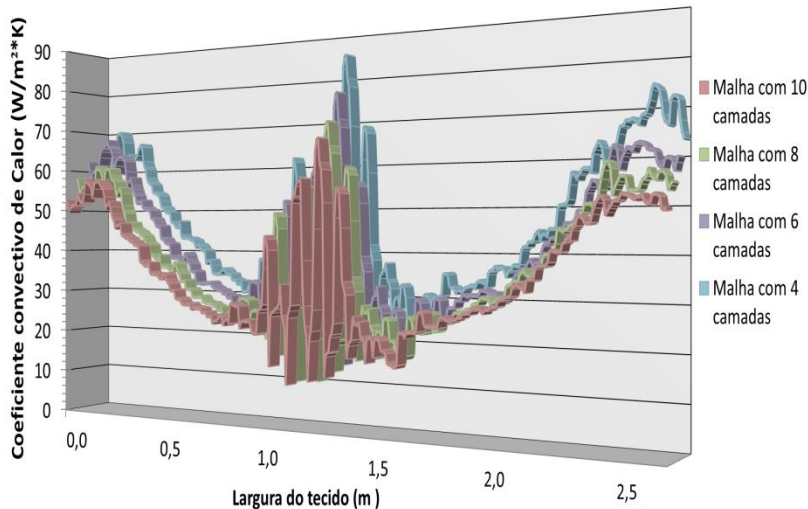
Figura 19 – Linha traçada sobre a superfície do tecido para o cálculo dos coeficientes convectivos de calor.



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Figura 20 são apresentados os valores dos coeficientes convectivos de transferência de calor locais obtidos, para as quatro malhas testadas.

Figura 20 – Valores locais dos coeficientes convectivos de calor para diferentes malhas.



Fonte: elaborada pelo autor.

Pode-se observar que as diferentes malhas produzem comportamentos similares cujos coeficientes convectivos locais vão convergindo desde valores maiores obtidos com quatro camadas para valores sucessivamente menores com seis, oito e dez camadas hexaédricas. Com quatro camadas, os valores obtidos na região central e nas extremidades são particularmente elevados e mais dados a oscilações, tendendo a diminuir sensivelmente quando se aumenta o número de camadas da malha. A evolução desses valores também se torna mais suave nas bordas com o aumento do número de camadas. Assim, julga-se que com seis, oito e dez camadas a estimativa dos gradientes de temperatura, necessária para o cálculo desses coeficientes, é mais precisa do que com quatro camadas. Para escolher entre estas três malhas com resultados satisfatórios se levou em conta a melhoria na precisão dos resultados e o tempo de cálculo, que é um fator muito importante devido ao grande número de etapas das simulações realizadas. Assim, optou-se pela malha de oito camadas hexaédricas e 1.018.054 elementos para realizar todas as simulações apresentadas neste trabalho



### 4.3 ISOTERMA DE EQUILÍBRIO E CALOR ISOSTÉRICO

A isoterma de equilíbrio e o calor isostérico usadas neste trabalho foram tomados do trabalho de Santos (2013), no qual esta ajusta os resultados dos dados de Foust *et al.* (1980) aos modelos de isotermas de Henderson – Thompson, de Oswin modificada, de Chung – Pfof e de Sabbah. Na Tabela 5 são apresentadas as constantes dos modelos, os coeficientes de determinação e os respectivos erros médios estimados para cada um dos modelos por Santos (2013).

Tabela 5 – Especificação das malhas testadas para as simulações.

Modelo	Constantes			R <sup>2</sup>	MS
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>C</i>		
<b>Henderson – Thompson</b>	0,2912	8,4254	0,7707	0,9946	0,0782
<b>Oswin modificada</b>	-4,08x 10 <sup>-4</sup>	0,0868	0,4015	0,9910	0,0783
<b>Chung - Pfof</b>	0,20363	0,0394	43,9332	0,9818	0,0780
<b>Sabbah</b>	0,75485	1,1324	0,3959	0,9727	0,0778

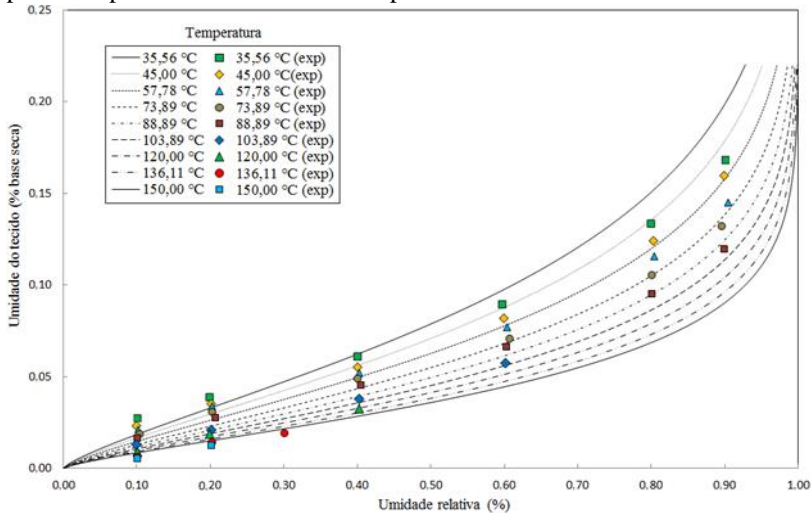
Fonte: Santos (2013).

Como no trabalho de Santos (2013), decidiu-se escolher o modelo de isoterma de Henderson-Thompson já que como se mostra na Tabela 5, obteve-se com este um R<sup>2</sup> igual a 0,9946 e MS igual 0,0782 que representa o melhor ajuste aos dados experimentais utilizados.

A Figura 21 mostra as isotermas ajustadas para as temperaturas consideradas e os pontos experimentais. Desta forma, julgando-se satisfatória a representação do comportamento do equilíbrio higroscópico entre o tecido de algodão e o ar de secagem, empregou-se a isoterma de Henderson-Thompson para determinação do calor isostérico de dessecção.

Adicionalmente, o modelo de isoterma de Henderson-Thompson tem uma forma analítica bem adaptada aos cálculos computacionais. Observa-se que os teores de umidade de equilíbrio decrescem com o aumento da temperatura e a redução da umidade do ar (SANTOS, *et al.*, 2008; SANTOS, 2013).

Figura 21 – Modelo de isoterma de Henderson – Thompson ajustado aos pontos experimentais em várias temperaturas.



Fonte: Santos (2013).

A Tabela 6 mostra os valores de calor isostérico líquido para cada umidade de equilíbrio e o calor isostérico integral, em kJ/kg. O calor isostérico integral é obtido somando-se o calor isostérico líquido ao calor de vaporização da água a uma temperatura de 90 °C (que é igual a 2284,95 kJ/kg), a qual corresponde ao valor médio das temperaturas nas quais foram obtidos os dados de isoterma de dessecção (SANTOS, 2013).

Tabela 6 – Especificação das malhas testadas para as simulações

$X_e$ , % b.s.	$q_{iso}$ , kJ/kg	$Q_{iso}$ , kJ/kg
<b>0,04</b>	397,35	2682,30
<b>0,06</b>	324,53	2609,48
<b>0,08</b>	257,67	2542,62
<b>0,10</b>	199,82	2484,77
<b>0,12</b>	151,96	2436,91
<b>0,14</b>	113,76	2398,71
<b>0,16</b>	84,12	2369,07
<b>0,18</b>	84,12	2369,07
<b>0,20</b>	44,76	2329,71
<b>0,22</b>	32,33	2317,28

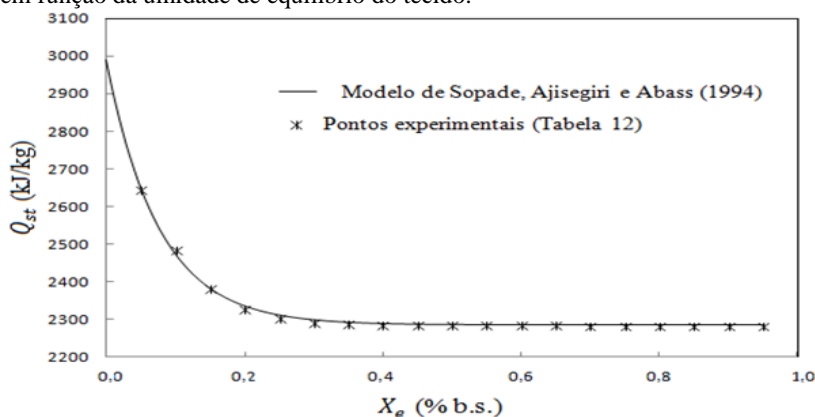
Fonte: Santos (2013).

O modelo de Sopade, Ajisegiri e Abass (1994), Equação (50), foi utilizado para representar a variação do calor isostérico líquido com o teor de umidade do material, segundo os dados obtidos da Tabela 6. O modelo de calor isostérico integral ajustado corresponde à Equação (52). O gráfico da Equação (52) ajustada aos pontos da Tabela 7 por Santos (2013) pode ser visto na Figura 22.

$$Q_{st} = 704,62 \exp(-13,17 X_e) + 2284,95 \quad (52)$$

Os valores de calor isostérico integral são maiores que o próprio calor de vaporização da água pura, indicando que a energia de ligação entre as moléculas de água e os sítios de adsorção é maior que a energia que liga as moléculas de água entre si no estado líquido (SANTOS, 2013). Johann *et al.* (2010) observaram que pequenos acréscimos na umidade dos tecidos acarretaram grandes decréscimos nos seus calores de dessorção. Esse fato pode ser explicado pela existência de maior quantidade de umidade não-ligada, quando os valores de umidade de equilíbrio do material têxtil são maiores. À medida que a umidade diminui, diminui também a quantidade de umidade livre, portanto a energia necessária à sua evaporação aumenta. A quantidade de energia requerida passa a ser necessária não somente para a evaporação simples, mas também para quebrar as ligações água-fibra, pelas forças capilares encontradas na estrutura dos tecidos.

Figura 22 – Modelo ajustado aos valores de calor isostérico integral de dessorção em função da umidade de equilíbrio do tecido.



Fonte: Santos (2013).

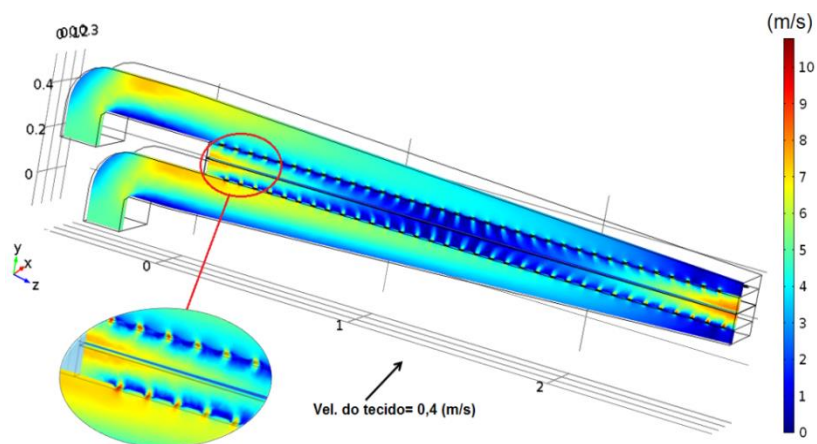
#### 4.4 ANÁLISE DO ESCOAMENTO DO AR

O objetivo desta secção é qualificar e quantificar o escoamento do ar na região dos injetores do secador Rama para os três estudos de caso, através dos perfis de velocidade, linhas de correntes, e os parâmetros de turbulência obtidos a partir do modelo de turbulência  $\kappa$ - $\epsilon$  ( $\kappa$ -Épsilon).

A velocidade de entrada do ar e a velocidade de deslocamento do tecido foram os dois parâmetros operacionais alterados para fins de análise fluidodinâmica. Como se mostrou na Tabela 4, adotaram-se as velocidades de 5 m/s, 7 m/s e 5 m/s para as velocidades de entrada do ar nos injetores referentes aos estudos de caso 1, 2 e 3, respetivamente. Para a velocidade de deslocamento do tecido, assumiram-se os valores de 0,4 m/s para os estudos de caso 1 e 2 e 0,33 m/s para o estudo de caso 3.

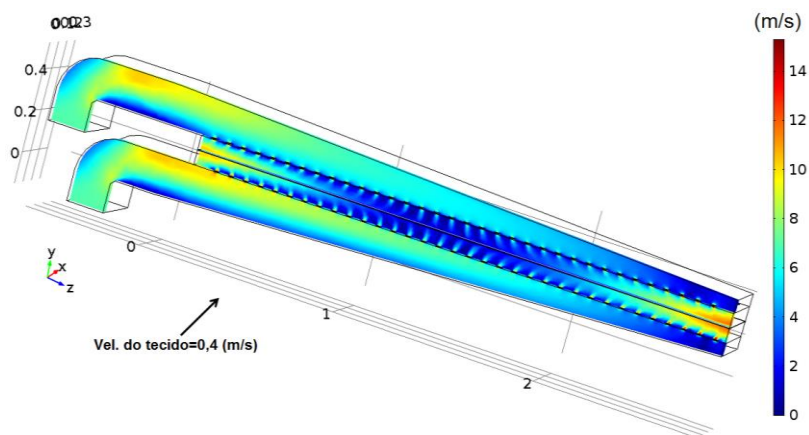
Nas Figuras 23 a 25 se mostra o escoamento do ar desenvolvido em regime permanente para os estudos de caso 1, 2 e 3. Nestas figuras é possível discernir os campos de velocidade ao longo de um plano de corte longitudinal dos injetores, incluindo a superfície do tecido. Ao analisar o comportamento do ar no injetor, nota-se que os valores mais altos da velocidade são alcançados nos bicos extremos, onde se observam valores entre 8 m/s e 10 m/s nos estudos de caso 1 e 3; para o estudo de caso 2 os valores estão entre 12 m/s e 14 m/s, evidenciando que nestas zonas dos injetores se podem desenvolver velocidades até o dobro da velocidade de entrada. Já nos bicos da região central a velocidade alcança valores entre 4 (m/s) e 7 (m/s). Também se pode observar que junto aos bicos extremos até a superfície do tecido os jatos promovem uma intensificação da velocidade do ar, induzindo o aparecimento de vórtices que caracterizam o comportamento turbulento do escoamento.

Figura 23 - Campo de velocidades do ar nos injetores para o estudo do caso 1 ( $V_{ar}=5$  m/s,  $V_{tec}=0,4$  m/s).



