

**DANIEL GIOVANI POSSAMAI**

**ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO NO INTERIOR DE  
SECADORES**

Dissertação apresentada para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas – CCT.

Orientador: prof. Dr. Paulo Sérgio Berving Zdanski

Coorientador: prof. Dr. Miguel Vaz Junior

**JOINVILLE, SC  
2013**

P856a Possamai, Daniel Giovanni  
Análise numérica do escoamento turbulento no interior  
de secadores / Daniel Giovanni Possamai. - 2013.  
75 p. : il. ; 21 cm

Orientador: Paulo Sergio Berving Zdanski

Coorientador: Miguel Vaz Junior

Bibliografia: p. 73-75.

Dissertação (mestrado) - Universidade do Estado de  
Santa Catarina, Centro de Ciências Técnicas, Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2013.

1. Escoamento turbulento. 2. Análise numérica. I.  
Zdanski, Paulo Sergio Berving. II. Vaz Junior, Miguel.  
III. Universidade do Estado de Santa Catarina. Programa  
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título

CDD: 620.1 - 20.ed.

Dedico este trabalho à minha família, em especial a meus pais Nelson e Dolores, e a minha namorada Danielli.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço principalmente a meus pais, o Sr. Nelson Possamai e a Sra. Dolores pelo apoio e incentivo, que durante este tempo foi de grande importância para mim, dando-me forças e motivação.

Agradeço também a Danielli, que esteve sempre ao meu lado durante esta etapa me apoiando e incentivando.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski e ao meu coorientador Prof. Dr. Miguel Vaz Junior, pela orientação e paciência que dispunham em retirar dúvidas, corrigir erros e dividir os conhecimentos.

Agradeço à UDESC e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela oportunidade de ingresso e financiamento deste estudo.

"O que você sabe não tem valor; o valor está no que  
você faz com o que sabe".

Bruce Lee



## RESUMO

O presente trabalho teve por objetivo principal a análise de um escoamento turbulento incompressível e isotérmico no interior de um secador de madeira utilizando uma metodologia numérica baseada no programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup>. O estudo físico realizado consistiu em avaliar a aerodinâmica do secador, a saber: determinar a distribuição de velocidades no interior do dispositivo em diferentes condições de operação. No estudo da topologia do escoamento no interior do secador de madeira, a análise foi focada, principalmente, na avaliação da influência dos seguintes parâmetros: (i) largura do canal vertical de entrada, '*plenum*' e (ii) velocidade do escoamento na entrada. De acordo com os resultados obtidos, a largura do '*plenum*' tem influência direta na distribuição de velocidades no interior do secador. Este parâmetro está diretamente relacionado à localização e tamanho do vórtice gerado após a quina de entrada. Por outro lado, a variação da velocidade de entrada não apresentou diferenças significativas na topologia do escoamento no interior do secador. Por fim, vale salientar que para se obter ganhos significativos na uniformidade do escoamento nos canais faz-se necessário encontrar alternativas que minimizem o vórtice gerado na quina de entrada do secador.

**Palavras-chave:** Escoamento turbulento, Beneficiamento de madeira, Análise numérica.

## ABSTRACT

The main objective of the present work is the numerical simulation of an incompressible, isothermal turbulent flow inside a timber dry kiln using the commercial software ANSYS CFX<sup>®</sup>. The physical study aims at assessing the dry kiln aerodynamics by determining the velocity distribution inside the kiln for different operating conditions. In the study of the flow topology inside the dry kiln, the analysis is focused mainly on the evaluation of the influence of the (i) width of the inlet “*plenum*” and (ii) flow velocity at its entrance. The simulations show that the “*plenum*” width has a direct influence on the velocity distribution in the kiln. This parameter directly affects the location and size of the vortex generated just after the “*plenum*” entrance corner. Moreover, the variation of the inlet velocity imposes no significant differences in the flow topology inside the kiln. Finally, it is worth to emphasize that to significantly improve flow uniformity in the channels across the stack height it is necessary to find alternatives able to reduce or eliminate the vortex generated at the entrance of the inlet “*plenum*”.

**Keywords:** Turbulence flow, Wood processing, Numerical analysis.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Representação de um secador de madeira convencional. ....	22
Figura 2.2- Objeto submetido ao processo de secagem. ....	23
Figura 2.3 - Diferentes arranjos para um processo de secagem. ....	24
Figura 2.4 – Distribuição de um escoamento de ar em um secador de madeira industrial. ....	25
Figura 2.5 – Padrões de escoamento para um secador sem a seção semicircular (a) e com a seção semicircular (b). ....	26
Figura 2.6 – Linhas de corrente durante o tratamento térmico. ....	27
Figura 2.7 – Representação esquemática da geometria analisada. ....	27
Figura 2.8 – Linhas de corrente na geometria e módulo da velocidade para $A = 0.1[m]$ . ....	28
Figura 3.1 – Discretização mostrando o elemento. ....	34
Figura 3.2 – O elemento 1234 e o volume de controle centrado em 1. ....	35
Figura 4.1 - Representação esquemática do escoamento em um canal bidimensional. ....	41
Figura 4.2 – Perfis de energia cinética turbulenta. ....	42
Figura 4.3 – Perfis de velocidade normalizada $u^+$ , em função da coordenada adimensional, $y^+$ , na seção de saída do canal. ....	43
Figura 4.4– Representação esquemática da geometria de um secador de madeira. ....	44
Figura 4.5 – Aspectos da malha na região de entrada dos canais superiores. ....	45
Figura 4.6 – Linhas de corrente no interior da geometria do secador de madeira: (a) Resultados obtidos por Nijdam e Kee (2002) e (b) Resultados obtidos no presente trabalho. ....	46
Figura 4.7 – Perfis de velocidade relativa, $u/ue$ nos canais do secador de madeira. ....	47
Figura 4.8 – Perfil das velocidades relativas $u/ue$ nos canais utilizando as malhas MU (malha uniforme) e MB ( Malha com estiramento) – estudo de refinamento da malha. ....	48
Figura 4.9 – Linhas de corrente no interior da geometria modificada do secador de madeira. ....	49
Figura 4.10 – Perfis de velocidade relativa, $u/ue$ nos canais do secador de madeira. ....	50
Figura 4.11 – Perfis de pressão estática média nas seções de entrada dos canais do secador de madeira. ....	51
Figura 5.1 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência para um ‘plenum’ igual a 0,15 m. ....	55

Figura 5.2 – Vista em detalhe da topologia do escoamento nas regiões de entrada e saída da geometria de referência para um ‘plenum’ igual a 0,15 m. ....	55
Figura 5.3 – Distribuição da componente $u$ da velocidade no interior da geometria de referência. ....	56
Figura 5.4 - Vista em detalhe da distribuição da componente $u$ da velocidade nas regiões de entrada e saída da geometria de referência. ....	56
Figura 5.5 – Distribuição da componente $v$ da velocidade no interior da geometria de referência. ....	57
Figura 5.6 - Vista em detalhe da distribuição da componente $v$ da velocidade nas regiões de entrada e saída da geometria de referência. ....	58
Figura 5.7 - Distribuição da pressão estática relativa $p$ no interior da geometria de referência. ....	58
Figura 5.8 - Vista em detalhe da distribuição da pressão estática relativa $p$ nas regiões de entrada e saída da geometria de referência. ....	59
Figura 5.9 - Distribuição da energia cinética turbulenta $k$ no interior da geometria de referência. ....	60
Figura 5.10 - Vista em detalhe da distribuição da energia cinética turbulenta $k$ nas regiões de entrada e saída da geometria de referência. ....	60
Figura 5.11 - Velocidade média, $u$ , nos canais formados pelas placas de madeiras na geometria de referência. ....	62
Figura 5.12 - Variação de pressão estática média nos canais do secador de madeira. ....	62
Figura 5.13 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria para o ‘plenum’ de 0,1 m. ....	63
Figura 5.14 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria para o ‘plenum’ de 0,3 m. ....	64
Figura 5.15 – Velocidade média, $u$ , nos canais formados pelas placas de madeiras nas geometrias testadas. ....	65
Figura 5.16 - Variação de pressão estática nos canais do secador de madeira para as três geometrias testadas. ....	65
Figura 5.17 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência, ‘plenum’ de 0,15 m, com $ue= 3$ m/s. ....	66
Figura 5.18 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência, ‘plenum’ de 0,15 m, com $ue= 7$ m/s. ....	67
Figura 5.19 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência, ‘plenum’ de 0,15 m, com $ue= 9$ m/s. ....	67

Figura 5.20 - Velocidade média, $u$ , nos canais no interior do secador de madeira para as quatro velocidades.....	68
Figura 5.21 – Variação de pressão no canais no interior do secador de madeira para as quatro velocidades.....	68
Figura 5.22 - Perda de carga global entre a entrada e saída do secador. ....	70

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Largura do 'plenum'.
$A_n$	Área normal ao escoamento.
B	Espessura da madeira.
C	Altura do canal formado pelas madeiras.
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Constantes de fechamento do modelo de turbulência.
D	Comprimento da madeira.
E	Distância entre o canal de entrada e o primeiro canal de escoamento.
F	Altura do canal de entrada do secador.
G	Lado direito (RHS – Right Hand Side).
H	Altura total do secador de madeira.
$h$	Altura do canal.
$k$	Energia cinética turbulenta - $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_j}$
$k_e$	Energia cinética turbulenta na entrada.
L	Comprimento total do secador de madeira.
$l$	Largura do secador de madeira.
$M$	Matriz dos Coeficientes.
$\dot{m}$	Fluxo de massa.
n	Número da iteração.
$n$	Direção normal a parede.
$p$	Pressão instantânea.
$\bar{p}$	Pressão média.
$P_d$	Taxa de produção de turbulência.
$p_e$	Pressão efetiva - $p_e = \bar{p} + \frac{2}{3} \rho k$
$\bar{p}_{ec}$	Pressão média na entrada do canal.
$\bar{p}_{es}$	Pressão média na entrada do secador.
$\bar{p}_{sc}$	Pressão média na saída do canal.
$\bar{p}_{ss}$	Pressão média na saída do secador.
$Q$	Vazão.
$r$	Resíduo
$Re_h$	Número de Reynolds baseado na altura do canal - $Re_h = uh / \nu$

$S_e$	Área da entrada do secador.
$S_{ij}$	Taxa de deformação do escoamento.
$S_k, S_\varepsilon, S_\phi$	Termos de fonte do modelo de turbulência
$u$	Componente da velocidade instantânea.
$u_e$	Velocidade do escoamento na entrada.
$u_{ij}$	Componente de velocidade instantânea.
$u_n$	Velocidade normal ao plano de simetria.
$u_w$	Velocidade na parede.
$u^*$	Velocidade de atrito (lei da parede).
$u^+$	Velocidade adimensional (lei da parede).
$u_{esp}, v_{esp}$	Componente de velocidade com valor especificado.
$v$	Componente da velocidade instantânea.
$x, y$	Coordenadas dos eixos cartesianos.
$x_{ij}$	Componente dos eixos cartesianos.
$y^+$	Distância adimensional da parede (lei da parede).
$\Gamma_e$	Coefficiente de difusão nas equações do modelo de turbulência.
$\delta_{ij}$	Operador de Kronecker.
$\Delta\bar{p}_c$	Variação de pressão no interior dos canais.
$\Delta\bar{p}_g$	Perda de carga global.
$\Delta t$	Avanço no tempo.
$\varepsilon$	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta.
$\varepsilon_e$	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta na entrada.
$\theta$	Vetor solução.
$\mu$	Viscosidade dinâmica molecular.
$\mu_e$	Viscosidade efetiva - $\mu_e = \mu + \mu_T$
$\mu_T$	Viscosidade turbulenta - $\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$
$\nu$	Viscosidade cinemática molecular - $\nu = \mu / \rho$
$\rho$	Densidade do fluido.
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constantes de fechamento do modelo de turbulência.
$\tau_{ij}$	Tensões de Reynolds - $\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i u_j}$
$\tau_w$	Tensão de cisalhamento na parede.
$\phi$	Função de dissipação viscosa.
$\varphi$	Variável instantânea do escoamento.

$\varphi'$  Flutuação da variável instantânea.

$\bar{\varphi}$  Variável média do escoamento.

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>19</b>
1.1 OBJETIVO DO TRABALHO .....	20
1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	20
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>21</b>
2.1 PROCESSO DE SECAGEM .....	21
2.2 AERODINÂMICA DO SECADOR .....	22
<b>3 FORMULAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>29</b>
3.1 EQUAÇÕES DE GOVERNO.....	29
3.2 EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES COM MÉDIA DE REYNOLDS.....	30
3.3 MODELAGEM DE TURBULÊNCIA .....	31
<b>3.3.1 Modelo de duas equações <math>k - \epsilon</math></b> .....	<b>32</b>
3.4 MÉTODO NUMÉRICO .....	34
<b>3.4.1 Discretização das equações</b> .....	<b>35</b>
<b>3.4.2 Solução do sistema linear</b> .....	<b>37</b>
<b>3.4.3 Acoplamento pressão – velocidade</b> .....	<b>38</b>
3.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO .....	38
<b>3.5.1 Entrada</b> .....	<b>39</b>
<b>3.5.2 Saída</b> .....	<b>39</b>
<b>3.5.3 Plano de Simetria</b> .....	<b>39</b>
<b>3.5.4 Paredes sólidas</b> .....	<b>40</b>
<b>4 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO</b> .....	<b>41</b>
4.1 ESCOAMENTO TURBULENTO EM UM CANAL PLANO BIDIMENSIONAL .....	41
4.2 GEOMETRIA SIMPLIFICADA PARA UM SECADOR .....	43
<b>4.2.1 Proposta de alteração na geometria do secador</b> .....	<b>48</b>
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>53</b>
5.1 ESTUDO DA GEOMETRIA DE REFERÊNCIA.....	53

5.2 INFLUÊNCIA DA LARGURA DOS CANAIS DE ENTRADA E SAÍDA (LARGURA DO 'PLENUM') .....	62
5.3 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DE ENTRADA, <i>ue</i> .....	65
<b>6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....</b>	<b>71</b>
6.1 SUGESTÕES .....	72
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>73</b>



## 1 INTRODUÇÃO

O conhecimento da aerodinâmica (estudo da distribuição de velocidades do ar) no interior de secadores em processos de secagem de madeira tem impacto direto na qualidade do produto final (PERRÉ; KEEY, 2006). De acordo com estudos realizados por Perré e Keey (2006), uma distribuição não-uniforme de velocidades no interior dos canais de um secador resulta em taxas de secagem distintas para cada uma das regiões da pilha de madeira. Estas diferenças nas taxas de secagem são indesejáveis, pois levam à geração de tensões internas na madeira, resultando em flexão e torção o que pode ocasionar trincas e empenamentos (PERRÉ; KEEY, 2006). Um segundo aspecto importante a se destacar, segundo Nijdam e Keey (2000), são os principais fatores que conduzem a uma distribuição não-uniforme de velocidades, a saber: (i) a geometria do secador bem como a (ii) disposição das pilhas de madeira no interior do mesmo.

No contexto do presente trabalho, que aborda o estudo da distribuição de velocidades (análise do escoamento) no interior de secadores de madeira, é de extrema importância o conhecimento dos principais fatores que influenciam um processo de secagem. Segundo Kaya et al. (2008), um problema de secagem é compreendido por mecanismos acoplados de difusão de calor e massa em regime transiente, os quais são influenciados por diversos de fatores externos (temperatura, velocidade, umidade relativa do ar insuflado), bem como fatores internos (massa específica, permeabilidade, porosidade e características físicas de cada tipo de madeira) (PERRÉ; KEEY, 2006). Ainda segundo Perré e Keey (2006), este processo pode ocorrer ao ar livre ou de maneira artificial, controlada através de estufas/secadores, sendo o processo controlado mais vantajoso, em decorrência do menor tempo de secagem, controle do conteúdo final de umidade e independência das condições climáticas da região. Desta maneira, o entendimento e a modelagem deste tipo de problema são importantes do ponto de vista tecnológico e também científico, uma vez que o assunto tem sido escopo de trabalhos tanto na área de análise experimental quanto numérica.

Finalmente, vale salientar que vários trabalhos recentes da literatura envolvendo a análise numérica de processos de secagem (difusão acoplada de calor e massa em um sólido) utilizam uma formulação simplificada para incorporarem os efeitos das condições do escoamento, a saber: o problema do escoamento do gás é resolvido de forma desacoplada, sendo as informações transferidas na forma de condições de contorno na interface com o sólido. Esta abordagem é utilizada nos trabalhos de Kaya et al. (2006, 2008), Mohan e Talukdar (2010), Lu e

Shen (2007), Zdanski et al. (2012), dentre outros. Desta forma, conclui-se que melhorias nos processos de secagem podem ser facilitadas se, primeiramente, forem conhecidos os fatores que influenciam a distribuição de velocidades no interior dos canais do dispositivo, estimulando o processo criativo na busca de soluções. Em virtude do grande custo envolvido na análise experimental, a simulação computacional vem ocupando uma posição de destaque na análise deste tipo de processo. Dentro deste contexto, neste trabalho as simulações foram realizadas utilizando o programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup>.

## 1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

O presente trabalho tem por objetivo principal a análise de um escoamento turbulento isotérmico no interior de um secador de madeira utilizando uma metodologia numérica baseada no programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup>. O estudo físico a ser realizado consiste em avaliar a aerodinâmica do secador, a saber: determinar a distribuição de velocidades no interior do dispositivo em diferentes condições de operação.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em cinco capítulos. O primeiro corresponde à introdução, onde é relacionado o estudo da aerodinâmica com os problemas de secagem, sendo, também, apresentado o objetivo do trabalho. O segundo capítulo compreende uma revisão bibliográfica sobre processos de secagem e aerodinâmica do secador. O terceiro capítulo apresenta a formulação teórica onde são apresentadas as equações governantes, os modelos utilizados para a modelagem da turbulência e as condições de contorno. No quarto capítulo são apresentadas a verificação e a validação do programa ANSYS CFX<sup>®</sup>, onde os resultados numéricos obtidos nas simulações são confrontados com dados da literatura. Finalizando, no quinto capítulo são apresentados os resultados da análise física do escoamento em secadores onde alguns parâmetros importantes são analisados. Neste capítulo final também são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 PROCESSO DE SECAGEM

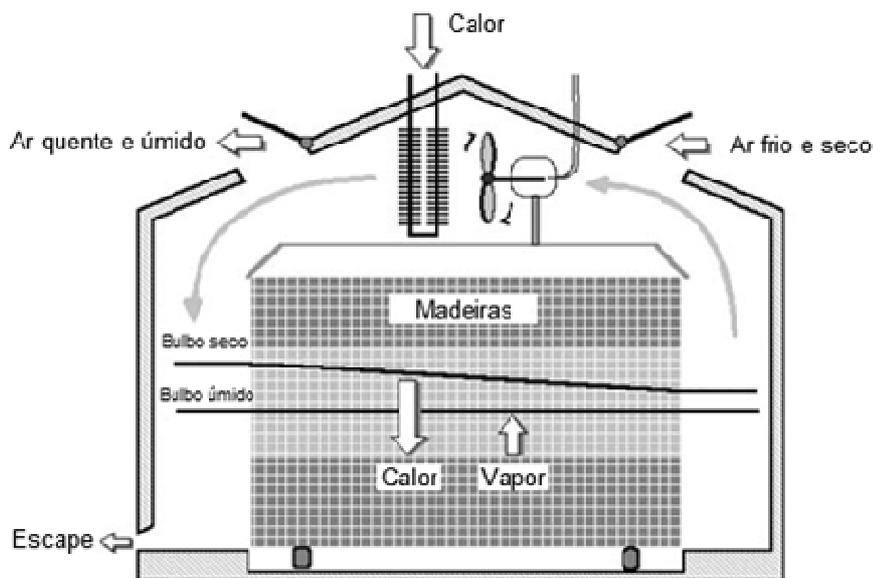
Um processo de secagem de madeira tem como objetivo a redução do conteúdo de umidade até um valor adequado conforme o uso final do produto. Os objetivos da secagem são: inibir ataque de fungos, reduzir a deformação dimensional, melhorar a resistência mecânica, aumentar a trabalhabilidade e facilitar o seu transporte (PERRÉ; KEEY, 2006).

Os processos de secagem podem ser divididos entre secagem ao ar livre e secagem artificial onde a umidade e a temperatura são controladas, sendo este último mais utilizado em madeiras destinadas a produtos de maior qualidade (PERRÉ; KEEY, 2006). No processo de secagem ao ar livre, as madeiras são dispostas em locais abertos e empilhadas de modo que seja possível o ar escoar entre as mesmas retirando a umidade. Devem ser tomadas algumas precauções em relação ao isolamento com o solo, alinhamento das madeiras e cobertura, sendo este processo comumente utilizado como um processo pré-estufa. Dentre os processos de secagem artificiais, os mais conhecidos são: secador a vácuo; secador convencional; secador de alta temperatura e secador solar (PERRÉ; KEEY, 2006).

Para um melhor entendimento do processo de secagem são apresentadas a seguir as três fases distintas para a secagem de madeira em estufa (ver Figura 2.1): (i) Na primeira fase ocorre a elevação gradativa da temperatura no interior da estufa em condições de elevada umidade do ar; (ii) Após este processo ter sido concluído dá-se início à segunda fase – secagem – sendo caracterizada pela elevação lenta da temperatura e a diminuição gradativa da umidade do ar no interior da estufa; neste ponto faz-se necessário o monitoramento da umidade para cada tipo de madeira seguindo um programa previamente estabelecido; (iii) Por último, ocorre a uniformização, sendo que nessa fase o objetivo é homogeneizar a umidade dentro da estufa para que não ocorram falhas nas madeiras como empenamento e rachaduras (PERRÉ; KEEY, 2006).

No processo de secagem devem-se considerar alguns fatores importantes tais como: espécie da madeira, tipo de corte, espessura, tempo de secagem, teor de umidade relativa desejada e velocidade do escoamento do ar no interior do secador, dentre outros. A secagem artificial apresenta como principais vantagens: menor tempo do processo, maior controle e obtenção de teores de umidade mais baixos, porém destaca-se como desvantagem um maior custo de implementação do sistema e de operação do equipamento (PERRÉ; KEEY, 2006).

Figura 2.1 - Representação de um secador de madeira convencional.



Fonte: Perré e Keey (2006).

Neste sentido, o entendimento desta prática faz-se necessário, não apenas para o desenvolvimento da indústria de produtos madeiros, mas para o enriquecimento do conhecimento técnico sobre o tema.