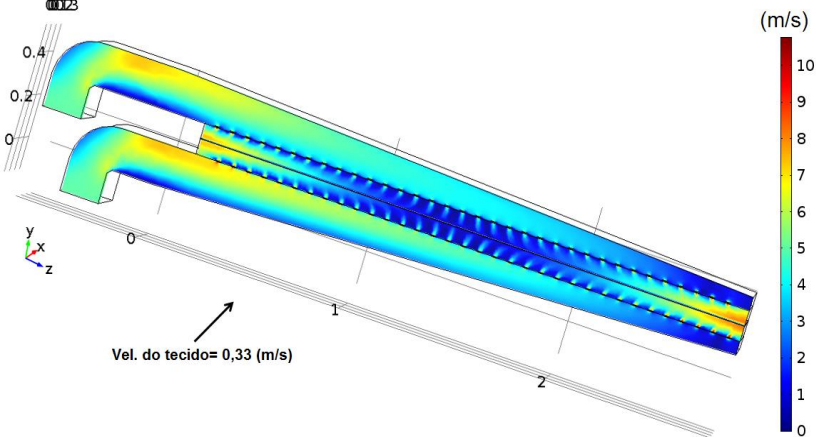
Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 24- Campo de velocidades do ar nos injetores para o estudo do caso 2 ( $V_{ar}=7$  m/s,  $V_{tec}=0,4$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

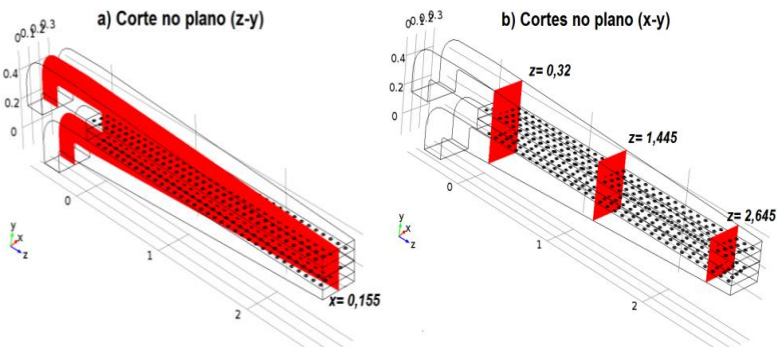
Figura 25- Perfil de velocidade do ar nos injetores para o estudo do caso 3 ( $V_{ar}=5$  m/s,  $V_{tec}=0,33$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

As Figuras 26 a 28 apresentam os campos de velocidade e linhas de corrente do escoamento em gráficos 2D de cortes longitudinal e transversais no plano (z-y) e transversais (x-y) para o estudo de caso 1. A Figura 26-a corresponde ao corte do injetor no plano (z-y) para  $x=0,155$  e a Figura 26-b corresponde a cortes do injetor no plano (x-y) para  $z=0,32$ ,  $z=1,445$  e  $z=2,645$ .

Figura 26– Corte no plano (z-y) (a) e cortes no plano (x-y) (b).

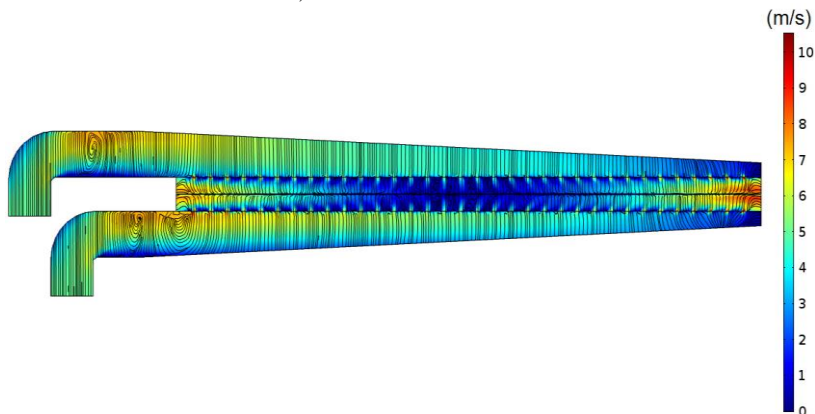


Fonte: elaborada pelo autor.

Zonas de recirculação de ar na junto à entrada dos dutos que conduzem o ar aos injetores são mostradas na Figura 27. Nota-se que os

valores de velocidades nestas regiões são elevados; segundo Galarça (2004) isto se deve a que a recirculação restringe a passagem do ar de forma livre, sendo formada uma região de estagnação. Assim, pelas leis de conservação de massa e movimento, o ar sofre aceleração nesta região e avança para o interior do injetor, perdendo posteriormente velocidade.

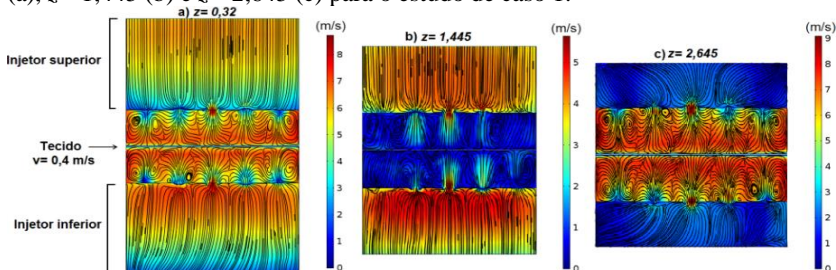
Figura 27- Campo de velocidades e linhas de corrente no plano (z-y) para o estudo de caso 1 com corte em  $x= 0,155$ .



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Figura 28 se observa que as linhas de corrente dentro dos injetores são bastante ordenadas e uniformes, já ao sair destes e encontrarem-se com o tecido que está em movimento, as linhas começam a ter um comportamento desordenado e a formar alguns vórtices deslocados no sentido de translação do tecido.

Figura 28- Campo de velocidades e linhas de corrente no plano (x-y) em  $z= 0,32$  (a),  $z= 1,445$  (b) e  $z= 2,645$  (c) para o estudo de caso 1.

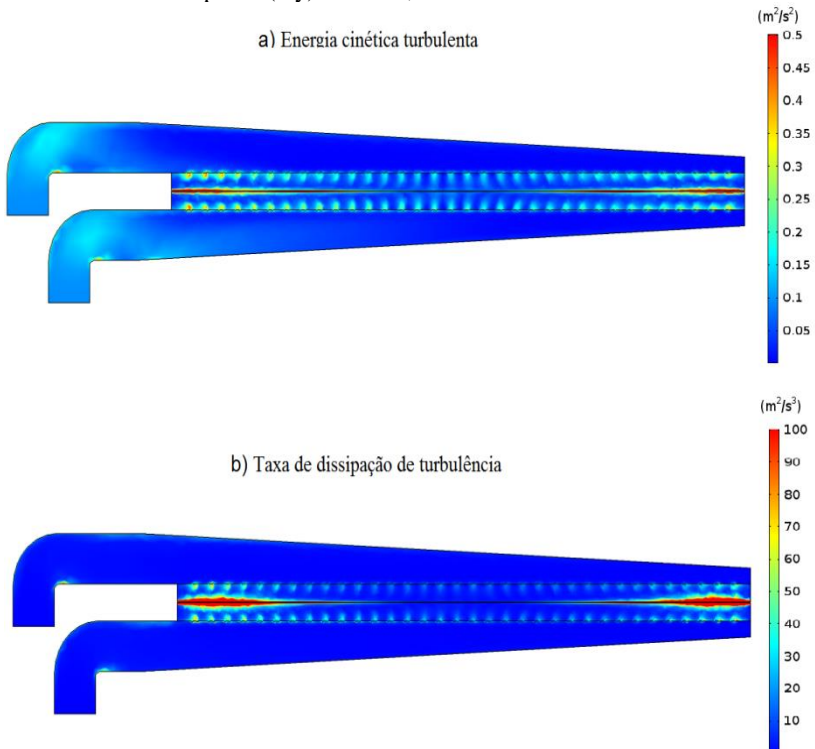


Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 29 mostra os campos de valores de energia cinética turbulenta ( $\kappa$ ) e da taxa de dissipação de turbulência ( $\varepsilon$ ) para o estudo de caso 1. A energia cinética de turbulência é definida como a variação das flutuações em velocidade e  $\varepsilon$ , associada à dissipação dos redemoinhos de turbulência, é a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam.

Pode-se notar na Figura 29-a, que a energia cinética turbulenta possui os valores mais elevados nos extremos dos injetores; isto se deve a que as maiores acelerações no escoamento acontecem nestas regiões. Já na região central dos injetores, a energia cinética turbulenta tende a ser menor. A taxa com que a energia é dissipada é apresentada na Figura 29-b. Observa-se que o comportamento é muito similar ao da energia cinética turbulenta: os valores mais elevados estão nos extremos dos injetores, e são mais baixos na região central.

Figura 29– Energia cinética turbulenta (a) e taxa de dissipação de turbulência (b) para o estudo do caso 1 no plano (z-y) em  $x= 0,155$ .



Fonte: elaborada pelo autor.



Um comportamento similar foi observado por Janzen *et al.* (2007) que estudou as propriedades de turbulência de um fluido viscoso através da oscilação de duas grades. Eles observaram a existência de duas regiões: uma região próxima às grades, onde efeitos de produção de turbulência são relevantes (eventualmente também a advecção decorrente dos jatos que se formam nas grades); e uma segunda região (mais distante das grades) em que há um decaimento da energia cinética turbulenta

#### 4.5 COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

Os coeficientes convectivos locais de transferência de calor e de massa entre o ar e o tecido de algodão foram calculados numericamente a partir dos resultados de simulação envolvendo os fenômenos presentes no sistema. Para os três estudos de caso, consideraram-se as propriedades do ar usadas por Santos (2013), onde o ar ambiente entra no secador a 25 °C de temperatura e 85 % de umidade relativa (16,87 g de H<sub>2</sub>O/kg de ar seco) e é aquecido pelos gases de combustão a 180 °C e 3,7 % de umidade relativa (23,95 g de H<sub>2</sub>O/kg de ar seco).

##### 4.5.1 Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor e o Número de Nusselt

Os números de Nusselt locais são calculados a partir do gradiente de temperatura entre o ar e a superfície do tecido, segundo:

$$Nu_{(x)} = D_b (\partial T / \partial y)_{y=0} / (T_{ar} - T_{tecido}) \quad (53)$$

A partir dos números de Nusselt obtidos com a equação (53) são calculados os coeficientes de transferência de calor locais, conforme

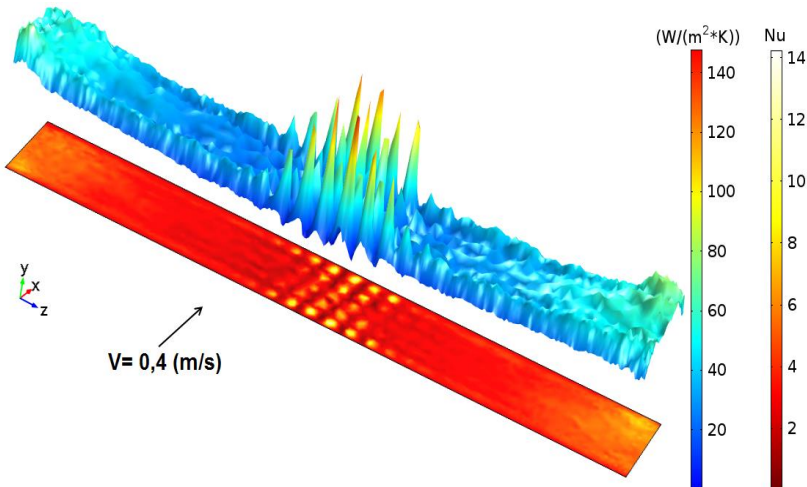
$$h_c = \frac{Nu * \kappa_f}{D_b} \quad (54)$$

Onde  $\kappa_f$  é a condutividade térmica do fluido e  $D_b$  é o diâmetro do bico.

Nas Figuras 30 a 32 os gráficos permitem analisar a distribuição dos coeficientes convectivos locais de calor (campo superior) e os

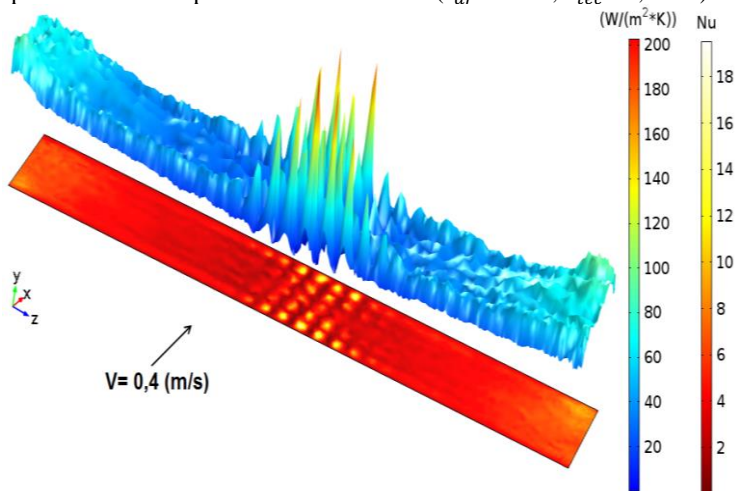
números de Nusselt locais (campo inferior) sobre o tecido no primeiro par de injetores do secador, para os três estudos. Observa-se que os coeficientes convectivos são maiores em três zonas do tecido, no centro do tecido e nas duas extremidades (bordas). Na região central do tecido os valores mais elevados correspondem aos picos vermelhos na superfície 3D; estes representam alguns pontos de estagnação gerados pelos jatos de ar nesta zona do tecido. Hansen e Webb (1993), Colucci e Viskanta (1996), Gao (2003), comprovaram experimentalmente a existência de coeficientes convectivos máximos no ponto de estagnação que diminuem com o aumento da distância radial e aumentam com a redução do espaçamento entre o bico e superfície de choque do jato do ar.

Figura 30- Coeficientes convectivos locais de calor e números de Nusselt locais sobre superfície de tecido para o estudo de caso 1 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s).



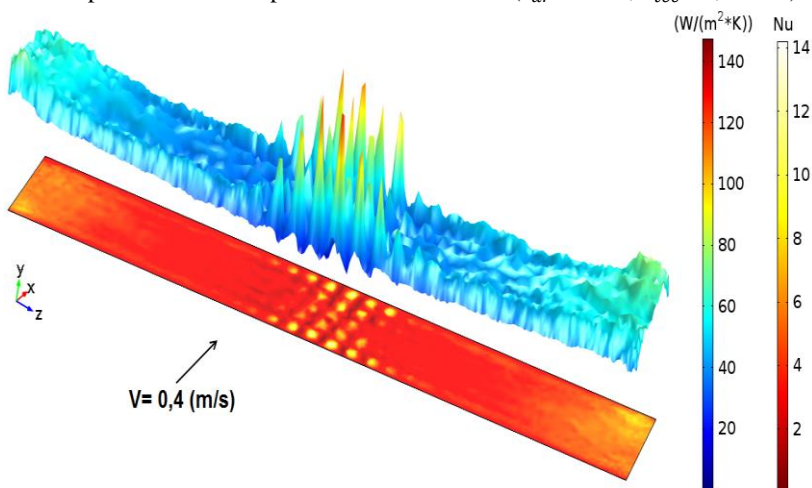
Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 31- Coeficientes convectivos locais de calor e números de Nusselt locais sobre superfície de tecido para o estudo de caso 2 ( $V_{ar}= 7$  m/s,  $V_{tec}= 0,4$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 32 - Coeficientes convectivos locais de calor e números de Nusselt locais sobre superfície de tecido para o estudo de caso 3 ( $V_{ar}= 5$  m/s,  $V_{tec}= 0,33$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

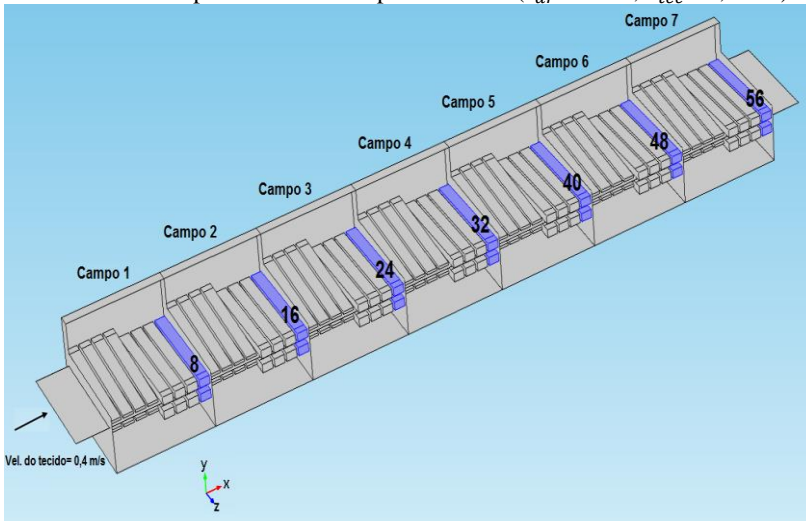
Nas bordas se observam valores mais uniformes e menores que na região central do tecido. Os menores valores se encontram nas regiões intermediárias entre o centro e as bordas. Para os estudos de caso 1 e 3 se observam nas Figuras 30 e 32 os mesmos valores para os coeficientes de

calor e os números de Nusselt, isto devido a que a velocidade de entrada do ar é a mesma (5 m/s), podendo-se perceber que a redução da velocidade do tecido de 0,4 m/s a 0,33 m/s não promoveu nenhum efeito sobre os coeficientes de transferência de calor. Na Figura 31 se observam um aumento no valor dos coeficientes de calor e dos números de Nusselt, permitindo afirmar que a alteração da velocidade de entrada do ar tem efeito direto sobre os coeficientes convectivos de calor.

O número de Nusselt tem o mesmo comportamento que os coeficientes convectivos de calor para os três estudos de caso. O número de Nusselt é um parâmetro adimensional que possibilita o cálculo da transferência convectiva de calor na superfície entre dois diferentes meios, este depende essencialmente do escoamento do meio de secagem sobre o material. Isso significa que parâmetros como a velocidade de injeção do fluido, as propriedades do fluido e a geometria dos injetores afetam de modo direto os coeficientes convectivos e, portanto, a eficiência da secagem de tecido (SANTOS, 2013).

Para uma análise mais completa e detalhada dos coeficientes convectivos de calor em todo o secador Rama, estes foram calculados nos pares de injetores localizados na saída de cada campo como se observa na Figura 33.

Figura 33- Posição dos injetores onde se calculam os coeficientes convectivos de calor sobre a superfície do tecido para o caso 1 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s).

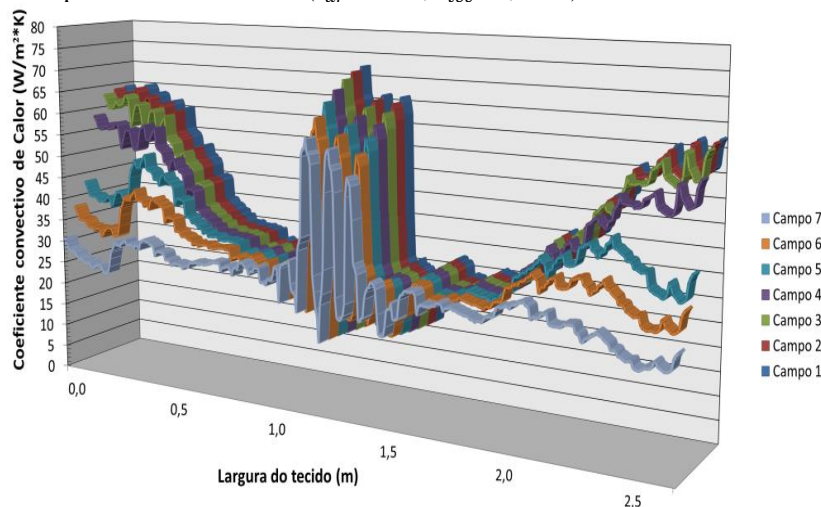


Fonte: elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos para os coeficientes convectivos de calor na saída de cada campo do secador Rama determinados para o estudo de caso 1 são apresentados na Figura 34. Esses coeficientes foram calculados ao longo de uma linha traçada sobre a superfície do tecido ao longo do eixo  $z$  na posição central do tecido, conforme se mostrou na Figura 19. A Figura 34 mostra que os valores dos coeficientes convectivos de calor nos três primeiros campos são quase os mesmos, mas estes começam a diminuir a partir do quarto campo. Esta redução se pode observar, sobretudo, nas zonas das bordas do tecido.

Como se mostra na Equação (53) o coeficiente convectivo de calor é calculado a partir do número de Nusselt e este depende do gradiente de temperatura na interface, ou seja, qualquer efeito que possa alterar esse gradiente junto à superfície do tecido também afeta o valor do coeficiente de transferência de calor (REIS, 2012). À medida que o tecido avança no secador, a temperatura deste aumenta e o gradiente de temperatura na sua superfície diminui, de forma que os coeficientes de transferência de calor variam durante todo o processo de secagem na Rama.

Figura 34 - Coeficientes convectivos de calor na saída de cada campo do secador Rama para o estudo de caso 1 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

Nas Tabelas 7 a 9 são apresentados os valores dos coeficientes convectivos de calor médios para três diferentes zonas do tecido (zonas das bordas, zonas intermediárias e zona central).

O procedimento para calcular esses valores médios foi o seguinte: Primeiro se calcularam valores médios dos coeficientes convectivos de transferência de calor ao longo de uma linha traçada sobre a superfície do tecido ao longo do eixo  $x$  em diferentes posições como se mostra na Figura 35.

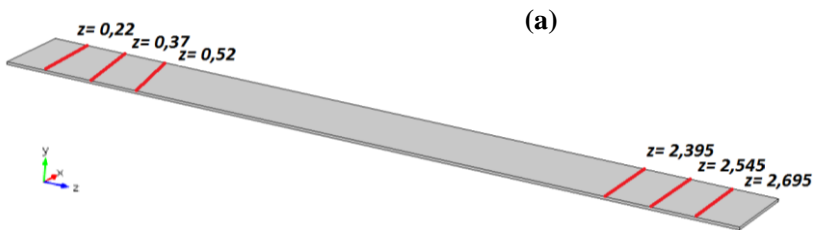
- Seis posições nas zonas das bordas do tecido. Três na borda esquerda e três na borda direita em:  $y = 0,27125$  m e  $z = 0,22$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 0,37$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 0,52$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 2,395$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 2,545$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 2,695$  m, como se mostra na Figura 35-a.

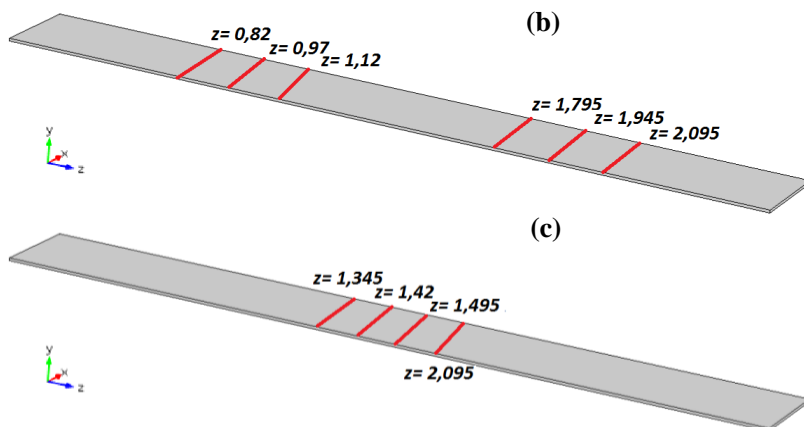
- Seis posições nas zonas intermediárias do tecido. Três na zona intermediária esquerda e três na zona intermediária direita em:  $y = 0,27125$  m e  $z = 0,82$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 0,97$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,12$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,795$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,945$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 2,095$  m como se mostra na Figura 35-b.

- Quatro posições na zona central do tecido em  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,345$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,42$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,495$  m;  $y = 0,27125$  m e  $z = 1,57$  m, como se mostra na Figura 35-c.

Depois se calcularam novos valores médios a partir da soma dos valores obtidos para cada uma das três zonas do tecido. Este procedimento também foi usado para calcular outras variáveis (perfis de umidade, perfis de temperatura, velocidade de secagem e taxa de aquecimento) que serão mostradas nas próximas seções.

Figura 35 - Linhas traçadas sobre a superfície do tecido para o cálculo dos coeficientes convectivos de calor, nas zonas das bordas (a); nas zonas intermediárias (b); e na zona central (c).





Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 7 – Coeficientes convectivos de calor médios estimados no estudo do caso 1 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Coefficiente convectivo de calor (<math>W/m^2K</math>)</b>			
<b>Campo</b>	<b>Zonas das Bordas</b>	<b>Zonas Intermediarias</b>	<b>Zona Central</b>
<b>1</b>	54,87	32,80	33,43
<b>2</b>	54,58	32,73	33,31
<b>3</b>	53,84	32,69	33,15
<b>4</b>	50,42	32,58	32,97
<b>5</b>	40,69	32,21	32,81
<b>6</b>	34,58	31,11	32,59
<b>7</b>	26,77	28,61	32,30

Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 8 – Coeficientes convectivos de calor médios estimados no estudo do caso 2 ( $V_{ar} = 7$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Coefficiente convectivo de calor (<math>W/m^2K</math>)</b>			
<b>Campo</b>	<b>Zonas das Bordas</b>	<b>Zonas Intermediarias</b>	<b>Zona Central</b>
<b>1</b>	66,88	38,63	37,23
<b>2</b>	66,38	38,56	37,09
<b>3</b>	63,54	38,45	36,84
<b>4</b>	51,92	38,01	36,61
<b>5</b>	38,54	36,47	36,36
<b>6</b>	28,92	33,23	36,18

Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 9 – Coeficientes convectivos de calor médios estimados no estudo do caso 3 ( $V_{ar}= 5$  m/s,  $V_{tec}= 0,33$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Coeficiente convectivo de calor (<math>W/m^2K</math>)</b>			
<b>Campo</b>	<b>Zonas das Bordas</b>	<b>Zonas Intermediárias</b>	<b>Zona Central</b>
<b>1</b>	54,79	32,78	33,42
<b>2</b>	54,40	32,71	33,44
<b>3</b>	52,43	32,63	33,47
<b>4</b>	42,11	32,32	33,49
<b>5</b>	34,94	31,14	33,47
<b>6</b>	26,93	28,59	33,45

Fonte: elaborada pelo autor.

Como se havia dito anteriormente, os coeficientes obtidos nos estudos do caso 1 e 3 são quase os mesmos, enquanto que para o estudo do caso 2 se observa um aumento nos valores obtidos de 20 %.

Como se pode observar, de uma maneira geral, os maiores valores de coeficientes encontram-se nas bordas. Apesar de que nas Figuras 30 a 32 os maiores valores são apresentados nos picos da zona central do tecido devido a que estes representam os pontos de estagnação dos jatos do ar nessa zona. Em torno dos picos os valores são os mais baixos é por isso que os valores para esta zona são os mais baixos porque é um valor médio. Já nas outras zonas os valores são mais uniformes

Também se observa uma grande variação dos valores obtidos nas bordas a partir do quarto campo no caso 1, e do terceiro campo para os casos 2 e 3. Nas zonas intermediárias a redução é muito pequena, permanecendo os valores na zona central quase que constantes à medida que se avança pelos campos em direção à saída.

#### **4.5.2 Coeficiente Convectivo de Transferência de massa e o Número de Schmidt**

Para o cálculo dos coeficientes locais de transferência de massa foi utilizada a analogia entre o transporte de calor e massa proposta por Chilton-Colburn (XUE, 2004), junto com o fator de correção  $f_c$  como se mostra na equação (55).

O uso de um fator de correção  $f_c$  foi necessário já que o coeficiente convectivo de massa aumentava em demasia nas zonas das bordas nos dois últimos campos do secador, o que dificultava a convergência da solução nestes campos. Assim adotou-se:



$$k_m = \frac{h_c}{\rho_{ar} C_{p,ar}} \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3} f_c \quad (55)$$

O fator de correção  $f_c$  está em função da concentração do tecido em base seca e varia entre 0 e 1, sendo calculado pela seguinte relação:

$$f_c = \frac{c_{A,tec} - c_{eq}}{c_{A,tec_0} - c_{eq}} \quad (55)$$

Onde:

$k_m$ : coeficiente convectivo de massa, (m/s).

$h_c$ : coeficiente convectivo de calor, (J/s m<sup>2</sup> K).

$\rho_{ar}$ : densidade do ar, (kg/m<sup>3</sup>).

$C_{p,ar}$ : calor específico do ar, (J/kg K).

$Pr$ : número de Prandtl.

$Sc$ : número de Schmidt.

$c_{A,tec}$ : concentração do tecido em base seca, (mol/m<sup>3</sup>).

$c_{eq}$ : concentração de equilíbrio em base seca, (mol/m<sup>3</sup>).

$c_{A,tec_0}$ : concentração de entrada do tecido em base seca, (mol/m<sup>3</sup>).

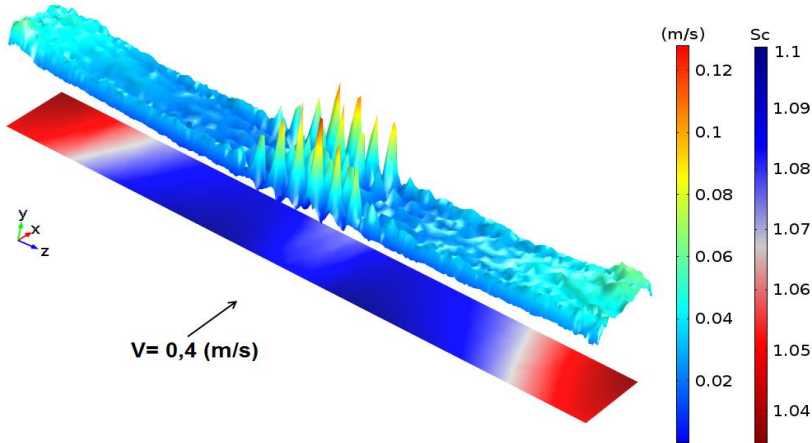
O número de Prandtl e o número Schmidt são calculados utilizando-se as propriedades do ar de secagem sobre a superfície do tecido utilizando as Equações 3 e 6, respetivamente. Os valores para o número de Prandtl obtidos foram quase os mesmos, estes permaneceram entre 0,68 e 0,70 para as diferentes temperaturas observadas sobre o tecido durante todo o processo. Já os valores calculados para o número de Schmidt têm uma variação maior, diminuindo de forma gradual a medida que aumenta a temperatura sobre a superfície do tecido. Para a faixa de temperatura de entrada do tecido de 30 °C até 100 °C o número de Schmidt varia entre 1,18 e 0,821 e para a faixa de temperatura de 100 °C a 170 °C que é máxima temperatura alcançada pelo tecido na saída do secador o número de Schmidt varia entre 0,821 a 0,607.