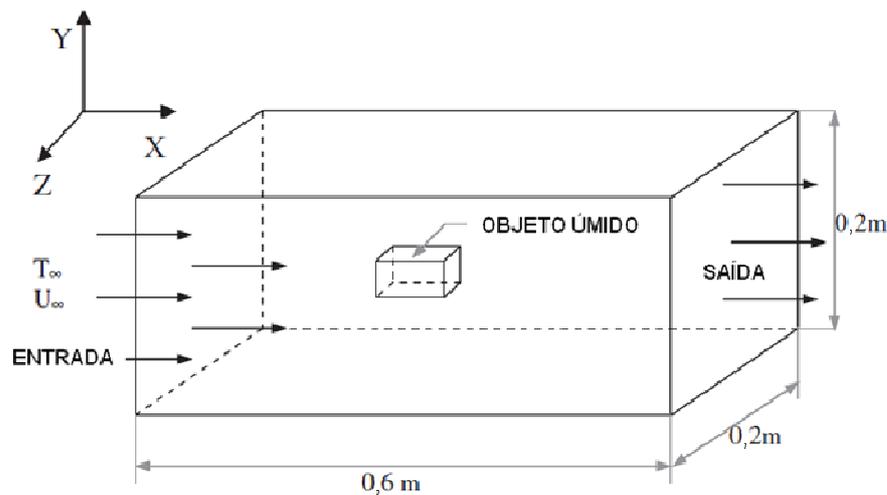
## 2.2 AERODINÂMICA DO SECADOR

A madeira ocupa uma posição de destaque sendo a principal matéria prima para uma grande quantidade de produtos, seja na indústria civil ou moveleira (KADEM et al.,2011). Visando assegurar a qualidade do produto final, grande parte da umidade da madeira é retirada pelo processo de secagem. Conforme discutido no capítulo anterior, a aerodinâmica do secador tem influência direta no tempo e na qualidade do processo de secagem. Desta forma, nesta seção são apresentados alguns trabalhos da literatura onde os aspectos da aerodinâmica em secadores são discutidos.

Um trabalho recente envolvendo a análise numérica do escoamento em um problema de secagem foi desenvolvido por Mohan e Talukdar (2010). Na Figura 2.2 está representada a geometria analisada por estes autores, para o qual um modelo numérico tridimensional foi empregado para estudar o comportamento transiente da temperatura e da umidade em um objeto retangular submetido a diferentes condições de escoamento. Como variáveis do processo de

secagem foram analisados os efeitos da velocidade e temperatura do escoamento de ar. Segundo os resultados obtidos por estes autores, não foi possível obter uma taxa de secagem constante para as velocidades e temperaturas utilizadas. Entretanto foram encontrados alguns resultados promissores, a saber: (i) diminuição de 43% no tempo de secagem para um incremento de 300% na velocidade do escoamento, e (ii) redução de 40% no tempo de secagem quando a temperatura do escoamento passa de 313 K para 353 K.

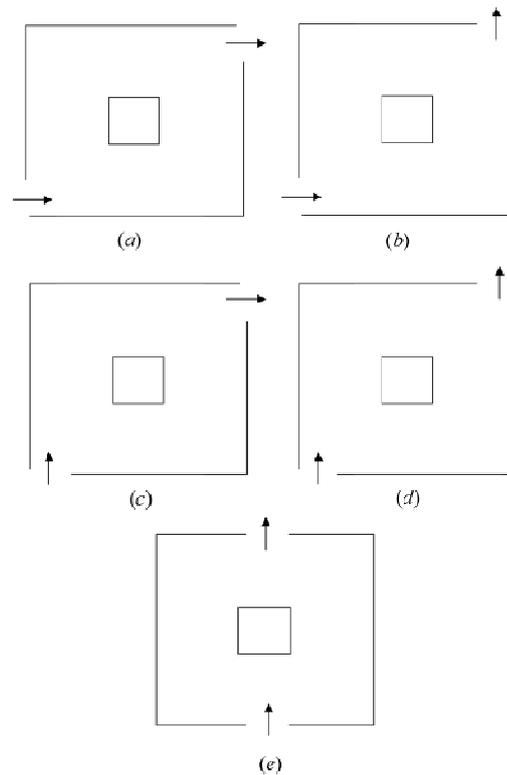
Figura 2.2- Objeto submetido ao processo de secagem.



Fonte: Mohan e Talukdar (2010).

Outros estudos sobre a aerodinâmica, como os desenvolvidos por Kaya et al. (2008), avaliam variáveis como a influência da posição da entrada e saída do escoamento no interior de uma cavidade retangular – geometria utilizada como modelo para um secador (ver Figura 2.3). No interior da cavidade retangular foi posicionado um objeto sólido quadrado com umidade conhecida o qual foi submetido a um processo de secagem. Após a realização da simulação para conhecer a distribuição de velocidades e temperatura verificou-se que a disposição mais favorável à troca de calor e massa é aquela onde o escoamento tem incidência normal a superfície, caso (e).

Figura 2.3 - Diferentes arranjos para um processo de secagem.



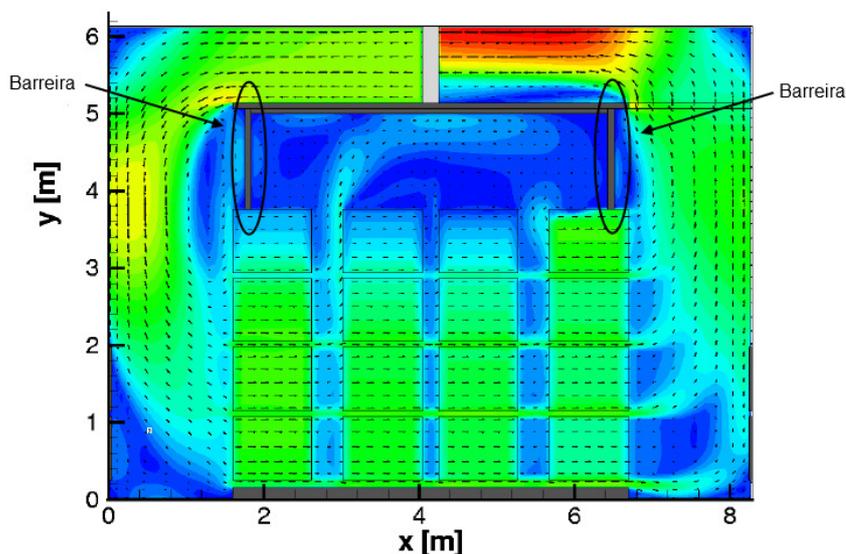
Fonte: Kaya et al. (2008).

Ledig et al. (2001) também salientam que um importante requisito para que o processo de secagem ocorra corretamente é a uniformidade do escoamento nos canais formados pelas madeiras. Segundo Ledig et al. (2001), uma não-uniformidade do escoamento pode ser gerada devido a vários fatores, a saber: (i) um sistema de ventiladores deficiente, (ii) um arranjo incorreto das madeiras no interior do secador, e, principalmente, (iii) geometria do secador. Os principais pontos de destaque na geometria são a quina de entrada onde pode ocorrer o descolamento da camada limite, como consequência uma região de recirculação é gerada bloqueando grande parte do escoamento nas pilhas (com grande perda de carga nesta região).

Estudos numéricos sobre aerodinâmica de secadores realizados por Riepen e Paarhuis (1999) indicam que a qualidade da secagem da madeira depende não apenas das rotinas de secagem, mas também da uniformidade das condições do escoamento no interior do secador. Estes autores ressaltam a importância de se conhecer o comportamento do escoamento em diferentes situações, seja em canais paralelos ou quinas, sendo este o papel da simulação – gerar material suficiente para que sejam desenvolvidas regras e identificar maneiras mais eficientes de projetar um secador. Utilizando-se das simulações para verificar o comportamento do escoamento, Riepen e Paarhuis (1999) propuseram uma solução para o problema de

descolamento de camada limite na quina de entrada, a qual consiste no uso de pequenas “barreiras” impedindo que a região de recirculação influencie o escoamento nos canais superiores (ver resultados da Figura 2.4).

Figura 2.4 – Distribuição de um escoamento de ar em um secador de madeira industrial.

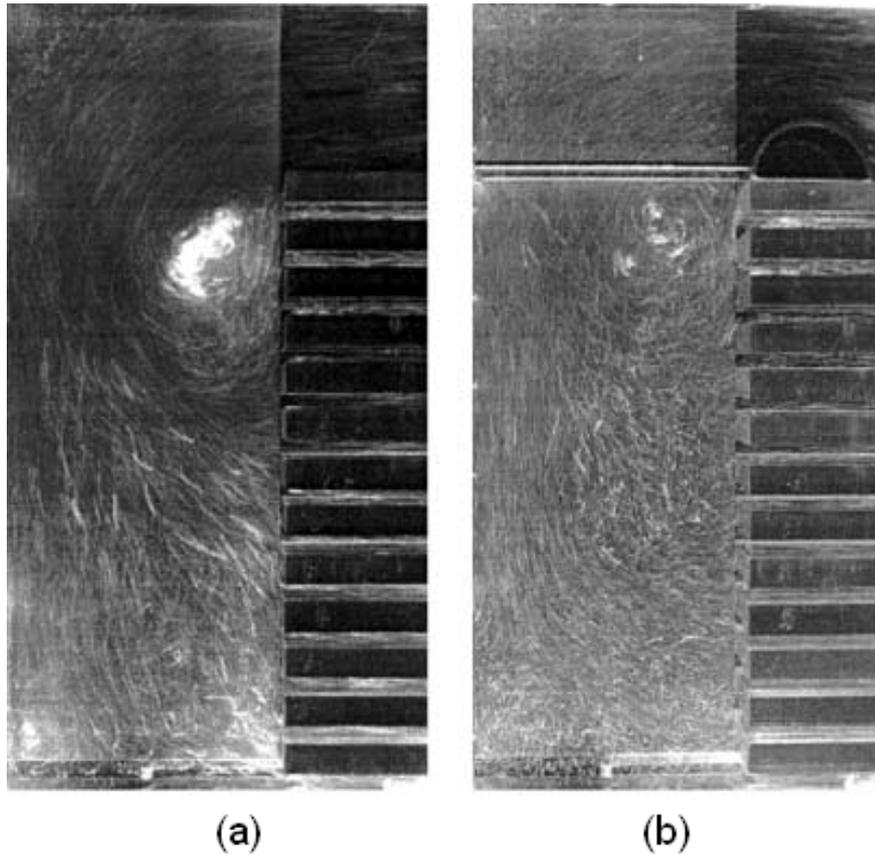


Fonte: Riepen e Paarhuis. (1999).

Na mesma linha de trabalho de Riepen e Paarhuis (1999), estudos experimentais de Nijdam e Keey (1999, 2000, 2002) mostram a influência da geometria do secador na distribuição de velocidades em uma pilha de madeiras. Segundo Nijdam e Keey (2000) existem dois grandes fatores que induzem uma distribuição não-uniforme do escoamento no interior do secador: (i) o primeiro aspecto corresponde às forças de atrito que causam as variações de pressão em relação à altura do secador. Estas forças de atrito induzem a perda de carga no sentido do escoamento, fazendo com que grande parte do escoamento percorra preferencialmente os canais superiores do secador. Esta perda de carga diminui quando a largura do ‘*plenum*’ (região com comprimento A – ver Figura 2.7) aumenta, apresentando melhorias na uniformidade do escoamento em toda a altura do secador, segundo resultados encontrados por Nijdam e Keey (2000). (ii) O segundo fator importante de contribuição para uma distribuição não-uniforme é a quina localizada na região de entrada do secador (NIJDAM; KEEY, 2002). O vórtice gerado nesta região tem seu centro localizado próximo à entrada dos canais superiores da pilha, bloqueando consideravelmente a passagem do fluido (ver Figura 2.5 (a)). Segundo Nijdam e Keey (2002), uma solução viável para impedir a formação deste vórtice em decorrência do

descolamento da camada limite na seção de entrada do secador seria a utilização de uma seção semicircular com um raio em função da altura do canal de entrada (ver Figura 2.5 (b)). Esta seção semicircular evita o descolamento da camada limite na quina de entrada minimizando os efeitos do vórtice localizado na entrada dos canais superiores.