A concentração de equilíbrio foi calculada a partir das propriedades do ar de secagem, conforme mencionado anteriormente.

Nas Figuras 36 a 38 são apresentados os coeficientes convectivos locais de massa (campo superior) e números de Schmidt locais (campo inferior) sobre o tecido no primeiro par de injetores do secador, para os estudos de caso 1, 2 e 3, respetivamente. Como se pode observar nessas figuras, os valores locais dos coeficientes convectivos de massa seguem

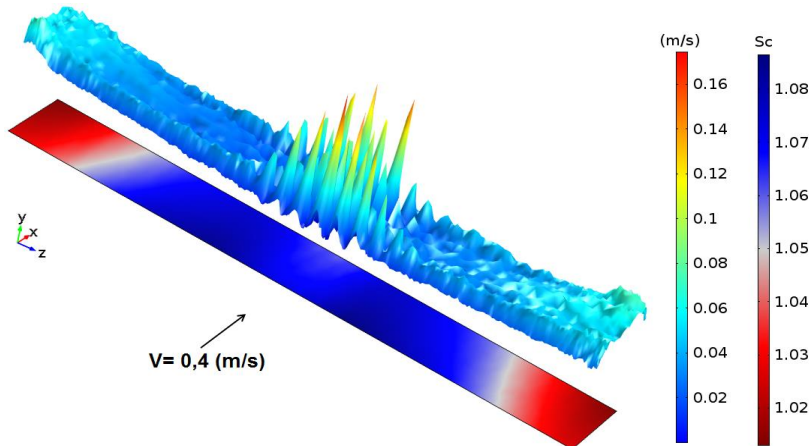
o mesmo comportamento que os coeficientes convectivos de calor, onde os valores mais elevados se encontram nas bordas e na região central do tecido.

Figura 36 - Coeficientes convectivos locais de massa e números de Schmidt locais sobre superfície de tecido para o caso 1 ( $V_{ar}= 5$  m/s,  $V_{tec}= 0,4$  m/s).



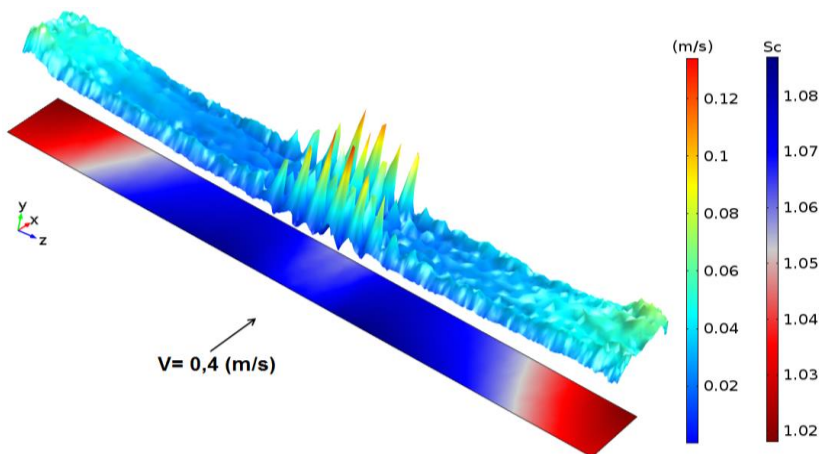
Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 37 - Coeficientes convectivos locais de massa e números de Schmidt locais sobre superfície de tecido para o caso 2 ( $V_{ar}= 7$  m/s,  $V_{tec}= 0,4$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 38 - Coeficientes convectivos locais de massa e números de Schmidt locais sobre superfície de tecido para o caso 3 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,33$  m/s).



Fonte: elaborada pelo autor.

Nas Figuras 36 a 38 também se pode observar a distribuição dos valores do número de Schmidt relacionado à transferência de massa junto à superfície do tecido e que apresenta comportamento similar ao da distribuição de umidade no tecido, como se verá mais adiante. Os valores calculados para o número de Schmidt estão entre 1,022 e 1,135.

Welty (2007) apresenta o valor de número de Schmidt para um sistema de ar que escoia sobre a superfície de uma placa plana de dióxido de carbono congelado igual a 1,033, valor que está em concordância com a faixa de resultados fornecidos pelo modelo.

Nas Tabelas 10 a 12 são apresentados os valores dos coeficientes convectivos de massa médios para três diferentes zonas do tecido (zonas das bordas, zonas intermediárias e zona central). Estes foram obtidos a partir de valores médios dos coeficientes convectivos de transferência de massa calculados ao longo de linhas traçadas sobre a superfície do tecido ao longo do eixo  $x$  em diferentes posições como se mostra na Figura 35.

Tabela 10 – Coeficientes convectivos de transferência de massa médios estimados no estudo do caso 1 ( $V_{ar}= 5$  m/s,  $V_{tec}= 0,4$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Coefficiente convectivo de massa (m/s)</b>			
<b>Campo</b>	<b>Zonas das Bordas</b>	<b>Zonas Intermediarias</b>	<b>Zona Central</b>
1	0,04681	0,02865	0,02919
2	0,03642	0,02637	0,02681
3	0,02320	0,02192	0,02225
4	0,01069	0,01645	0,01688
5	0,00413	0,01020	0,01179
6	0,00172	0,00488	0,00677
7	0,00054	0,00165	0,00259

Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 11 – Coeficientes convectivos de transferência de massa médios estimados no estudo do caso 1 ( $V_{ar}= 7$  m/s,  $V_{tec}= 0,4$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Coefficiente convectivo de massa (m/s)</b>			
<b>Campo</b>	<b>Zonas das Bordas</b>	<b>Zonas Intermediarias</b>	<b>Zona Central</b>
1	0,05509	0,03353	0,03230
2	0,03709	0,02911	0,02812
3	0,01671	0,02173	0,02131
4	0,00543	0,01290	0,00826
5	0,00162	0,00547	0,00760
6	0,00048	0,00175	0,00278

Tabela 12 – Coeficientes convectivos de transferência de massa médios estimados no estudo do caso 1 ( $V_{ar}= 5$  m/s,  $V_{tec}= 0,33$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Coefficiente convectivo de massa (m/s)</b>			
<b>Campo</b>	<b>Zonas das Bordas</b>	<b>Zonas Intermediarias</b>	<b>Zona Central</b>
1	0,04526	0,02840	0,02893
2	0,03113	0,02468	0,02511
3	0,01486	0,01849	0,01896
4	0,00460	0,01131	0,00733
5	0,00168	0,00481	0,00679
6	0,00053	0,00157	0,00251

Fonte: elaborada pelo autor.

Devido à complexidade geométrica e operacional do secador rama, na literatura ainda não se encontram valores experimentais dos coeficientes convectivos de calor e de massa para este tipo de equipamento, onde diversos injetores direcionam perpendicularmente jatos de ar a altas velocidades sobre a superfície de um tecido. Alguns autores como Santos (2013) e Xue (2004) usaram equações empíricas para calcular coeficientes convectivos de calor e massa médios que depois são usados em seus modelos.

Santos (2013) dividiu as superfícies das faces superior e inferior do tecido de algodão em duas regiões denominadas R1 (zona menos influenciada pelo escoamento perpendicular do ar) e R2 (zona de impacto do ar de secagem sobre o tecido). Essa distinção deve-se ao fato que o escoamento perpendicular do ar sobre o tecido produz um aumento significativo dos coeficientes convectivos próximos ao ponto de estagnação (ponto central no plano de incidência do jato). Os valores estimados para os coeficientes de transferência de calor e de massa respectivamente para a R1 foram  $71,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  e  $0,001 \text{ m/s}$  e para R2  $142,8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  e  $0,002 \text{ m/s}$ .

Xue (2004) desenvolveu um modelo matemático para simular a secagem de tapetes numa Rama de dez campos. O autor combinou valores experimentais com valores tomados na indústria para identificar as características de secagem dos tapetes. Nesse trabalho, o autor determinou um coeficiente convectivo de calor médio igual a  $227,12 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  por meio do cálculo do número Nusselt. O coeficiente convectivo de transferência de massa foi calculado relacionando-o com o coeficiente convectivo de calor, por meio de correlações empíricas de Chilton-Colburn, tal como se procedeu no presente estudo.

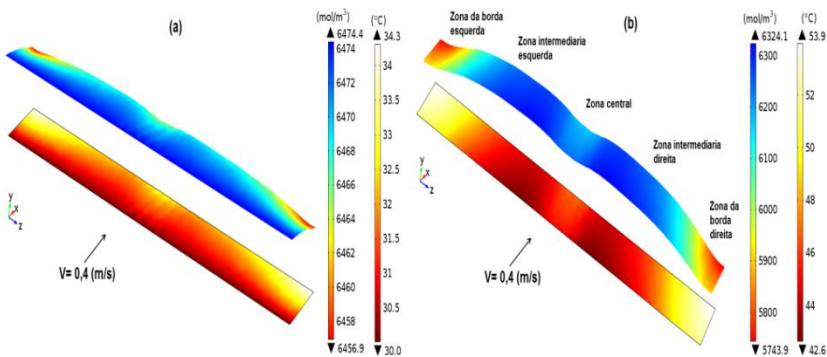
Na literatura também podemos encontrar outros trabalhos aplicados à secagem de meios porosos e fibras têxteis. Francis e Wepfer (1996) obtiveram numericamente, através de um modelo unidimensional e da teoria de Kolmogoroff, coeficientes de transferência de calor entre  $30$  e  $120 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  e de transferência de massa entre  $0,023$  e  $0,074 \text{ m/s}$  em um sistema constituído de um sólido semi-poroso sendo seco convectivamente com ar a uma temperatura média de  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ . Lee *et al.* (2002) obtiveram coeficientes de transferência de calor entre  $56,0$  e  $80,9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  e de massa entre  $0,056$  e  $0,105 \text{ m/s}$  na secagem de amostras de tapete de nylon.

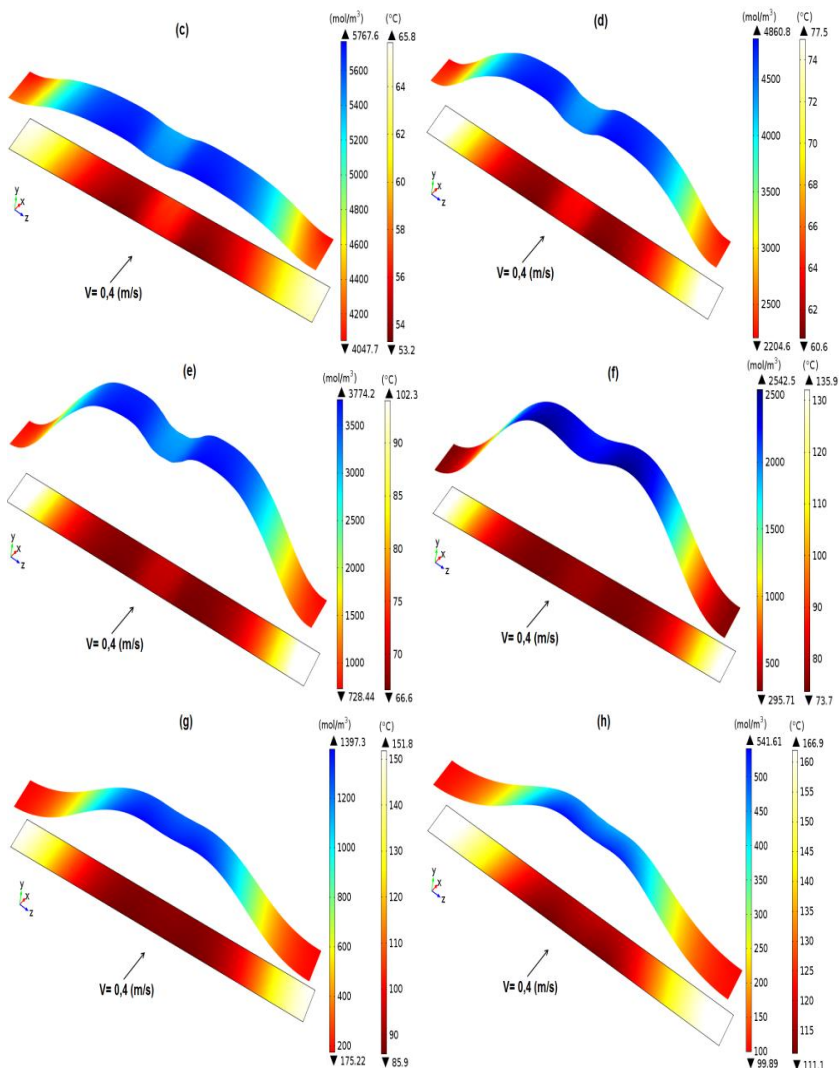
#### 4.6 PERFIS DE UMIDADE E TEMPERATURA NO TECIDO

Nas Figuras 39 a 41 são apresentados os perfis de umidade e de temperatura no tecido, para os estudos de caso 1, 2 e 3, respetivamente. Inicialmente, o tecido entra na rama Figura 39-a, 40-a e 41-a, com uma concentração de 6474,42 mol de  $H_2O/m^3$  de tecido seco, que equivale a uma umidade em base seca em torno de 70 % para um tecido de algodão com uma gramatura de 250  $g/m^2$ . Para o estudo de caso 1, o tecido passa por 56 pares de injetores, equivalentes a 7 campos de um secador rama. Para os casos 2 e 3 passa por 47 pares de injetores, o que se aproxima de 6 campos. Nesses estudos, o tecido sai do processo com uma umidade média em base seca entre 5,0 % e 7,0 %. Estes valores são próximos a valores médios de processos reais de secagem de material têxtil em rama e com trabalhos que desenvolveram estudos nesse assunto, como Ferraz *et al.* (2010) e Santos (2013).

Na Figura 39-a a 39-h são mostrados os perfis de concentração para o tecido no estudo de caso 1. Lembrando que nesse estudo o ar entra nos injetores com uma velocidade de 5 m/s e o tecido a uma velocidade de 0,4 m/s.

Figura 39 - Perfis de umidade e de temperatura sobre superfície de tecido, na entrada do secador (a) e nas saídas dos campos 1 (b); 2 (c); 3 (d); 4 (e); 5 (f); 6 (g); e 7 (h) para o estudo de caso 1 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s).





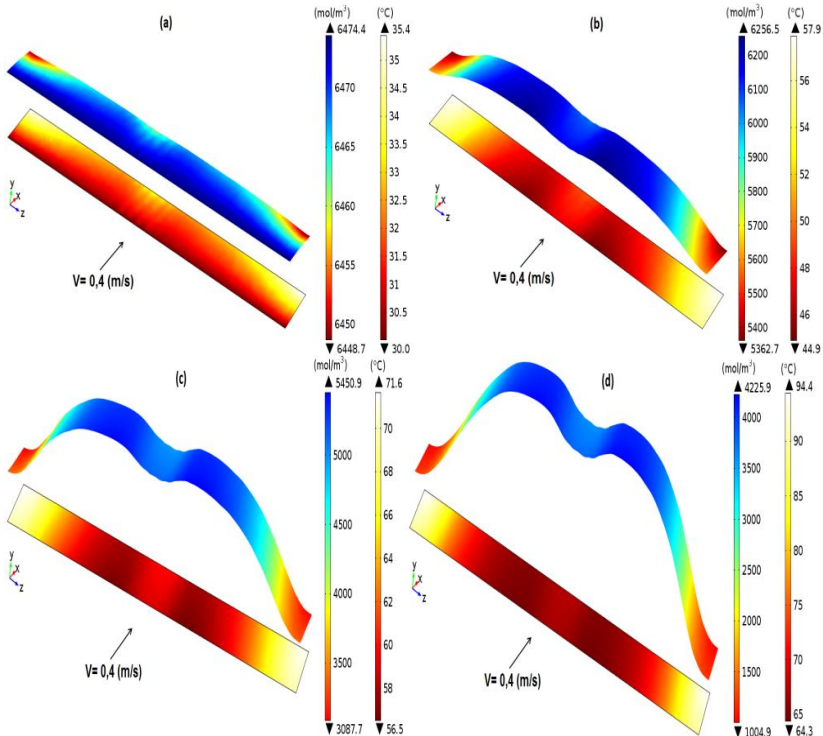
Fonte: elaborada pelo autor.

A partir da Figura 39-b, começa-se a observar o mesmo comportamento apresentado na seção 4.5 para os coeficientes convectivos de calor e massa, onde se podem notar 5 zonas no tecido, as duas zonas das bordas, uma zona central do tecido e duas zonas intermediárias entre as bordas e o centro. Pode-se constatar que a secagem é mais intensa nas zonas das bordas e no centro do tecido. Isto se deve a que nestas zonas os

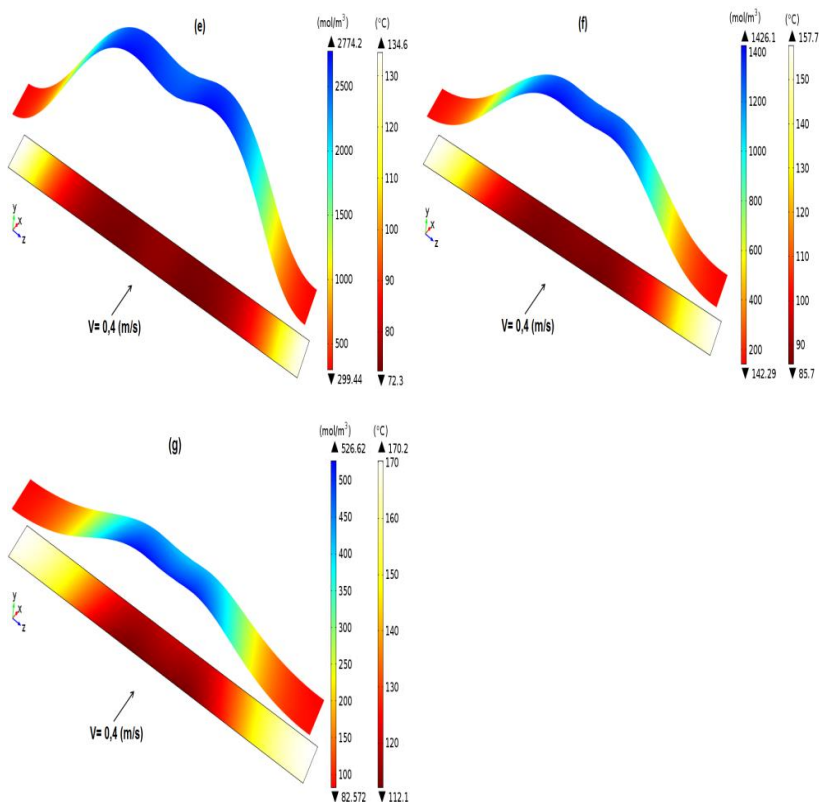
coeficientes convectivos de massa são maiores. Nas zonas intermediárias do tecido a secagem é comparativamente menor. Isto será discutido de forma mais detalhada quando se revisem as Figuras 43 e 44 mais adiante.

Para o caso 2 se aumentou a velocidade de entrada do ar para 7 m/s sendo que a velocidade de translação do tecido permaneceu em 0,4 m/s. O perfis de umidade correspondentes são mostrados nas Figuras 40-a a 40-g, onde se pode observar comportamento similar àquele encontrado no estudo do caso 1; a grande diferença é que para chegar ao mesmo teor de umidade obtido no caso 1, o número de injetores pela qual o tecido passou foi de 47 pares, ou seja, 9 pares de injetores a menos que no estudo 1. Comprova-se assim que o aumento da velocidade de entrada do ar de secagem contribui para a obtenção de maiores taxas de transferência de calor e massa.

Figura 40 - Perfis de umidade e de temperatura sobre superfície de tecido, na entrada do secador (a) e nas saídas dos campos 1 (b); 2 (c); 3 (d); 4 (e); 5 (f); e 6 (g) para o estudo de caso 2 ( $V_{ar} = 7\text{m/s}$ ,  $V_{tec} = 0,4\text{ m/s}$ ).



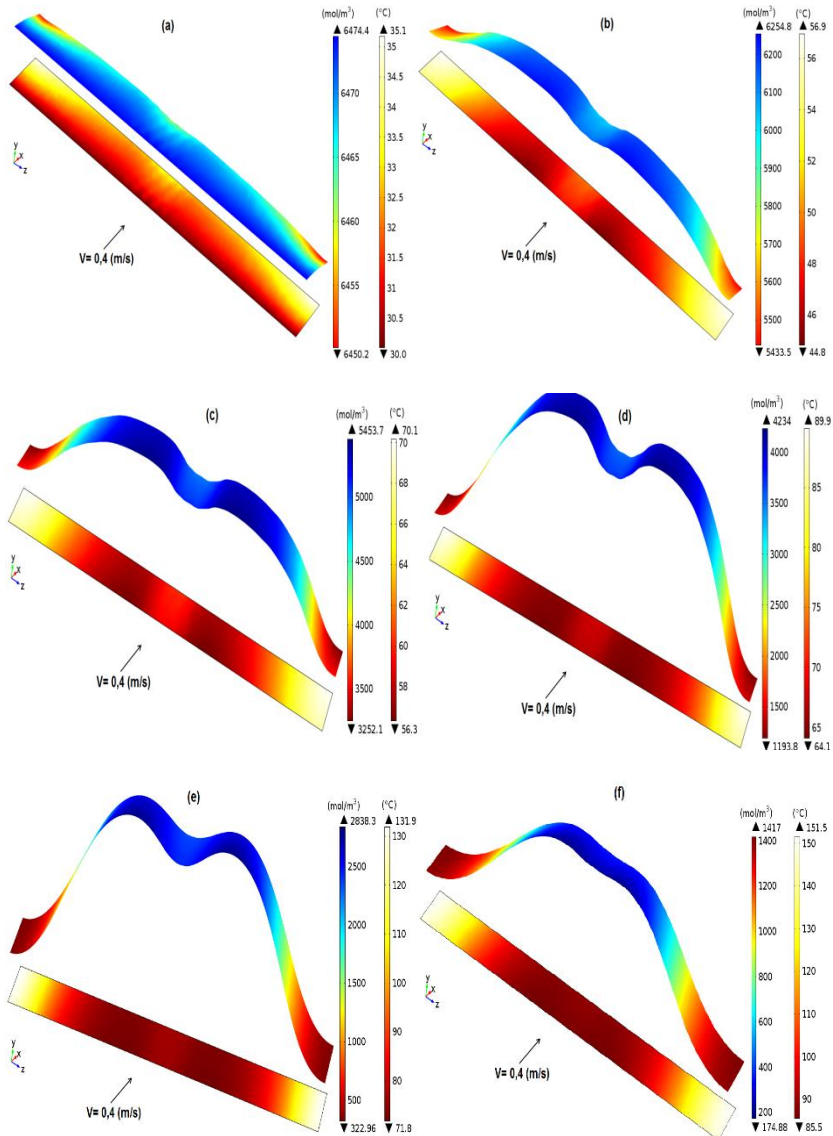


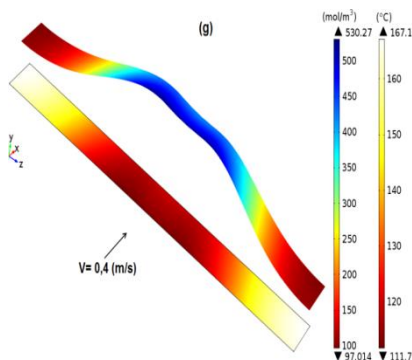


Fonte: elaborada pelo autor.

No estudo do caso 3, a velocidade de entrada do ar foi de 5 m/s e a velocidade de translação do tecido reduzida para 0,33 m/s. Os perfis de umidade simulados para o caso 3 são apresentados nas Figuras 41-a a 41-g; o comportamento observado é similar aos casos anteriores. Neste estudo, o tecido também passou por 47 pares de injetores para alcançar o mesmo teor de umidade obtido no caso 1. Neste estudo de caso se observa que a diminuição da velocidade translação do tecido também contribuiu para a obtenção de maiores taxas de transferência de calor e massa. Isto devido a que o ar de secagem está mais tempo em contato com a superfície do tecido que nos dois casos anteriores onde a velocidade do tecido era 0,4 m/s.

Figura 41 - Perfis de umidade e de temperatura sobre superfície de tecido, na entrada do secador (a) e nas saídas dos campos 1 (b); 2 (c); 3 (d); 4 (e); 5 (f); e 6 (g) para o estudo de caso 2 ( $V_{ar} = 5 \text{ m/s}$ ,  $V_{tec} = 0,33 \text{ m/s}$ ).





Fonte: elaborada pelo autor.

Os perfis de temperatura na superfície do tecido para os estudos de caso 1, 2, e 3 também são apresentados nas Figuras 39, 40 e 41; tal como para os perfis de umidade, consegue-se discernir claramente 5 zonas. As maiores temperaturas se apresentam nas zonas das bordas, isto devido aos maiores valores dos coeficientes de transferência de calor nessas regiões, fato também observado para os demais estudos.

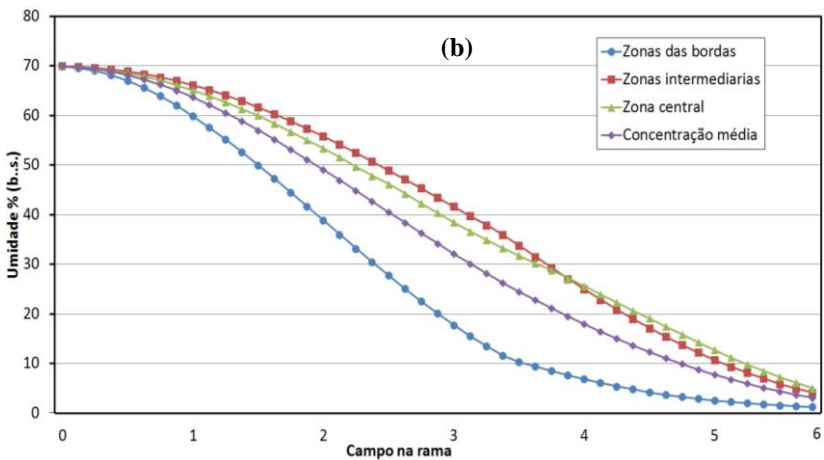
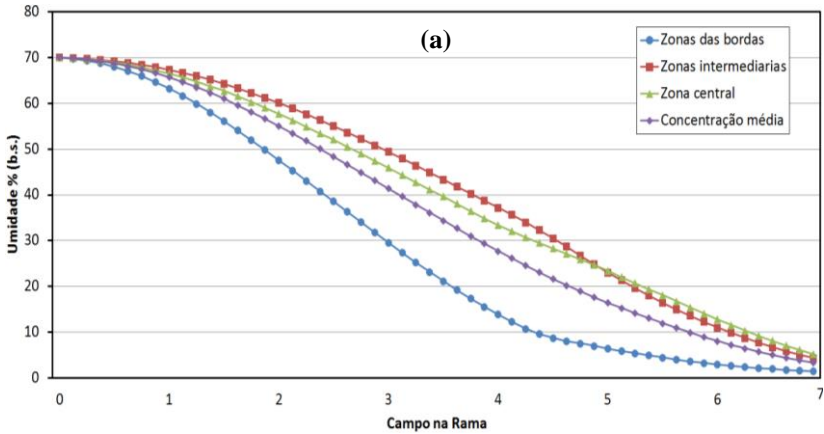
Nas zonas intermediárias e na zona central do tecido se observam temperaturas com valores próximos e comparativamente mais baixas com as temperaturas das zonas das bordas do tecido. Isto será discutido de forma mais detalhada quando se revise a Figura 45 mais adiante.

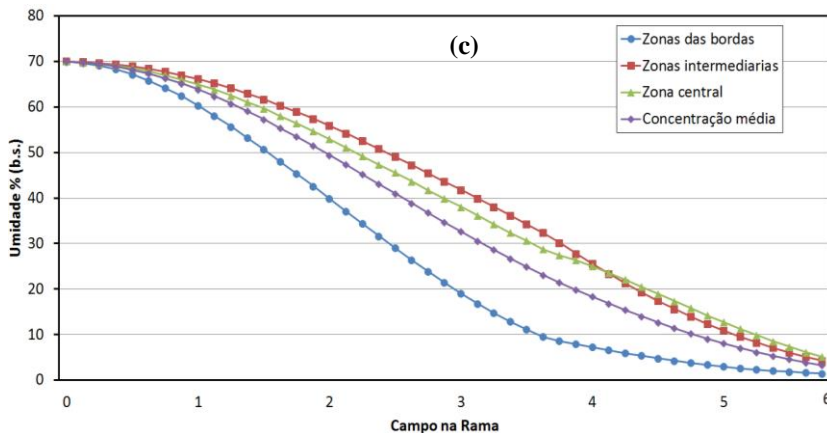
Nos diferentes quadros da Figura 42 são apresentados os perfis de umidade média ao longo do secador calculados a partir das simulações para as zonas das bordas, zonas intermediárias e zona central para os três estudos de caso. Estes foram obtidos a partir de valores médios da umidade calculados ao longo de linhas traçadas sobre a superfície do tecido ao longo do eixo  $x$  em diferentes posições como se mostra na Figura 35. Junto com os perfis de umidade para as três zonas do tecido na Figura 42, também são apresentados os valores de concentração média calculados sobre toda a superfície do tecido exposta ao injetor do ar de secagem.