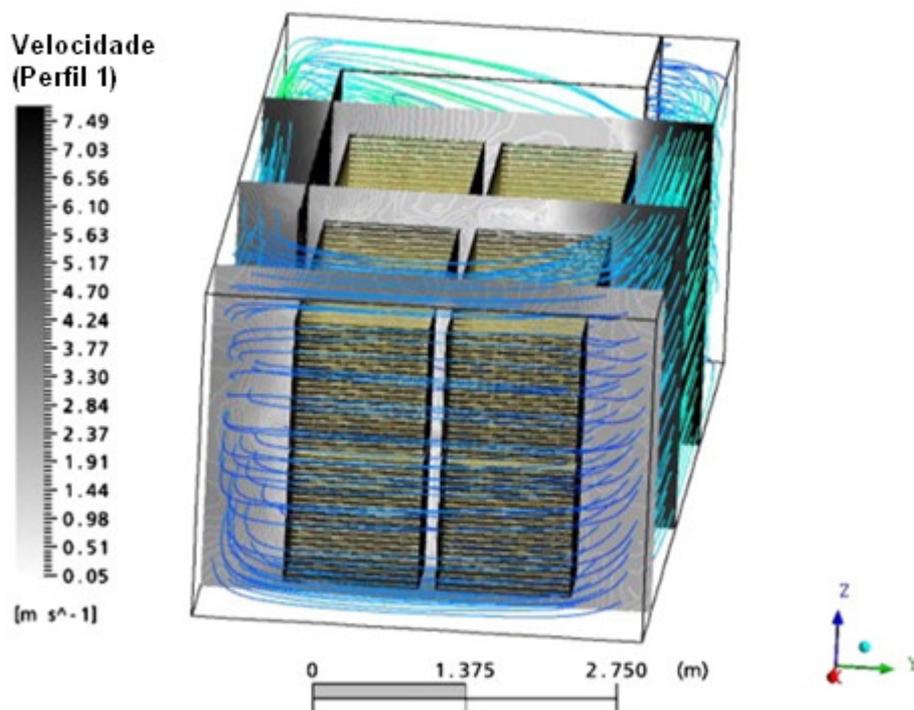
Figura 2.5 – Padrões de escoamento para um secador sem a seção semicircular (a) e com a seção semicircular (b).



Fonte: Nijdam e Keey (2002).

Um trabalho recente abordando a aerodinâmica em secadores e utilizando modelagem numérica é apresentado em Younsi et al. (2010). Os autores abordaram o processo de tratamento térmico da madeira em secadores, onde o escoamento turbulento no interior da geometria foi simulado com o programa comercial ANSYS FLUENT® (ver Figura 2.6). Os principais resultados apresentados por estes autores compreendem uma comparação entre as curvas numérica e experimental para a distribuição de temperatura na madeira.

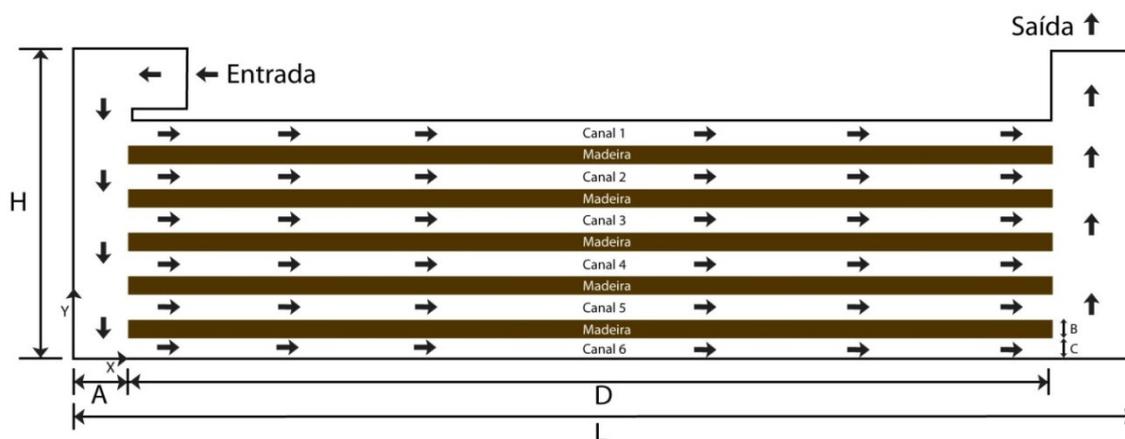
Figura 2.6 – Linhas de corrente durante o tratamento térmico.



Fonte: Younsi et al. (2010).

Outro estudo da aerodinâmica de um secador, são as análises numéricas realizadas por Possamai et al. (2013) no estudo de uma geometria semelhante a um secador de madeira (ver Figura 2.7) que visaram a análise dos efeitos do arranjo do secador sobre as características do escoamento do ar.

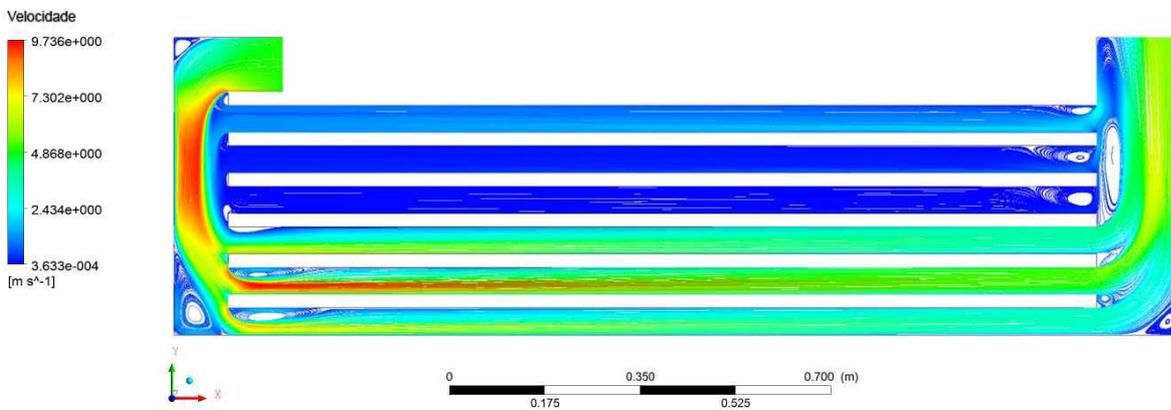
Figura 2.7 – Representação esquemática da geometria analisada.



Fonte: Possamai et al. (2013)

Em função das análises realizadas em Possamai et al. (2013) demonstrou-se que: (i) a distribuição de velocidades no interior do secador, em especial de seus canais, está diretamente ligada ao modo como o escoamento se comporta na região vertical de entrada (região com comprimento A – ver Figura 2.7) chamada de largura do ‘*plenum*’; (ii) a quina da seção de entrada do escoamento tem influência direta na geração de vórtices na entrada dos canais e, como consequência, na distribuição não-uniforme de velocidades no interior dos mesmos, conforme observa-se na Figura 2.8.

Figura 2.8 – Linhas de corrente na geometria e módulo da velocidade para  $A = 0.1$ [m].



Fonte: Possamai et al. (2013).

Como conclusão desta seção, destaca-se que o problema de aerodinâmica em secadores de madeira tem sido atualmente o foco de estudo de muitos pesquisadores. Desta forma, conclui-se que, para um entendimento completo da aerodinâmica de um secador de madeira, todas as possibilidades e arranjos devem ser testados e avaliados a fim de se encontrar soluções plausíveis.

### 3 FORMULAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 EQUAÇÕES DE GOVERNO

Na abordagem clássica da mecânica dos fluidos considera-se o meio como sendo contínuo. Considerando o fluido de trabalho como Newtoniano, as equações de conservação da quantidade de movimento que modelam este tipo de problema físico são conhecidas como equações de Navier-Stokes. Sendo assim, tem-se para o caso do escoamento incompressível

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]. \quad (3.1)$$

Para a solução do problema considera-se também a equação de conservação de massa, que é dada por

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (3.2)$$

As variáveis a serem calculadas nas equações acima são: as componentes instantâneas do vetor velocidade,  $u, v$  e a pressão,  $p$ . Em decorrência do fato de o escoamento ser incompressível, não existe uma equação explícita para determinar a pressão, como ocorre para um escoamento compressível, para o qual a pressão é obtida via equação de estado. Este impasse é conhecido como problema de acoplamento pressão-velocidade. Desta forma, para solucionar este problema obtém-se uma equação de Poisson para a pressão a partir das equações de quantidade de movimento e conservação da massa. Na sequência deste documento serão apresentados mais detalhes sobre o esquema de correção de pressão adotado.

### 3.2 EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES COM MÉDIA DE REYNOLDS

A solução numérica de escoamentos turbulentos sem qualquer tipo de aproximação, além daquelas inerentes aos métodos numéricos, é chamada de simulação direta, DNS (WILCOX, 1998). Entretanto, mesmo para escoamentos com baixo número de Reynolds, este procedimento exige um tempo de processamento extremamente alto e uma enorme capacidade de armazenamento de dados (WILCOX, 1998). Em decorrência da simulação direta em geometrias complexas a altos números de Reynolds ainda não ser viável, a alternativa encontrada foi a utilização das equações de Navier-Stokes com média de Reynolds. Neste procedimento, uma variável instantânea do escoamento,  $\varphi$ , é decomposta como

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi'. \quad (3.3)$$

onde  $\bar{\varphi}$  representa a média da variável e  $\varphi'$  a flutuação em torno deste valor. Aplicando-se a decomposição de Reynolds às equações de Navier-Stokes, e tomando-se a média no tempo tem-se

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ 2\mu\bar{s}_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right], \quad (3.4)$$

onde a taxa de deformação do escoamento médio é definida como

$$\bar{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right). \quad (3.5)$$

Os componentes do tensor de Reynolds,  $\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j}$ , representam o efeito das flutuações turbulentas sobre o escoamento médio. Por outro lado, a equação média da continuidade fica similar à equação instantânea, ou seja,

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0. \quad (3.6)$$

### 3.3 MODELAGEM DE TURBULÊNCIA

O problema fundamental do cálculo de escoamentos turbulentos está na determinação dos termos do tensor de Reynolds (WILCOX, 1998). As expressões que envolvem as flutuações de velocidade resultantes do processo de média representam novas incógnitas para o problema. Como o número de equações continua o mesmo, o problema não é fechado. Desta forma, a função da modelagem da turbulência é elaborar aproximações para estas correlações desconhecidas. Os diversos modelos para o tratamento de escoamentos turbulentos existentes diferem-se apenas pela forma com a qual estas relações são tratadas (WILCOX, 1998).