Na Figura 42, uma vez mais se mostra que a secagem é mais rápida nas bordas do tecido. Também se pode observar o comportamento típico das curvas de secagem, onde o tecido começa a secar de forma lenta nos dois primeiros campos, sendo que a partir de segundo campo a velocidade de secagem aumenta até começar a declinar a partir do quarto campo. Nos estudos de caso 2 e 3 (Figuras 42-b e 42-c) o número de campos necessários para secar o tecido foi menor que no caso 1, embora tenha sido no caso 2 que a velocidade de secagem se deu de forma mais rápida,

com o ar de secagem entrando a 7 m/s e velocidade de translação do tecido de 0,4 m/s.

Figura 42- Perfis de umidade para as diferentes zonas sobre o tecido e concentração média em cada campo da rama, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c).





Fonte: elaborada pelo autor.

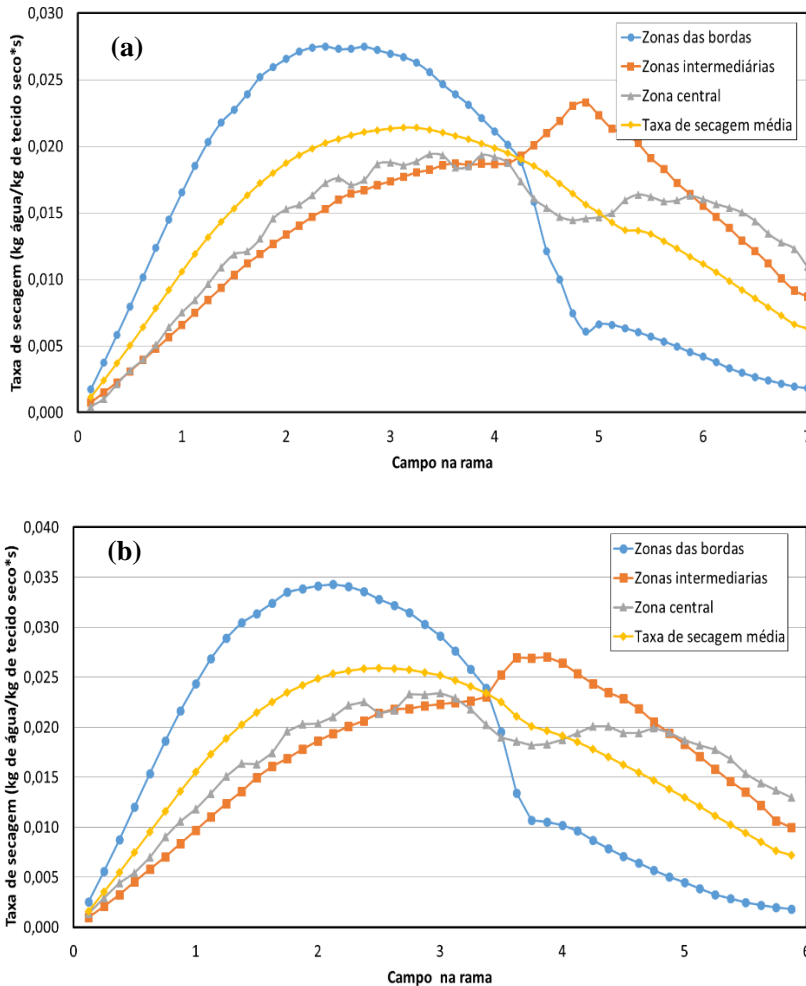
Nas Figuras 43 e 44 são apresentadas a taxa de secagem ao longo do secador Rama e a taxa de secagem em função do teor de umidade do tecido calculadas a partir das simulações para as zonas das bordas, zonas intermediárias e zona central, para os três casos. Estas foram obtidas a partir de valores médios da taxa de secagem calculadas ao longo de linhas traçadas sobre a superfície do tecido ao longo do eixo x em diferentes posições, como se mostra na Figura 35. Junto com os valores de taxa de secagem para as três zonas do tecido, nas Figuras 43 e 44 também são apresentados os valores da taxa de secagem média calculados sobre toda a superfície do tecido exposta ao injetor.

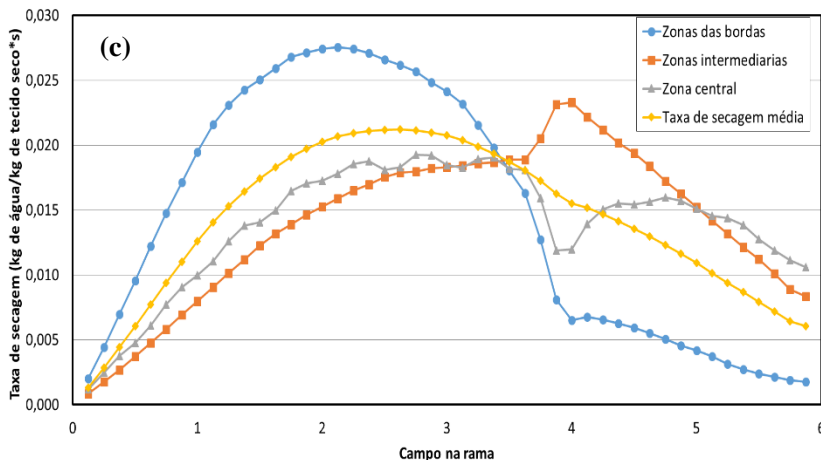
Na Figura 43 se observa que numa primeira etapa a taxa de secagem aumenta gradualmente durante os dois primeiros campos da Rama. No terceiro campo a taxa de secagem chega a seus valores mais elevados até parte do quarto campo. Já na saída do quarto campo começa o período de taxa decrescente, que se estende até a saída da Rama, isso para os três estudos de caso.

Ainda nessas duas últimas figuras, observa-se que as taxas de secagem mais elevadas ocorrem no caso 2, onde o valor máximo alcançado para a taxa de secagem média foi de 0,0259 kg de água/ (kg de tecido seco.s). Para os casos 1 e 3, o valor máximo alcançado pela taxa de secagem média foi de 0,0214 e 0,0212 kg de água/ (kg de tecido seco.s), respetivamente. A taxa de secagem para o caso 2 é 17,4 % mais elevada

que para o caso 1 e 18,5 % mais elevada que para o caso 3. Esses resultados mostram que o aumento da velocidade do ar nos injetores traz maior influência sobre a taxa de secagem do que a redução na velocidade de translação do tecido.

Figura 43- Taxa de secagem para as diferentes zonas sobre o tecido em cada campo da rama, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c).



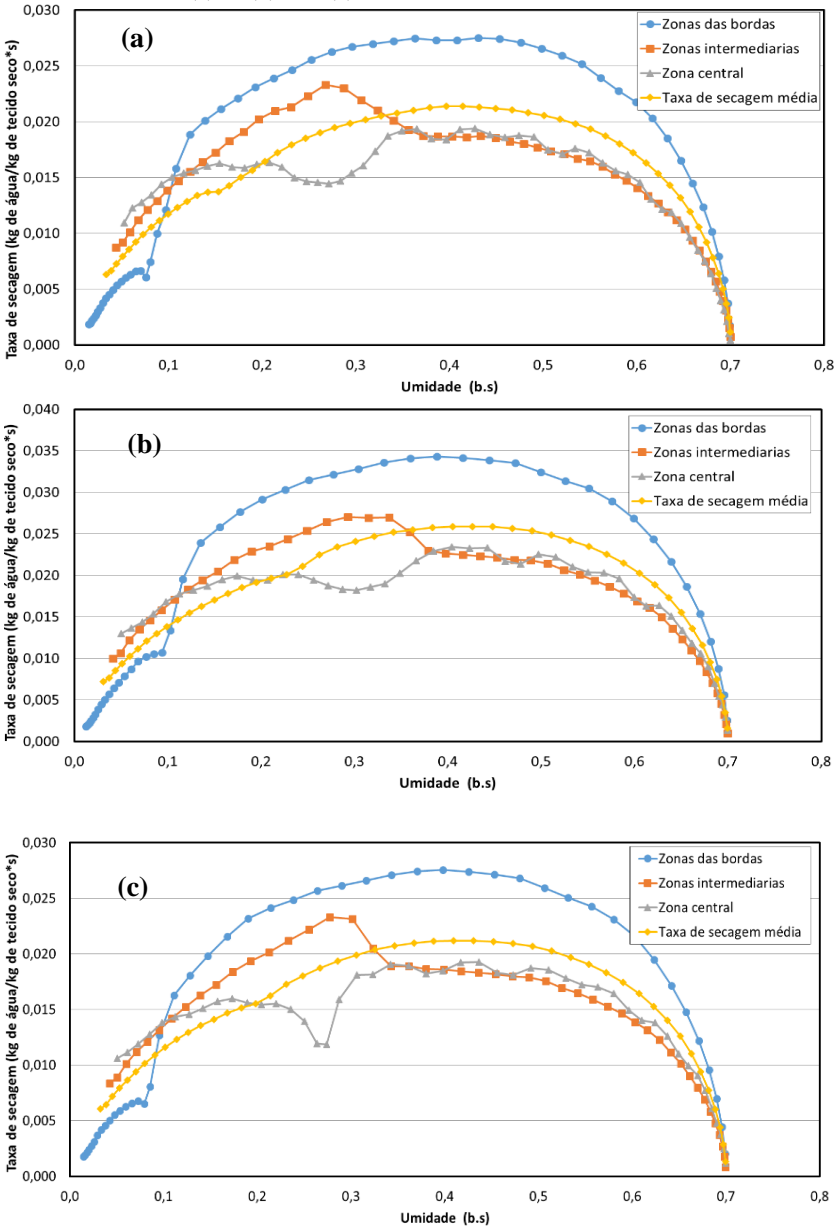


Fonte: elaborada pelo autor.

Ainda na Figura 44, pode-se verificar que a taxa de secagem é sensivelmente maior nas zonas das bordas, onde na proximidade de 0,4 (b.s.) de umidade no tecido apresenta excedentes de 71%, 83% e 73 % com referência às zonas intermediárias do tecido, para os casos 1, 2 e 3, respetivamente. Também para 0,4 (b.s.), a diferença excedente das zonas das bordas com referência à zona central alcança os valores de 55%, 68% e 55 % para os casos 1, 2 e 3, respetivamente.

Algo também digno de nota é que ao final do terceiro e início do quarto campo da rama, a taxa de secagem nas zonas intermediárias passa por um incremento em detrimento da zona central na faixa de teores de umidade de 0,35 (b.s.) a 0,15 (b.s.), aproximadamente. Isto poderia ser explicado pelo constante excedente de umidade nas zonas intermediárias (vide Figuras 39 a 41) em combinação com a natureza das isotermas de sorção de umidade (Figura 21).

Figura 44- Taxa de secagem para as diferentes zonas sobre o tecido, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c).



Fonte: elaborada pelo autor.



Nos gráficos das Figura 45 apresentam-se os perfis de temperatura média ao longo do secador, calculados para os três estudos de caso. Estes foram obtidos a partir de valores médios da temperatura calculados ao longo de linhas traçadas sobre a superfície do tecido ao longo do eixo  $x$  em diferentes posições como se mostra na Figura 36. Junto com os valores de temperatura para as três zonas do tecido na Figuras 45 também são apresentados os valores de temperatura média. Estes últimos são valores médios calculados sobre toda a superfície do tecido.

Observa-se que o maior aumento de temperatura ocorre nas bordas do tecido devido aos maiores valores dos coeficientes convectivos de calor aí encontrados. Isto produz diferenças de temperatura de até 40-50 % com relação à zona central e zonas intermediárias do tecido.

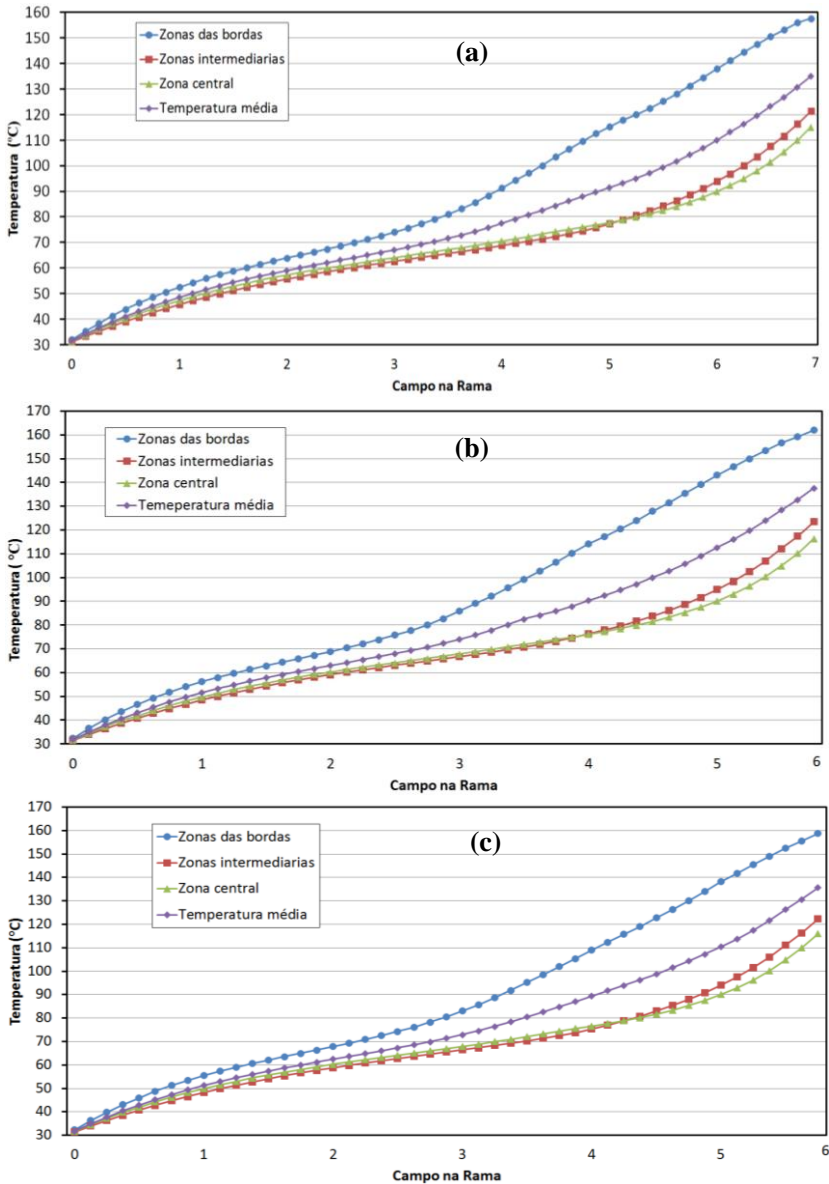
Pode-se observar nos quadros (a), (b) e (c) da Figura 45 o primeiro período de aquecimento do tecido. Este período de aquecimento se dá de maneira gradual e se estende até o terceiro campo do secador no caso 1 e até o segundo campo nos casos 2 e 3. Após esse período, a temperatura no tecido continua aumentando, mas de forma mais acelerada pelos campos seguintes até a saída do secador. Como a temperatura aumenta continuamente através dos campos da rama, não se constata um período de velocidade de secagem constante que seria esperado quando o tecido ainda apresenta teores elevados de umidade. Entende-se que enquanto o tecido ainda apresentava excesso de umidade, o mesmo se encontrava na primeira etapa de aquecimento com o correspondente aumento na taxa de evaporação de água.