O presente trabalho utiliza um modelo do tipo viscosidade turbulenta que se apoia na hipótese de Boussinesq. Desta forma, para um escoamento incompressível, o tensor de Reynolds relaciona-se com o tensor taxa de deformação médio pela expressão

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i u_j} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k, \quad (3.7)$$

onde  $\mu_T$  e  $k$  são, respectivamente, a viscosidade aparente ou viscosidade turbulenta e a energia cinética turbulenta por unidade de massa, que é dada pela equação

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}. \quad (3.8)$$

Fazendo a substituição da Equação (3.7) na Equação (3.4) e sabendo que

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \right] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ -\frac{2}{3} \rho k \right], \quad (3.9)$$

obtém-se a forma final,

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p_e}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [2\mu_e\bar{s}_{ij}], \quad (3.10)$$

sendo o coeficiente de difusão efetivo,  $\mu_e$ , definido como a soma do coeficiente de difusão molecular e do coeficiente de difusão turbulento,

$$\mu_e = \mu + \mu_T. \quad (3.11)$$

Por outro lado, o termo  $p_e$  é definido como uma pressão efetiva sendo dado por

$$p_e = \bar{p} + \frac{2}{3}\rho k. \quad (3.12)$$

### 3.3.1 Modelo de duas equações $k - \varepsilon$

O modelo utilizado neste trabalho,  $k - \varepsilon$  alto Reynolds desenvolvido por Lauder e Spalding (1974), é muito difundido na comunidade científica e utiliza duas equações diferenciais parciais para a obtenção da viscosidade turbulenta. Nesta abordagem, as variáveis dependentes são a energia cinética turbulenta  $k$  (Eq. 3.8) e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta por unidade de massa,  $\varepsilon$ , definida como

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_i'}{\partial x_k}}, \quad (3.13)$$

onde  $\nu$  é a viscosidade cinemática molecular do fluido. Desta forma, as equações de transporte para a obtenção de  $k$  e  $\varepsilon$  são dadas por (LAUDER; SPALDING, 1974)

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + S_k, \quad (3.14)$$

e

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + S_\varepsilon, \quad (3.15)$$

onde os termos fonte,  $S_k$  e  $S_\varepsilon$  são determinados por

$$S_k = \rho P_d - \rho \varepsilon, \quad (3.16)$$

$$S_\varepsilon = \rho C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_d - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (3.17)$$

Nas expressões anteriores o termo de produção de turbulência  $P_d$  é definido por

$$P_d = \frac{\mu_T}{\rho} \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \right], \quad (3.18)$$

sendo a viscosidade turbulenta calculada pela expressão

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (3.19)$$

Nas equações anteriores surgem constantes que são determinadas empiricamente (LAUDER; SPALDING, 1974), a saber

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon_1} = 1.44 \text{ e } C_{\varepsilon_2} = 1.92. \quad (3.20)$$

As equações do modelo  $k - \varepsilon$  alto Reynolds são válidas em regiões onde o escoamento é totalmente turbulento. Em regiões próximas a superfícies sólidas, onde a condição de não deslizamento implica que os efeitos viscosos predominam, é utilizada a lei da parede (LAUDER; SPALDING, 1974), a qual estabelece uma conexão entre as condições de contorno na parede e as propriedades do escoamento na zona de validade do modelo  $k - \varepsilon$ .

### 3.4 MÉTODO NUMÉRICO

O núcleo numérico do programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> é baseado no Método de Volumes Finitos Baseado em Elementos (EbFVM) (MALISKA, 2004). A malha computacional é empregada na construção de volumes finitos, que serão utilizados para a integração das equações diferenciais. A Figura 3.1 mostra uma malha 2D tipicamente utilizada pelo programa. Como o nome indica, EbFVM é um método de volumes finitos, embora seja baseado em elementos, o método utiliza um volume de controle para a integração das equações diferenciais. A montagem de um volume de controle no programa comercial utiliza a formulação centrada no vértice (*'cell vertex'*), sendo o mesmo formado pelo somatório dos sub-volumes de controle adjacentes que envolvem o nó (Ver Figura 3.2). Além disto, o centro dos volumes de controle é posicionado sobre os nós que são os vértices das células (elementos). O volume de controle é construído envolvendo cada nó da malha utilizando a técnica de mediana. Esta técnica consiste na união das medianas dos vértices que compõem os elementos (MALISKA, 2004). Todas as variáveis e as propriedades do fluido estão armazenadas nos nós (vértices da malha), conforme mostrado na Figura 3.2.

Figura 3.1 – Discretização mostrando o elemento.

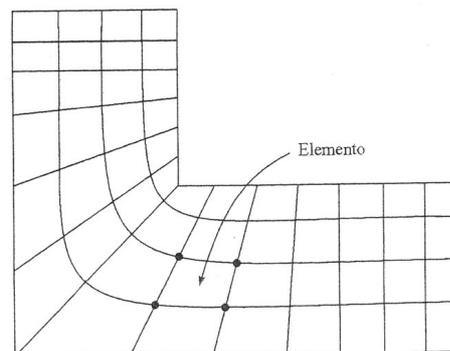
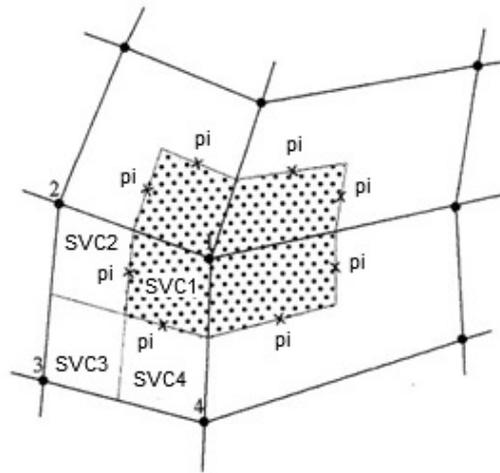


Figura 3.2 – O elemento 1234 e o volume de controle centrado em 1.



Fonte: produção do próprio autor, baseado em Maliska (2004).

Esse método pode ser considerado como uma associação do método clássico de volumes finitos, que é muito utilizado para solução de escoamentos e transferência de calor devido a sua natureza conservativa, e a versatilidade e liberdade geométrica comum do método de elementos finitos. Assim sendo, o EbFVM permite o tratamento de malhas não estruturadas em coordenadas cartesianas mantendo o caráter conservativo do método de volumes finitos (MALISKA, 2004).

### 3.4.1 Discretização das equações

O processo de discretização consiste na integração das equações diferenciais em sua forma conservativa sobre os volumes de controle. Com base no *Teorema de Gauss*, algumas integrais de volume podem ser representadas como integrais de superfície, no caso, a superfície do volume de controle (HIRSH, 2009). Assim, para a equação da conservação da massa, quantidade de movimento e um escalar passivo tem-se que

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p_e}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_e \left( \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_e \left( \frac{\partial\phi}{\partial x_j} \right) \right] + S_\phi. \quad (3.23)$$

Integrando sobre um volume de controle e considerando que a região de integração não sofre influência do tempo, tem-se

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho\bar{u}_j dn_j = 0, \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\bar{u}_i dV + \int_S \rho\bar{u}_j\bar{u}_i dn_j = - \int_S p_e dn_j + \int_S \left[ \mu_e \left( \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] dn_j, \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\phi dV + \int_S \rho\bar{u}_j\phi dn_j = \int_S \left[ \Gamma_e \left( \frac{\partial\phi}{\partial x_j} \right) \right] dn_j + \int_V S_\phi dV, \quad (3.26)$$

onde  $V$  representa o volume de integração,  $S$  a superfície de integração e  $dn_j$  a componente diferencial de superfície orientada de acordo com o vetor normal unitário apontando para fora. Estas integrais representam o somatório dos fluxos que atravessam cada uma das superfícies dos volumes de controle (MALISKA, 2004).

Os termos volumétricos (acúmulo e fontes) são aproximados de forma discreta pelos seus valores específicos em cada subvolume de controle, enquanto os fluxos são aproximados sobre cada elemento diferencial de superfície sobre o ponto de integração,  $pi$ , sendo este valor

considerado representativo da média dos fluxos que atravessam o elemento diferencial de superfície. Assim,

$$V \left( \frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} (\rho \bar{u}_j \Delta n_j)_{pi} = 0, \quad (3.27)$$

$$V \left( \frac{\rho \bar{u}_i - \rho^o \bar{u}_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} (\dot{m}_{pi} \bar{u}_i)_{pi} = - \sum_{pi} (p_e \Delta n_i)_{pi} + \sum_{pi} \left[ \mu_e \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right]_{pi}, \quad (3.28)$$

$$V \left( \frac{\rho \phi - \rho^o \phi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} (\dot{m}_{pi} \phi_i)_{pi} = \sum_{pi} \left[ \Gamma_e \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right]_{pi} + \bar{S}_\phi V, \quad (3.29)$$

sendo que  $\dot{m}_{pi} = (\rho \bar{u}_j \Delta n_j)_{pi}$  representa o fluxo de massa através do elemento de superfície discreto orientado  $\Delta n_j$ , e o sobrescrito “ $^o$ ” representa o tempo anterior. Vale salientar que, neste trabalho, o esquema de Euler implícito é adotado na discretização temporal das Equações (3.27) – (3.29).

### 3.4.2 Solução do sistema linear

Após a discretização do sistema de equações diferenciais, o mesmo é reduzido a um sistema linear de equações algébricas, que pode ser escrito na forma matricial como sendo,

$$[M][\theta] = [G], \quad (3.30)$$

onde  $\theta$  é o vetor solução,  $G$  é vetor lado direito (conhecido),  $M$  representa a matriz dos coeficientes. Este sistema é resolvido de forma iterativa,

$$\theta^{n+1} = \theta^n + \theta', \quad (3.31)$$

sendo  $\theta'$  a solução aproximada da iteração  $n$

$$M\theta' = r^n. \quad (3.32)$$

Como  $\phi'$  não é a solução exata do sistema tem-se o resíduo  $r^n$ , que é obtido por,

$$r^n = G - M\theta'. \quad (3.33)$$

Para a solução do sistema de equações lineares o software *ANSYS CFX*® utiliza um método do tipo ‘multigrid’ com decomposição *LU* incompleta (ANSYS, 2007).

### 3.4.3 Acoplamento pressão – velocidade

O arranjo de malha deslocado (*‘staggered grid’*) representa a solução ideal enquanto problemas 2D são resolvidos (PERIC, 1988). A necessidade de resolver problemas em geometrias mais complexas com o uso de coordenadas generalizadas motivou os pesquisadores a desenvolverem métodos de acoplamento baseados em arranjos colocalizados (PERIC, 1988). O crescimento atual de métodos usando malhas não estruturadas (onde é ainda mais complicado usar o arranjo deslocado) e a busca da generalização dos métodos atuais praticamente eliminou o uso de arranjos deslocados (VASCONCELLOS; MALISKA, 2004).

O programa *ANSYS CFX*® efetua o acoplamento pressão-velocidade utilizando um esquema do tipo correção de pressão proposto por Rhie-Chow (RHIE; CHOW, 1983) para um arranjo de malha colocalizado. Este esquema utiliza funções de interpolação nas faces dos volumes de controle baseadas nas equações de quantidade de movimento, evitando assim o problema do desacoplamento par-ímpar (ZDANSKI, 2003). Este é um problema típico que surge no cálculo de escoamentos incompressíveis com arranjo de variáveis colocalizadas. Como exemplo, um campo de pressão oscilatório seria “visto” como constante na discretização da equação de quantidade de movimento em decorrência de o gradiente de pressão ser expresso em função de pontos alternados ao invés de pontos adjacentes (ZDANSKI, 2003).

## 3.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno têm grande importância na solução de qualquer problema, pois são estas que definem os mesmos. A seguir são apresentadas as condições de contorno que foram utilizadas neste trabalho.

### 3.5.1 Entrada

Considera-se que a distribuição de velocidades na entrada tem perfil uniforme e que o sentido do escoamento do fluido está entrando no domínio. Os valores de  $k$  e  $\varepsilon$  são especificados na entrada do domínio, sendo assumidos perfis uniformes no plano de entrada.

Desta forma, em coordenadas cartesianas, os componentes da velocidade especificada podem ser descritos como

$$u_e = u_{esp} \hat{i} + v_{esp} \hat{j}. \quad (3.34)$$

### 3.5.2 Saída

Para a fronteira de saída da geometria o programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> possibilita a utilização de dois tipos distintos de condição de contorno, sendo elas ‘*Outlet*’ e ‘*Opening*’. A condição ‘*Opening*’ permite simular situações onde o escoamento cruza a fronteira em ambas as direções, sendo possível à localização de um vórtice nesta região, distintamente da condição ‘*Outlet*’ onde somente é permitido que o escoamento saia do domínio sem a possibilidade de um refluxo. Em decorrência da existência de múltiplos descolamentos de camada limite e vórtices na geometria estudada (secador), neste trabalho foi utilizada a condição de contorno ‘*Opening*’ na fronteira de saída (ANSYS, 2007).

### 3.5.3 Plano de Simetria

O programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> é utilizado para simulações tridimensionais entretanto para casos bidimensionais faz-se necessário a utilização de um plano de simetria. A condição de simetria impõe que o fluxo seja “espelhado” em ambos os lados da geometria. Desta forma, o componente da velocidade normal ao plano de simetria é zero,

$$u_n = 0, \quad (3.35)$$

sendo os gradientes das variáveis escalares normais ao plano simétrico também iguais a zero,

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0. \quad (3.36)$$

#### 3.5.4 Paredes sólidas

Ao longo das paredes é aplicada à condição de não escorregamento para as velocidades, com acoplamento via lei da parede. Desta forma a velocidade na parede é definida como

$$u_w = 0. \quad (3.37)$$

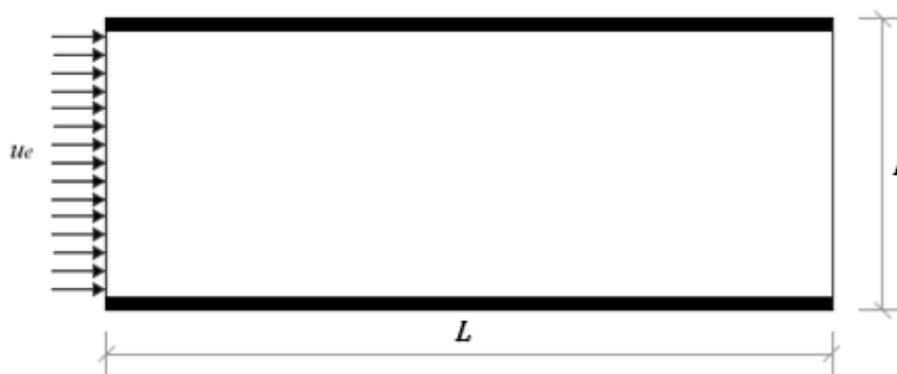
## 4 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através das simulações numéricas, bem como as comparações com soluções analíticas, numéricas e experimentais de outros autores, visando uma verificação e validação da solução. Para a execução desta etapa foram escolhidos dois casos de escoamento, a saber: (i) escoamento turbulento em um canal plano, e (ii) escoamento turbulento em um modelo simplificado para a geometria de um secador de madeira. É importante mencionar que a verificação é compreendida pela comparação dos resultados com soluções numéricas ou analíticas e a validação é feita comparando-se os resultados numéricos a valores experimentais (OBERKAMPF E TRUCANO, 2002).

### 4.1 ESCOAMENTO TURBULENTO EM UM CANAL PLANO BIDIMENSIONAL

Objetivando verificar os resultados obtidos pelo programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup>, realizou-se a simulação de um escoamento turbulento em um canal plano bidimensional e posterior comparação dos resultados obtidos com dados disponíveis na literatura. Na Figura 4.1 é apresentado um esquema da geometria utilizada onde o domínio computacional compreende toda a altura do canal,  $h = 0,011 \text{ m}$  e todo o seu comprimento,  $L = 60h$ . Utilizou-se uma malha estruturada com  $401 \times 41$  pontos nas direções longitudinal e transversal, respectivamente.

Figura 4.1 - Representação esquemática do escoamento em um canal bidimensional.



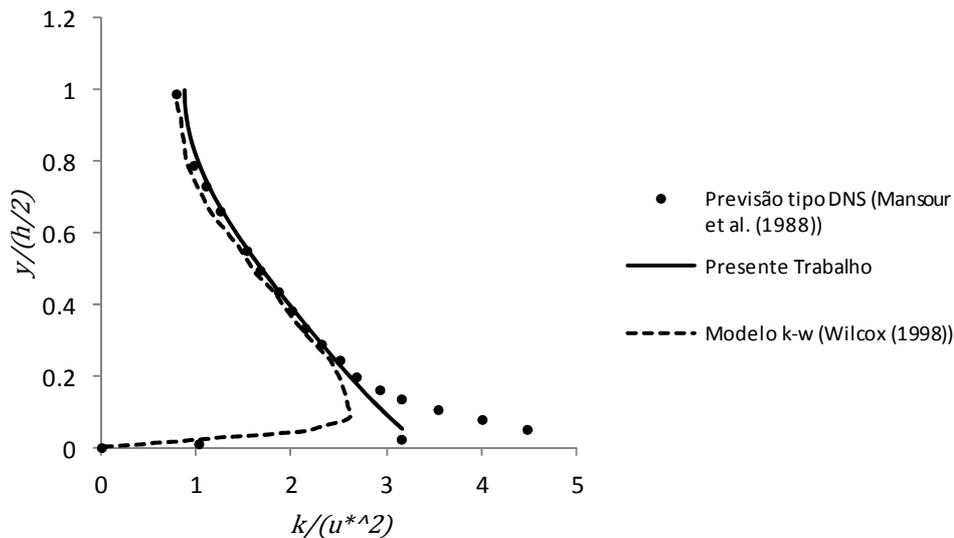
Fonte: produção do próprio autor.

As condições de contorno adotadas foram as seguintes: distribuição uniforme da velocidade, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação na entrada, condição de não escorregamento nas

paredes e pressão estática de 1 atm na região de saída do domínio. O critério de convergência adotado foi a raiz média quadrática do resíduo ( $RMS$ )  $< 10^{-7}$  (ver definição do resíduo na Equação 3.33). Para esta simulação foram utilizados os seguintes valores  $u_e = 19,3 \text{ m s}^{-1}$ ,  $Re_h = 13740$ ,  $\varepsilon_e = 392 \text{ J kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$  e  $k_e = 0,02 u_e^2/2$  (ZDANSKI,2003).

A Figura 4.2 apresenta o perfil da energia cinética turbulenta adimensional,  $k/(u^*)^2$ , onde  $u^*$  é a velocidade de atrito,  $u^* = \sqrt{\tau_w/\rho}$ , em função da coordenada adimensional,  $y/(h/2)$ . A distribuição corresponde à seção de saída do canal onde o escoamento é totalmente desenvolvido. Observa-se que para grande parte do canal os resultados apresentam boa concordância com a literatura, no entanto, nas regiões próximas a parede o pico de  $k$  observado pelos resultados de Mansour et al (1988) e Wilcox (1998) não é capturado. Este fato é explicado devido à utilização de um modelo do tipo alto Reynolds, o qual não possui termos que permitam a aproximação de uma fronteira sólida.

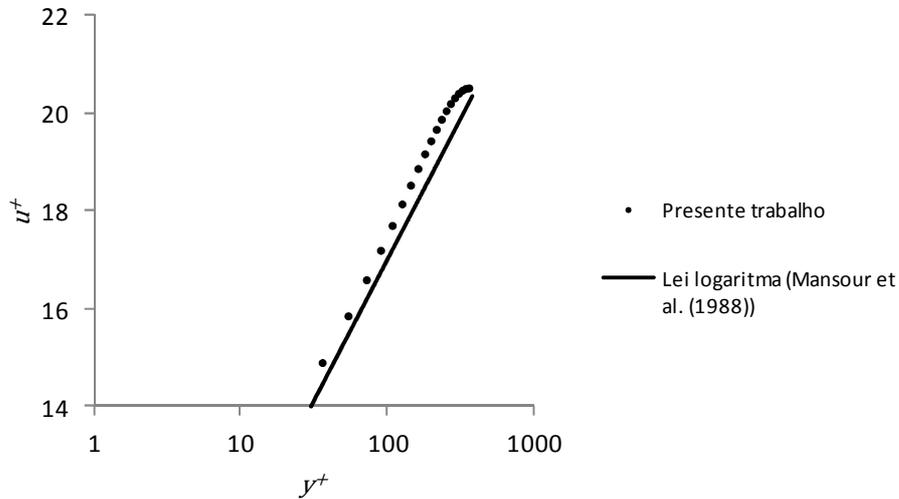
Figura 4.2 – Perfis de energia cinética turbulenta.



Fonte : produção do próprio autor, baseado em Zdanski (2003).

A Figura 4.3 apresenta os perfis normalizados de velocidade,  $u^+ = u/u^*$  em função da coordenada adimensional,  $y^+ = \rho u^* y/\mu$ , na seção de saída do canal. Conforme observado na figura, os resultados obtidos pelo programa ANSYS CFX<sup>®</sup> para esta simulação tem boa concordância, apresentando comportamento semelhante aos resultados publicados na literatura.

Figura 4.3 – Perfis de velocidade normalizada  $u^+$ , em função da coordenada adimensional,  $y^+$ , na seção de saída do canal.



Fonte : produção do próprio autor, baseado em Zdanski (2003).

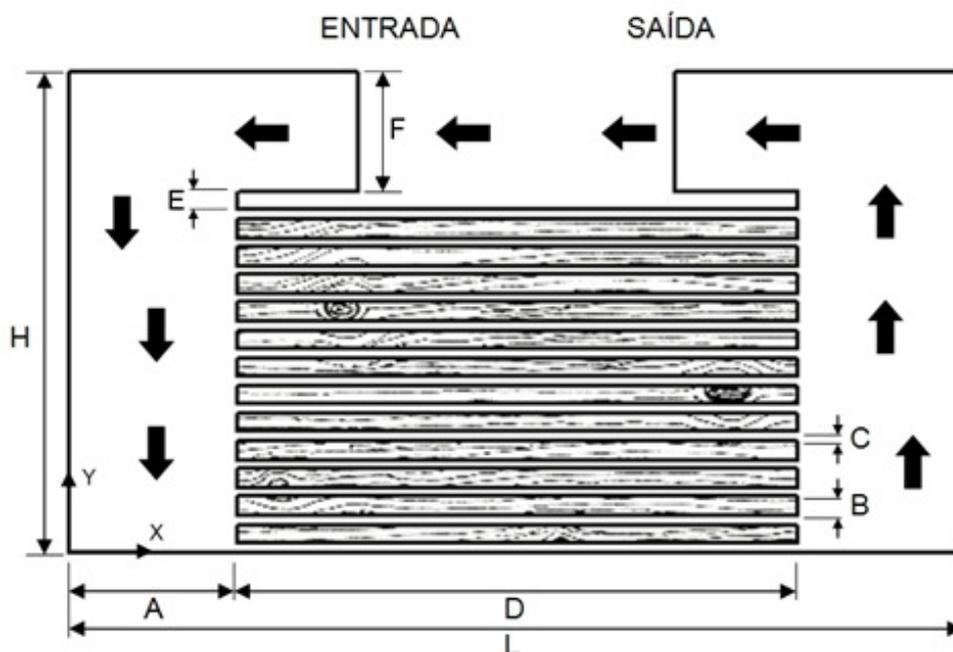
## 4.2 GEOMETRIA SIMPLIFICADA PARA UM SECADOR

Como forma de avaliar os resultados obtidos pelo programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> de forma mais convicida, realizou-se a simulação de um escoamento turbulento em uma geometria semelhante a um secador de madeira. A decisão em favor desta geometria ocorreu devido à existência de resultados experimentais na literatura (NIJDAM; KEEY, 2002), bem como a semelhança para com o problema principal foco de estudo deste trabalho. Na Figura 4.4 é apresentada a geometria utilizada, onde o domínio computacional compreende toda a altura,  $H = 0,26 \text{ m}$ , e todo o comprimento,  $L = 0,48005 \text{ m}$ . As geometrias que representam as madeiras no interior do secador têm comprimento,  $D = 0,3 \text{ m}$ , e espessura,  $B = 0,010 \text{ m}$ , sendo a altura dos canais de escoamento,  $C = 0,005 \text{ m}$ . As demais cotas,  $F = 0,065 \text{ m}$ ,  $A = 0,090025 \text{ m}$  e  $E = 0,010 \text{ m}$  correspondem, respectivamente, à altura do canal de entrada, largura do ‘*plenum*’ e distância entre o canal de entrada e o primeiro canal de escoamento (NIJDAM; KEEY, 2002).