Teoricamente, em um eventual período de velocidade constante a quantidade de água disponível dentro do tecido é bem elevada e a mesma é drenada para a superfície evaporando-se como água livre. Na superfície do tecido a pressão de vapor de água é constante e igual à pressão de vapor da água pura.

Segundo Albuquerque (2011), após a fase de velocidade de secagem constante, o aporte de calor para a superfície do tecido não é mais compensada pela evaporação da água que provém do seu interior, e, conseqüentemente, a temperatura do tecido começa a aumentar e tende assintoticamente para a temperatura do ar de secagem. O fator limitante durante esse período é a migração interna de água.

Como se pode comprovar, o tecido chega à saída do secador sem que tenha atingido o equilíbrio com o ar de secagem.

Figura 45- Perfis de temperatura para as diferentes zonas sobre o tecido e temperatura média em cada campo da rama, para os estudos de caso 1 (a); 2 (b); e 3 (c).



Fonte: elaborada pelo autor.

Como se observa nos quadros (a), (b) e (c) da Figura 45, o aquecimento é muito maior nas bordas do tecido. Este comportamento não é o ideal, já que o mesmo pode trazer efeitos indesejáveis para o processo de termofixação que é de fundamental importância na indústria para se obtenha tecidos com qualidades aceitáveis. Segundo Santos (2013), a temperatura do ar de secagem é um parâmetro que deve ser cuidadosamente controlado para que se evitem danos ao tecido. Deve-se ter em mente que as reações envolvidas no processo de termofixação das resinas e dos corantes aplicados podem ser afetadas pela mudança de temperatura, resultando em um produto com qualidade indesejada.

#### 4.7 AGUA EVAPORADA E DESEMPENHO DA RAMA

Para avaliar o desempenho energético da rama, se calculo a vazão mássica de água evaporada ( $\dot{m}_{evap}$ ) para cada campo da Rama em cada estudo de caso, assim como a taxa de calor aportado pelo ar ao processo de secagem ( $\dot{Q}_{apor}$ ), a taxa de calor consumido no processo associado ao aquecimento do tecido úmido e à remoção da umidade na forma de vapor ( $\dot{Q}_{proc}$ ) e a taxa de calor perdido no processo ( $\dot{Q}_{per}$ ).

A vazão mássica de água evaporada ( $\dot{m}_{evap}$ ) no processo de secagem é calculada a partir da soma das integrais da água evaporada na área superior do tecido  $A_s$  e na área inferior do tecido  $A_i$ , como descrito na equação (56):

$$\dot{m}_{evap} = M_{\dot{a}g} \left( \iint_{A_s} k_m (c_{\infty} - c_A^g) dx dy + \iint_{A_i} k_m (c_{\infty} - c_A^g) dx dy \right) \quad (56)$$

Para calcular o fluxo de calor aportado ao processo se considerou que todo o calor com o que o ar de secagem entra no processo é igual ao calor aportado a este, desta forma o calor aportado se obteve utilizando a equação (58):

$$\dot{Q}_{apor} = \dot{Q}_{ar} \quad (57)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} C p_{ar} (T_{ar} - T_{amb}) \quad (58)$$

O calor consumido no processo para aquecer o tecido e evaporar a água contida nele ( $\dot{Q}_{proc}$ ) se obteve através da seguinte equação:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{proc} = & \iint_{A_s} h_c (T_{ar} - T) dx dy \\ & + \iint_{A_i} h_c (T_{ar} - T) dx dy \end{aligned} \quad (59)$$

Desta forma o calor perdido no processo de secagem ( $\dot{Q}_{per}$ ), é estimado a partir da diferença entre o calor aportado pelo ar de secagem e o calor utilizado no processo.

$$\dot{Q}_{per} = \dot{Q}_{apor} - \dot{Q}_{proc} \quad (60)$$

Nas Tabelas 13 a 15 são mostrados os resultados dos cálculos da vazão de água evaporada e de cada uma das taxas de calor mencionadas anteriormente para cada campo da Rama estudadas nos casos 1, 2 e 3.

Na Tabela 14 se observa um aumento progressivo na evaporação da água nos primeiros quatro campos onde a maior quantidade de água vaporada se alcança no quarto campo (2,015 kg/s), a partir do quinto campo da rama começa a diminuir a vazão de água evaporada. Isso se deve a que no quinto campo a umidade no tecido está mais baixa, entre 28% e 17% (b.s.) em média. Também se observa que a taxa de calor consumida no processo é maior nos primeiros campos; já no caso do calor perdido se observa uma porcentagem relativamente baixa nos primeiros campos. Nos últimos campos, o calor perdido alcança valores bastante elevados, isto porque o fluxo de calor aportado ao processo é constante em todos os campos da rama e o fluxo de calor consumido é menor nos últimos campos.

Tabela 13 – Resultado do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo estimadas no estudo do caso 1 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Campo</b>	$\dot{m}_{evap}$ (kg/s)	$\dot{Q}_{apor}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{proc}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ %
<b>1</b>	0,561	74,90	64,95	9,95	13,28
<b>2</b>	1,518	74,90	58,03	16,86	22,52
<b>3</b>	1,994	74,90	53,55	21,34	28,50
<b>4</b>	2,015	74,90	48,57	26,33	35,15
<b>5</b>	1,676	74,90	40,69	34,20	45,67
<b>6</b>	1,334	74,90	31,94	42,96	57,36
<b>7</b>	0,822	74,90	21,18	53,72	71,72
<b>Total(Rama)</b>	<b>9,920</b>	<b>524,27</b>	<b>318,91</b>	<b>205,36</b>	<b>39,17</b>

Fonte: elaborada pelo autor.

Tabela 14 – Resultado do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo no estudo do caso 2 ( $V_{ar} = 7$  m/s,  $V_{tec} = 0,4$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Campo</b>	$\dot{m}_{evap}$ (kg/s)	$\dot{Q}_{apor}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{proc}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ %
<b>1</b>	0,829	105,2	77,12	28,08	26,70
<b>2</b>	2,102	105,2	67,88	37,32	35,48
<b>3</b>	2,489	105,2	61,17	44,03	41,85
<b>4</b>	1,883	105,2	50,84	54,36	51,67
<b>5</b>	1,611	105,2	38,09	67,11	63,79
<b>6</b>	0,811	92,05	21,04	71,01	77,14
<b>Total(Rama)</b>	<b>9,725</b>	<b>618,05</b>	<b>316,15</b>	<b>301,90</b>	<b>48,85</b>

Tabela 15 – Resultado do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo estimadas no estudo do caso 3 ( $V_{ar} = 5$  m/s,  $V_{tec} = 0,33$  m/s), para cada campo do secador Rama.

<b>Campo</b>	$\dot{m}_{evap}$ (kg/s)	$\dot{Q}_{apor}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{proc}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ %
<b>1</b>	0,670	74,90	64,12	10,78	14,39
<b>2</b>	1,707	74,90	56,56	18,34	24,49
<b>3</b>	2,038	74,90	51,21	23,68	31,62
<b>4</b>	1,783	74,90	43,05	31,85	42,52
<b>5</b>	1,367	74,90	32,80	42,10	56,21
<b>6</b>	0,703	65,53	18,45	47,09	71,85
<b>Total(Rama)</b>	<b>8,268</b>	<b>440,01</b>	<b>266,18</b>	<b>173,83</b>	<b>39,51</b>

Fonte: elaborada pelo autor.

Nas Tabelas 14 e 15 se observa o mesmo comportamento que na Tabela 14 onde a vazão de água evaporada é maior na primeira metade da rama e depois começa a diminuir; também se observa comportamentos similares referentes ao calor consumido e calor perdido no processo

A Tabela 16 mostra os resultados dos cálculos da vazão de água evaporada e de cada uma das taxas de calor consumido de forma global para cada um dos estudos de caso. Ao analisar os resultados do estudo do caso 1, onde se tomaram em conta as condições de operação de uma rama de sete campos é possível constatar que o valor da porcentagem do calor perdido no processo  $\dot{Q}_{per}$  está de 8% a 6% acima daqueles estimados por Santos (2006), que ficavam entre 31 % e 33 %.

Ao comparar os resultados do estudo do caso 1 com os estudos de caso 2 e 3 se observa que há uma diminuição da vazão de água evaporada  $\dot{m}_{evap}$ ; isto ocorre porque nestes estudos a secagem foi realizada em seis campos. A taxa de calor fornecida  $\dot{Q}_{apor}$ , no estudo de caso 2 é muito maior que no estudo de caso 3. Isto se deve a que no caso 2 a velocidade de entrada de ar é 7 m/s o que significa que a vazão de ar de secagem aumenta. Consequentemente, mais combustível seria necessário para esquentar essa quantidade extra de ar alimentado, o que representaria uma grande desvantagem. Os valores de 48,85 % e 39,51 % obtidos no cálculo do calor perdido para os estudos de caso 2 e 3, respectivamente, mostram um aumento de quase 10% na porcentagem de calor perdido ao aumentar a velocidade do ar de secagem já que neste caso o calor aportado pelo ar é maior, mas sem o mesmo grau de aproveitamento em relação ao caso 3.

Os resultados da Tabela 16 mostram a diminuição da velocidade de translação do tecido (estudo de caso 3) como a alternativa mais eficiente para melhorar o processo de secagem na Rama e desta forma diminuir o consumo de combustível. É importante esclarecer que para a eficiência energética também se deve ter em conta outras variáveis do processo como a gramatura do tecido, e as propriedades do ar de secagem.

Tabela 16 – Resultado globais do cálculo da vazão de água evaporada e das taxas de calor envolvidas no processo para os três estudos de caso.

Estudo de caso	$\dot{m}_{evap}$ (kg/s)	$\dot{Q}_{apor}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{proc}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ (kJ/s)	$\dot{Q}_{per}$ %
1	9,920	524,27	318,91	205,36	39,17
2	9,725	618,10	316,10	301,90	48,85
3	8,268	440,01	266,18	173,83	39,51

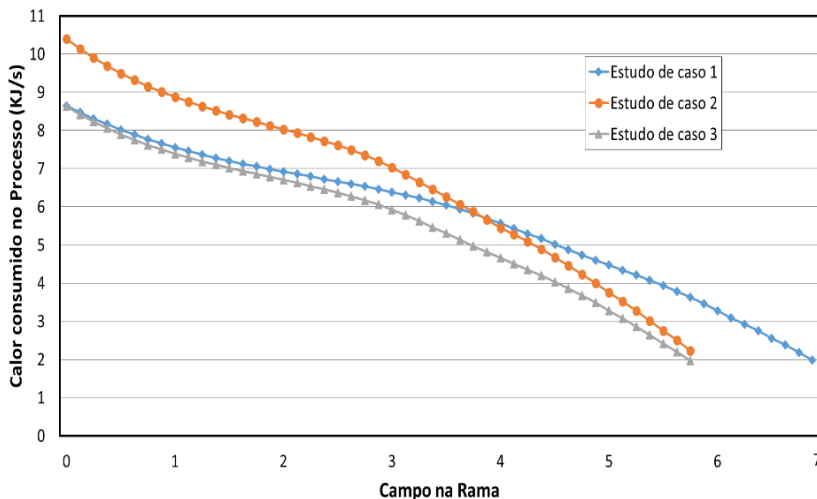
Fonte: elaborada pelo autor.

Nas Figuras 46 e 47, são apresentadas as curvas de calor aproveitado e de calor perdido no processo para cada um dos campos da rama, respectivamente.

Ao observar os resultados da Figura 46, conclui-se o calor é melhor aproveitado nos três primeiros campos da rama. Para os três estudos de caso, o calor aproveitado nos três primeiros campos varia entre 85 e 70 % do que foi fornecido. A partir do quarto campo o aproveitamento do calor no processo diminui até chegar a valores entre 28 e 22 %, segundo o caso.

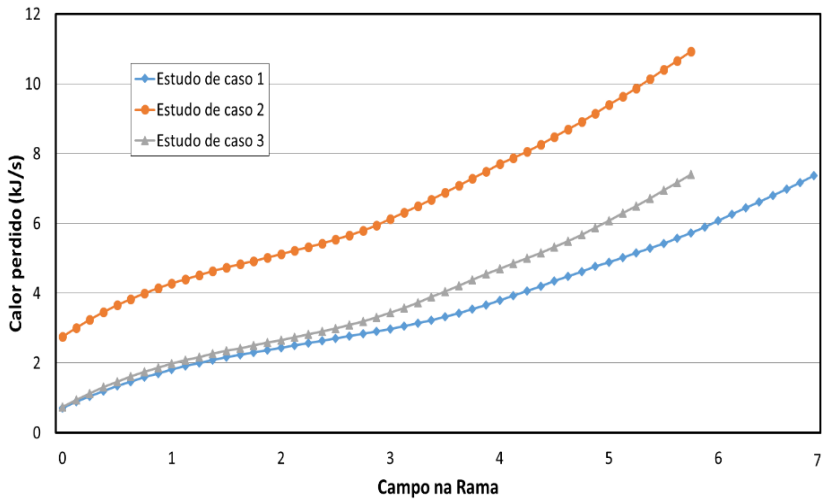
Na Figura 47 pode-se observar que as maiores perdas de calor no processo ocorrem no estudo do caso 2. Ao comparar os valores do calor perdido no caso 1 com aqueles do caso 3, conclui-se que no caso 3 se perde mais calor, entre 13% e 20%. Ainda ao se comparar os casos 1 e 3, observa-se que durante os primeiros três campos da rama as perdas são quase as mesmas; a partir do quarto campo, no caso 3 começa-se a ter um incremento de até 15 % no calor perdido.

Figura 46- Evolução do calor aproveitado no processo de secagem ao longo da rama, calculado individualmente para cada campo.



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 47- Evolução do calor perdido no processo de secagem ao longo da rama, calculado individualmente para cada campo.



Fonte: elaborada pelo autor.