Este problema foi simulado utilizando o modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  padrão alto Reynolds. As condições de contorno adotadas para a modelagem do escoamento turbulento no secador foram as seguintes: distribuição uniforme da velocidade na entrada, condição de não escorregamento (velocidade nula) nas paredes e condição ‘*opening*’ na região de saída do

domínio. O critério de convergência adotado foi a raiz média quadrática do resíduo ( $RMS$ )  $< 10^{-4}$ . Para esta simulação foram utilizados os seguintes valores de velocidade de entrada,  $u_e = 4.2 \text{ m s}^{-1}$ , taxa de dissipação da energia cinética turbulenta,  $\varepsilon_e = 392 \text{ J kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$  e energia cinética turbulenta,  $k_e = 0,04 u_e^2/2 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$ . Os valores para o número de Reynolds baseiam-se no diâmetro hidráulico dos canais formados pelas placas de madeiras. De acordo com os experimentos realizados por Nijdam e Keey (2002), estes valores encontram-se entre 3000 e 12000, caracterizando um escoamento turbulento e sendo condizentes com valores encontrados em secadores industriais.

Figura 4.4– Representação esquemática da geometria de um secador de madeira.

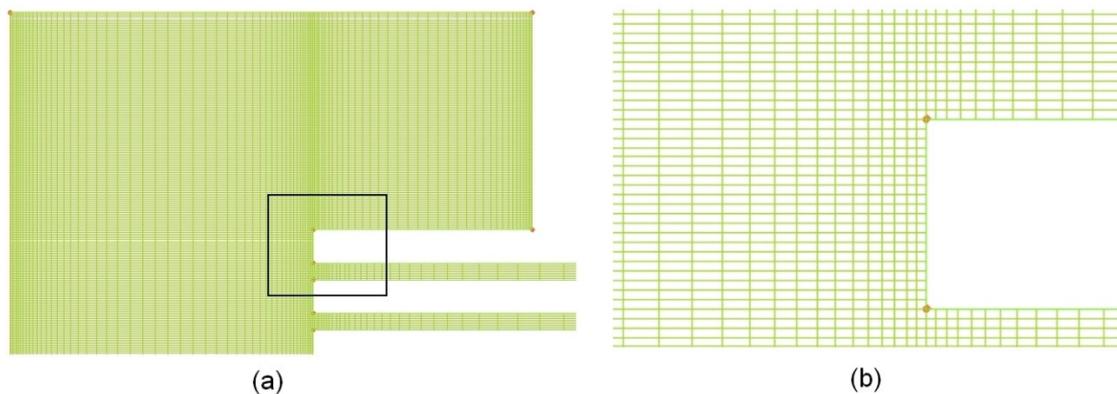


Fonte: produção do próprio autor.

O modelo geométrico foi executado no programa comercial ICEM<sup>®</sup>, sendo que, para este caso, foi utilizada uma malha com fator de estiramento máximo de 10% com concentração de pontos próximo às paredes e quinas. Para um melhor entendimento da malha utilizada, na Figura 4.5 é apresentada uma vista detalhada da mesma na região de entrada do escoamento no secador. A malha utilizada apresenta espaçamento uniforme de  $0,0005 \text{ m}$  na direção  $Y$ , sendo que e na direção  $X$  optou-se pela concentração de pontos nas regiões próximas as paredes, entradas e saídas dos canais (ver Figura 4.5 (a)) com um fator de estiramento máximo de 10%. A malha

padrão utilizada contém 143656 pontos, porém outras malhas foram utilizadas nas simulações visando investigar a sua influência nos resultados.

Figura 4.5 – Aspectos da malha na região de entrada dos canais superiores.

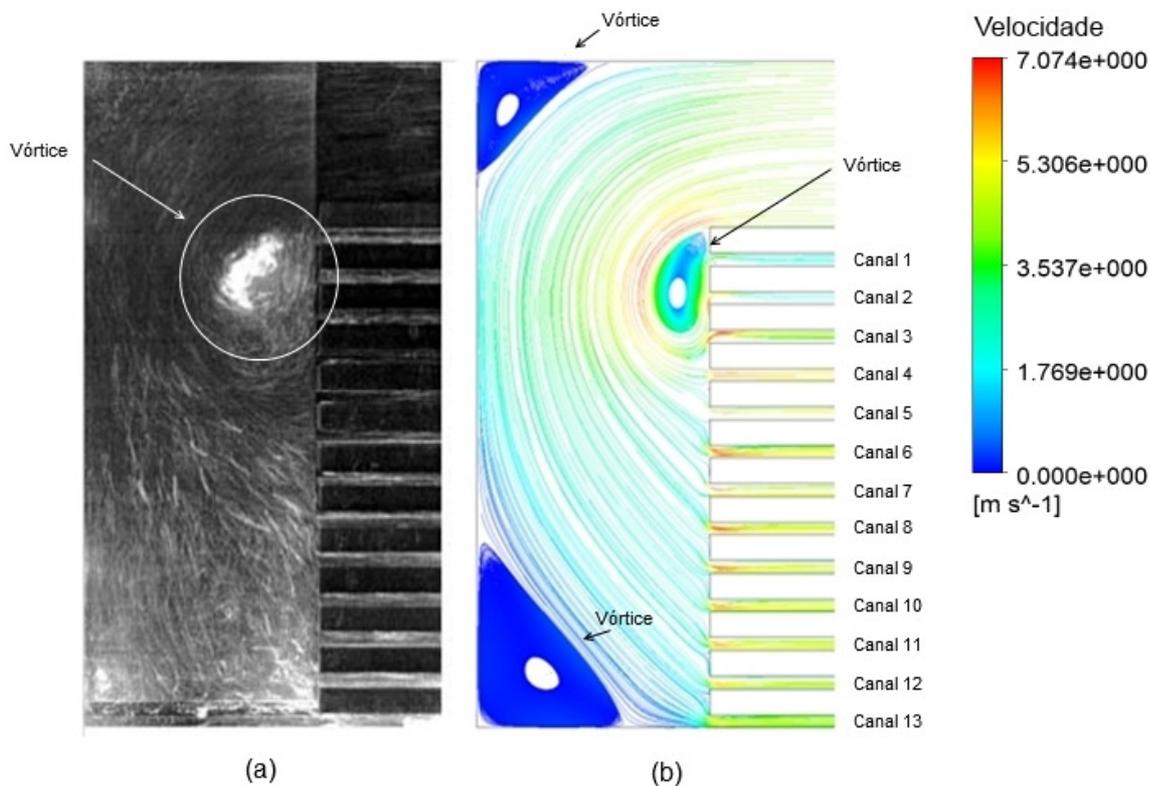


Fonte: produção do próprio autor.

O experimento conduzido por Nijdam e Kee (2002) consistiu em construir uma geometria semelhante a um secador de madeiras em escala reduzida, verificando a influência de certos parâmetros nas velocidades relativas no interior dos canais do dispositivo. Para a visualização das linhas de corrente, estes autores utilizaram o método de bolhas de hidrogênio, o qual consiste em instalar um fio de platina por todo o comprimento da seção de entrada da geometria e aplicar uma tensão no mesmo. Pode-se observar claramente o resultado para a topologia do escoamento obtido por Nijdam e Kee (2002) na Figura 4.6 (a). Por outro lado, os resultados apresentados pela Figura 4.6 (b) revelam as linhas de corrente resultantes da simulação da geometria pelo programa ANSYS CFX<sup>®</sup>, sendo claramente perceptível a semelhança qualitativa entre os dois resultados.

Em ambos os resultados apresentados na Figura 4.6 ocorre a formação de uma região de recirculação nas imediações da entrada dos canais superiores. O centro do vórtice está localizado nas proximidades da entrada do canal 2, sendo uma consequência do descolamento da camada limite na quina de entrada (região de espessura  $E$  – ver Figura 4.4). Como consequência deste vórtice, é observado um estreitamento do canal vertical de entrada (região do “*plenum*” com largura  $A$  – ver Figura 4.4), tendo como impacto imediato um aumento da velocidade nesta região.

Figura 4.6 – Linhas de corrente no interior da geometria do secador de madeira: (a) Resultados obtidos por Nijdam e Keey (2002) e (b) Resultados obtidos no presente trabalho.

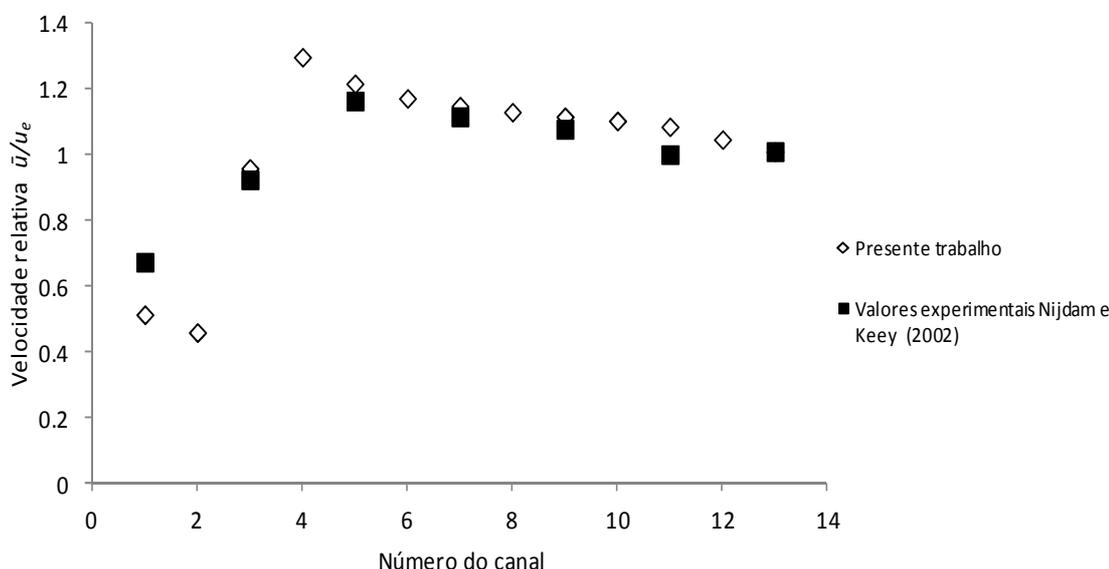


Fonte: produção do próprio autor.