## 5 CONCLUSÕES

O estudo fenomenológico empreendido para analisar os fenômenos físicos presentes em um secador rama mostrou-se capaz de descrever de maneira realística o processo de secagem neste tipo de equipamentos, tal como o conhecemos na atividade fabril. O modelo desenvolvido, cuja resolução se faz pela técnica dos elementos finitos com o emprego do *software* Comsol *MultiPhysics*<sup>®</sup>, apresenta-se como uma ferramenta potencialmente útil no projeto de construção de ramas podendo contribuir para melhorar a qualidade e eficiência do processo de secagem com possíveis repercussões sobre a economia de energia.

Com relação aos padrões de escoamento do ar no interior da rama, o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  permitiu simular de maneira consistente o comportamento fluidodinâmico segundo as condições operacionais praticadas. Ao se estudar o comportamento do ar nos injetores, os perfis de velocidade puderam ser obtidos, observando-se uma distribuição não uniforme da intensidade dos jatos nos bicos ao longo dos mesmos. As velocidades atingiram valores máximos nas extremidades dos injetores. Também foram evidenciadas a formação de redemoinhos e regiões de estagnação com comportamento fisicamente consistente com os princípios de fluidodinâmica aplicados à geometria sob estudo. Concluiu-se, portanto, que a distribuição do ar no interior da rama não é uniforme para a geometria estudada, o que não permite apoiar as declarações, geralmente feitas pelos fabricantes de equipamentos com geometrias similares à testada, quanto à homogeneidade das condições de secagem.

Os coeficientes convectivos locais de transferência de calor e de massa entre o ar e o tecido de algodão foram avaliados numericamente considerando o acoplamento de todos os fenômenos presentes no sistema.

Como se pode comprovar nos casos estudados, os coeficientes convectivos de transferência de calor e massa são maiores em três zonas do tecido: no centro e nas duas extremidades (bordas). Na região central os valores mais elevados ocorreram como picos que representam pontos de estagnação gerados pelos jatos de ar nesta zona do tecido. Observou-se também que o valor médio desses coeficientes sofre maior redução nas bordas (de até 57%) a partir do terceiro ou quarto campo da rama, segundo o caso. Já para as zonas intermediárias observa-se redução de até 13%, e para a central permanecendo valores quase que constantes à medida que se avança pelos campos em direção à saída. Valores médios desses coeficientes situam-se na faixa de 69,0 W/m<sup>2</sup>.K a 28,5 W/m<sup>2</sup>.K, segundo o caso e posição dentro da rama.

Quanto aos valores médios dos coeficientes convectivos de transferência de massa, observam-se reduções mais importantes já a partir do primeiro campo, podendo chegar a 1% do valor inicial na saída da rama nas zonas das bordas. Nas zonas intermediárias e central essa redução encontra-se na faixa de 5% a 10% do valor inicial. Valores médios para esses coeficientes ficaram entre 0,0550 m/s e 0,0005 m/s, segundo o caso estudado e posição dentro da rama.

Ao se reduzir a velocidade de deslocamento do tecido no interior da rama de 0,4 m/s para 0,33 m/s não se notou alteração sensível nos valores dos coeficientes convectivos. No entanto, obtiveram-se maiores taxas de transferência de calor e massa na velocidade mais baixa, isto devido ao maior tempo de contato do ar de secagem com a superfície do tecido.

Tanto a velocidade de entrada do ar como a velocidade de deslocamento do tecido demonstraram ser parâmetros operacionais relevantes sobre a transferência de calor e massa na secagem em rama.

Para os casos estudados, o tecido de algodão com gramatura de 250 g/m<sup>2</sup> entra na rama com umidade em base seca em torno de 70 % para um tecido. Nesses estudos, o tecido sai do processo com uma umidade média em base seca entre 5,0 % e 7,0 %. Estes valores estão próximos dos valores médios de processos reais de secagem de material têxtil em rama e em sintonia com trabalhos que desenvolveram estudos nesse assunto, como Ferraz *et al.* (2010) e Santos (2013).

As maiores quantidades de água são evaporadas durante os primeiros quatro campos do secador rama, já do quinto campo em diante a quantidade de água evaporada começa a diminuir. O calor consumido no processo é maior nos primeiros campos da rama, uma vez que o calor perdido nesses campos representa uma porcentagem relativamente baixa; nos últimos campos, o calor perdido alcança valores bastante elevados, isto porque a taxa de calor fornecida ao processo é constante em todos os campos da rama, enquanto que o calor consumido é menor nos campos finais desse tipo de equipamento.

Para os casos estudados, considerada apenas a questão da secagem, a redução da velocidade de translação do tecido é a alternativa mais eficiente para melhorar o processo de secagem na Rama e desta forma diminuir o consumo de combustível. Resta tomar em conta os aspectos relacionados à cura dos aditivos e acabamento do produto final e se o possível ganho com a economia térmica não comprometeria a qualidade do processo.

## **6 SUGESTÕES**

Realizar medidas experimentais de sorção de umidade para diferentes tipos de tecidos para obtenção de curvas de adsorção de umidade e de calor isostérico.

Avaliar a influência de diferentes geometrias para os bicos dos injetores, assim como a distância entre os bicos e o tecido.

Dar continuidade aos estudos de simulação do processo de secagem em rama para diferentes tipos de tecido, avaliando outras condições de operação além daquelas testadas no presente estudo.



## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABIT: Associação Brasileira de Indústrias Têxteis e Confeções. **Indústria Têxtil e de Confeção Brasileira: cenários, desafios, perspectiva e demanda**, Brasília, 2013.

ALBRECHT EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS. **Rama centauro**. Disponível em: <[http://www.albrecht.com.br/es/pdf/RAMACENTAURO2010\[3\].pdf](http://www.albrecht.com.br/es/pdf/RAMACENTAURO2010[3].pdf)>. Acesso em: julho. 2014.

ALBUQUERQUE, W. M. S. **Estudo da secagem de tecido jeans**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Pernambuco. 126 p., 2011.

ALONSO, L. F. T. **Algoritmos de seleção e dimensionamento de secadores**. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Universidade Estadual de Campinas. 241 p., 2001.

BONTEMPI, A. **Eficiência energética de secadores industriais: análise e propostas experimentais**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica do Paraná. 122 p., 2004.

CALVA, M. L. R. **Comparación de eficiencia energética entre sistemas de secado horizontal y vertical**. Tesis (Maestro en Ciencias). Instituto Politécnico Nacional, México, D. F. 163 p., 2007.

CARMO, J. E. F. **Fenômenos de difusão transiente em sólidos Esferoidais oblatos. Estudo de caso: Secagem de lentilhas**. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos). Universidade Federal de Campina Grande. 163p., 2004.

CARTER, L. D. e SHAH, O. D. **The role of surface tension on the residual water content of fabrics**. Journal of surfactants and detergents. v. 8, n.1, 2005.

CERON, L. P. **Desenvolvimento do processo de secagem em rama na produção de palmilhas para calçados**. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Tecnologia de Materiais). Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 98 p., 2008.

CHAPRA, S. C.; CANALE, R.P. **Métodos numéricos para engenharia**. 5ª ed. McGraw Hill, 2008.

CHEREM, L. F. C. **Um modelo para a predição da alteração dimensional em tecidos de malha de algodão**. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção). Universidade Federal de Santa Catarina. 292 p., 2004.

COLUCCI, D. W.; VISKANTA, R. **Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet**. *Experimental Thermal and Fluid Science*, n. 13, p. 71-80, Elsevier, 1996.

COMSOL. **COMSOL Multiphysics® reference guide**. Version 4.4 . 2014.

COSTA, L. M.; RESENDE, O.; OLIVEIRA, D. E. C. **Isotermas de dessorção e calor isostérico dos frutos de crambe**. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*. vol. 17, n. 4, p.412-418, 2013.

DISCONZI, F. P. **Análise numérica da transferência de calor no interior de cilindros de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina. 127 p., 2011.

EHWAH GLOTECH. **Stenters**. Disponível em: <<http://ehwhaglotech.com/korean/chambersub4.php>>. Acesso em: junho. 2014.

ELEOTÉRIO, J. R. **Modelagem e simulação do processo de secagem de madeiras serradas de espécies tropicais brasileiras**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Universidade Federal de Santa Catarina. 249 p., 2009.

FERRAZ, A. D *et al.* **Eficiência na indústria têxtil: oportunidades para o gás natural**. Rio Oil & Gas Expo and Conference 2010. Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis – IBP, Rio de Janeiro, 2010.

FICHET, D *et al.* **Water spreading analysis on fabrics surface**. Excerpt from the Proceedings of the COMSOL Multiphysics User's Conference, 2005.

FOUST, A. S. *et al.* **Principles of Unit Operations**. Jonh Wiley and Sons, New York, 1980.

FRANCIS, N. D.; WEPFER, W. J., **Jet impingement drying of moist porous solid**, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 39, n. 9, p. 1911-1923, 1996.

GALARÇA, M. M. **Análise numérica para modelos de turbulência  $k - \omega$  e SST/  $k - \omega$  para o escoamento de ar no interior de uma lareira de pequeno porte**. Modelagem da Turbulência. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2004.

GAO, L. **Effect of jet hole arrays arrangement on impingement heat transfer**. Thesis (Ms. Mechanical Engineering). Louisiana State University, 2003.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport processes and unit operations**. 3<sup>rd</sup> ed. New Jersey: Prentice Hall Int., 921 p., 1993.

GIBSON, P. W.; CHARMCHI, M., **Modeling convection/diffusion processes in porous textiles with inclusion of humidity-dependent air permeability**, Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 24, n. 5, p. 709-724, 1997.

GOULART, L. M. **A introdução do gás natural nas empresas têxteis dos municípios de Odessa, Santa Bárbara D'Oeste e Sumaré: Fatores Intervenientes**, 2008.

GULATI, P.; KATTI, V.; PRABHU, S.V. **Influence of the shape of the nozzle on local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet**. Int. J. of Ther. Scie. v. 48, p. 602–617, 2008.

HAGHI, A. K.; GHANADZADEH, H. **A study of thermal drying process**. Indian Journal of Chemical Technology. v. 12, p.654-663, 2005.

HANSEN, L. G.; WEBB, B.W, **Air Jet impingement heat transfer from modified surfaces**, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 36, n. 4, p. 989-997, 1993.

HASANBEIGI, A., **Energy-efficiency improvement opportunities for the textile industry**, Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2010.

HEUERT, J.; KHATCHATOURIAN, O. **Interação entre jatos transversais e fluxo Principal: Simulação e análise comparativa de modelos de turbulência**. Congresso Nacional de Matemática Aplicada e Computacional, Florianópolis, 3 a 6 setembro 2007.

INSPIRON. **Hot Air Stenters**. Disponível em: <<http://inspiron.co.in/stenters/twinAir.php>>. Acesso em: jul. 2014.

JANZEN, J. G. *et al.* **Simulação computacional de escoamento turbulento gerado em tanque de duas grades oscilantes**. I Simpósio de Recursos Hídricos do Norte e Centro-Oeste. 2007.

JOHANN, G. *et al.* **Determinação do calor de dessorção para materiais têxteis**. Acta Scientiarum. Technology. vol. 32, n. 1, p. 63-68, 2010.

LEE, H. S. *et al.*, **A model of through-air drying of tufted textile materials**, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, p. 357-366, 2002.

LEE, J.; LEE S.J. **The effect of nozzle configuration on stagnation region heat transfer enhancement of axisymmetric jet impingement**. Int. J. Heat Mass Trans. v. 43, p. 3497-3509, 2000.

LIMA, E. E. *et al.* **Estudo das isotermas e calor isostérico de adsorção da farinha da coroa de frade**. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais. vol. 10, n. 2, p. 163-170, 2008.

MELLADO, E. C. E. R. **Modelo de transferência de calor e massa na secagem de madeira serrada de pinus**. Tese (Doutorado em Engenharia Florestal). Universidade Federal do Paraná. 169 p., 2007.

MOSSI, A. C. **Problema inverso combinando os mecanismos de transferência de calor por radiação térmica e convecção turbulenta**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 91 p., 2007.



MUJUMDAR, A. S., **Handbook of industrial drying**. CRC Press, New York , 2006.

OKTAY, Z.; HEPBASLI, A. **Performance evaluation of a heat pump assisted mechanical opener dryer**. Energy Conversion and Management, n. 44, p. 1193-1207, 2002.

PARK, K. J. B. *et al.* **Considerações termodinâmicas das isotermas**. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais, Campina Grande, vol. 10, n. 1, p. 83-94, 2008.

PERRY, R. H.; GREEN, D.W. **Perry's chemical engineers' handbook**. Seventh edition. New York: Mc Graw Hill, 1999.

REIS, J. C. D. **Medidas do coeficiente de transferência de calor em fornos combinados**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Centro Universitário do Instituto Mauá De Tecnologia. 79 p., 2012

RIBEIRO, J. A. **Modelagem teórico – experimental de sistemas suspensos de secagem doméstica de vestuários**. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos). Universidade Estadual Paulista. 223 p., 2002.

SANTOS, A. M. S. **Modelos numéricos de transferência de Calor e de massa com aplicação à Secagem**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade do Porto. 208 p., 1992.

SANTOS, J. C. O. *et al.* **Estudo da cinética e isoterma de secagem de tecido composto por poliéster e algodão**. Acta Sci. Technol., vol. 30, n. 1, p. 63 – 72, 2008.

SANTOS, R. M. **Estudo da secagem e do consumo de gás natural em uma Rama têxtil de aquecimento direto**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Universidade Federal de Santa Catarina. 125 p., 2013.

SHARIF, M. A. R., BANERJEE, A. **Numerical analysis of heat transfer due to confined slot-Jet impingement on a moving plate**, Applied Thermal Engineering, vol. 29, p. 532-540, 2009.

SHI, Y.; RAY, M. B.; MUJUMDAR, A. S. **Computational Study of Impingement Heat Transfer under a Turbulent Slot Jet.** Ind. Eng. Chem. Res. vol. 41, n. 18, p. 4643-4651, 2002

SOPADE, P. A.; AJISEGIRI, E. S.; ABASS, A. B. **Moisture sorption study on nigerean foods: kuka.** J. stored Prod. Res., vol. 30, n. 4, p. 331-338, 1994.

SOUSA, D. C. H. E. **Estudo da secagem de materiais têxteis.** Tese (Doutorado em Engenharia Química). Universidade Estadual de Maringá. 2003.

SOUZA, G. G. A. **Análise numérica do escoamento de ar na saída da seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica De Minas Gerais. 88 p., 2009.

SOUZA, J. F. A. *et al.* **Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem.** Revista Brasileira de Geofísica, vol. 29, n. 1, p. 21-41, 2011.

WANG, S.J.; MUJUMDAR, A.S. **A comparative study of five low Reynolds number k- $\epsilon$  models for impingement heat transfer.** Applied Thermal Engineering, vol. 25, p. 31-44, 2005.

WELTY, J. R.; WICKS, C. E.; WILSON, R. E.; RORRER, G. L. **Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer.** 5th ed., John Wiley & Sons, 2007.

XUE, L., **Process optimization of dryers/tenters in the textile industry,** Master's Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, 2004.