A distribuição de velocidade média no interior dos canais do secador em  $X = 0,240025\ m$  é apresentada na Figura 4.7. Analisando detalhadamente esta figura, observa-se que os pontos de mínimo e máximo das velocidades relativas,  $\bar{u}/u_e$ , encontram-se nos canais 2 e 4 respectivamente (segundo os resultados das simulações). O ponto de velocidade mínima no canal 2 provavelmente ocorre devido à influência da localização do vórtice – o centro do vórtice (região de baixa pressão) está perfeitamente alinhado com a entrada do canal 2 (ver Figura 4.6 (b)), sendo este vórtice indesejável para aplicações práticas. Além disto, percebe-se nos resultados da Figura 4.7, que mesmo o centro do vórtice estando localizado na entrada do canal 2, os canais 1 e 3 também sofrem influência apresentando valores baixos para a velocidade relativa. Por outro lado, pode ser observado que a curva experimental segundo Nijdam e Keey (2002) não apresenta o ponto de mínima velocidade no canal 2. Um dado intrigante sobre estes resultados experimentais diz respeito à ausência das informações sobre as velocidades relativas nos canais pares, sendo somente apresentados os valores para os canais ímpares (ver Figura 4.7). Vale novamente salientar que justamente nos canais pares 2 e 4 ocorrem os valores mínimo e máximo para as velocidades no interior do secador segundo as simulações do presente trabalho.

O comportamento do escoamento a partir do canal 4 é semelhante a outros tipos de escoamento em dutos com várias saídas. As velocidades relativas dos canais superiores são maiores que nos canais inferiores devido à perda de carga no (*plenum*), levando o escoamento a percorrer o caminho com menor resistência. Todavia, o aspecto principal a ser observado é a boa concordância entre os resultados numéricos e os dados experimentais obtidos por Nijdam e Keeey (2002), sendo que o erro médio dos resultados encontrados no presente trabalho atinge um valor em torno de 6,7%, fato que confirma uma boa concordância (este erro é definido como sendo a diferença entre os valores experimentais e numéricos para todos os canais).

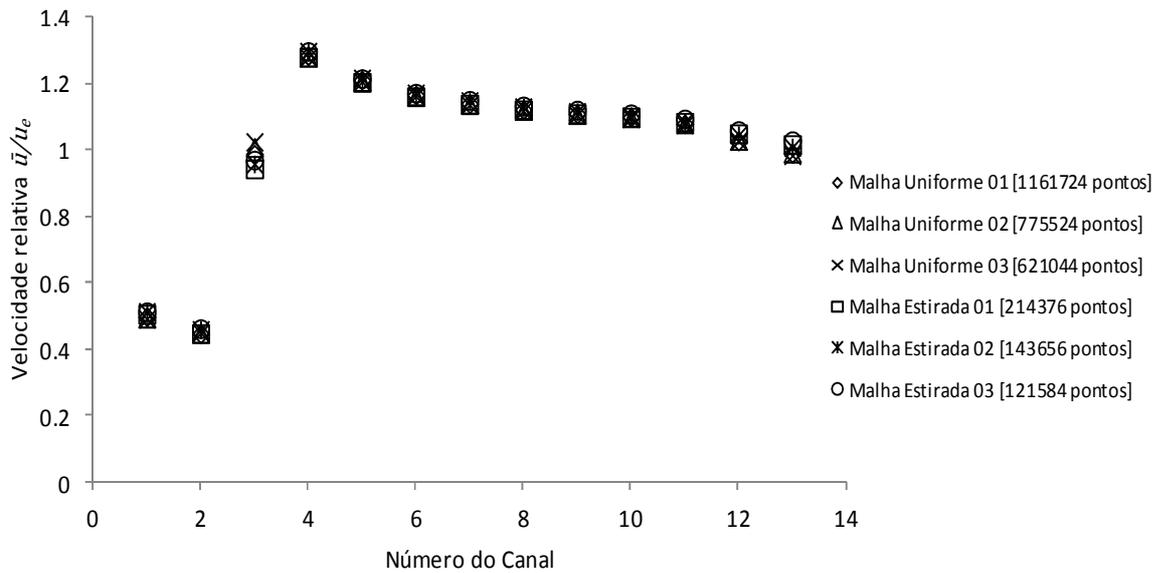
Figura 4.7 – Perfis de velocidade relativa,  $\bar{u}/u_e$  nos canais do secador de madeira.



Fonte: produção do próprio autor.

Com o intuito de avaliar o impacto do tipo de malha – uniforme ou estirada - nos resultados, foram geradas 6 (seis) malhas distintas no programa ICEM<sup>®</sup>, a saber: três malhas uniformes e três malhas com estiramento. Na Figura 4.8 são apresentados os resultados obtidos com cada uma das malhas utilizadas. A principal constatação é que os resultados apresentam pouca variação em relação ao tipo de malha utilizada, caracterizando uma independência dos mesmos em relação ao refino da malha. Em função deste estudo foi possível utilizar uma malha mais grosseira, diminuindo o tempo de processamento e facilitando o tratamento dos resultados. A malha estirada 02 foi utilizada para as simulações apresentadas neste capítulo, sendo que a mesma apresenta estiramento máximo de 10% no eixo  $x$  e espaçamento uniforme de 0,0005 m no eixo  $y$ .

Figura 4.8 – Perfil das velocidades relativas  $\bar{u}/u_e$  nos canais utilizando as malhas MU (malha uniforme) e MB ( Malha com estiramento) – estudo de refinamento da malha.



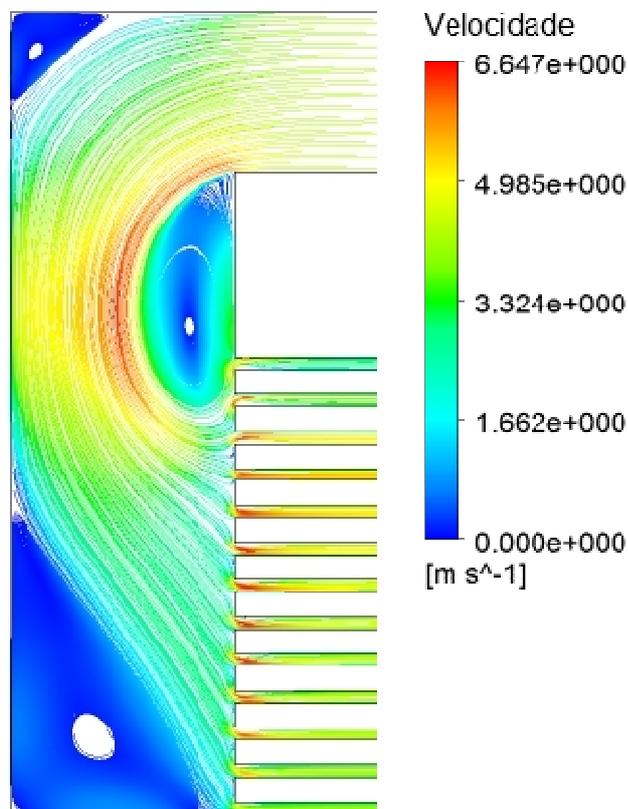
Fonte: produção do próprio autor.

#### 4.2.1 Proposta de alteração na geometria do secador

Nas discussões sobre a topologia do escoamento (linhas de corrente), bem como nas distribuições de velocidade relativa nos canais do secador, foi destacado o efeito adverso do vórtice que se forma na entrada dos canais superiores (Figura 4.6 (b) e Figura 4.7). De forma a avaliar o real impacto da posição deste vórtice nas velocidades dos primeiros canais, o parâmetro  $E$  da geometria original foi alterado (ver Figura 4.4). Desta forma, o objetivo foi aumentar a distância entre o canal de entrada do secador e o primeiro canal de escoamento da pilha de madeiras ( $E = 0,010\text{ m}$  para  $E = 0,075\text{ m}$ ) de forma que o vórtice gerado na quina não se posicione na região frontal aos canais superiores. Os resultados obtidos com esta nova simulação são apresentados nas Figura 4.9, Figura 4.10 e Figura 4.11.

Inicialmente, na Figura 4.9 são apresentadas as linhas de corrente no interior da geometria modificada, onde se observa claramente que a localização e o tamanho do vórtice foram alterados (ver Figura 4.6 (b) e Figura 4.9). Portanto, o objetivo inicial de afastar o centro do vórtice da entrada do canal 2 foi atingido com sucesso.

Figura 4.9 – Linhas de corrente no interior da geometria modificada do secador de madeira

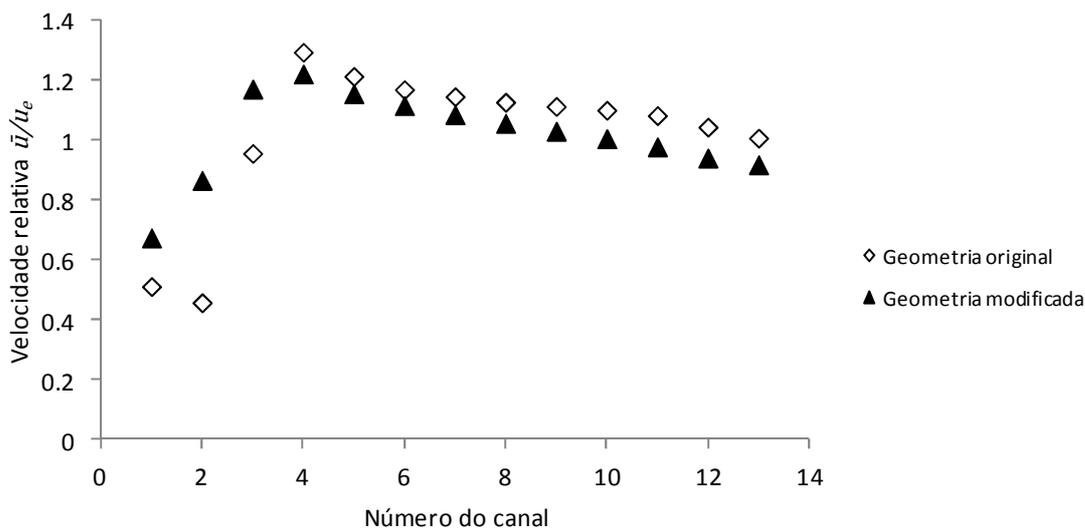


Fonte: produção do próprio autor.

Na sequência da análise deste caso, o principal aspecto a ser avaliado consiste nas distribuições de velocidade média no interior dos canais do secador em  $X = 0,240025 \text{ m}$  (ver Figura 4.10). Nesta figura são apresentados os valores da velocidade média para a geometria original (Figura 4.6 (b)) e para a geometria modificada (Figura 4.9) com fins comparativos. Dois aspectos importantes estão relacionados à análise da Figura 4.10 (i) primeiramente, os resultados indicam claramente que, para a geometria modificada, houve uma melhora significativa na uniformidade do escoamento ao longo de todos os canais do secador (houve um incremento de fluxo nos canais 1 ao 3 e uma redução de fluxo nos canais 4 ao 13); (ii) o segundo aspecto está relacionado às discussões sobre o ponto de velocidade mínima que ocorre no segundo canal para a geometria do secador original; na seção 4.2 deste capítulo foi argumentado que a velocidade mínima ocorria no segundo canal devido ao posicionamento frontal do centro do vórtice (ver Figura 4.6 (b)); em função dos resultados apresentados na Figura 4.10 constata-se claramente que, na geometria do secador modificada (ver Figura 4.9), o canal 2 apresenta uma velocidade média

superior ao canal 1. Este resultado reforça a hipótese de que o centro do vórtice deve ser afastado da região de entrada dos canais para não prejudicar as condições de fluxo nos mesmos.

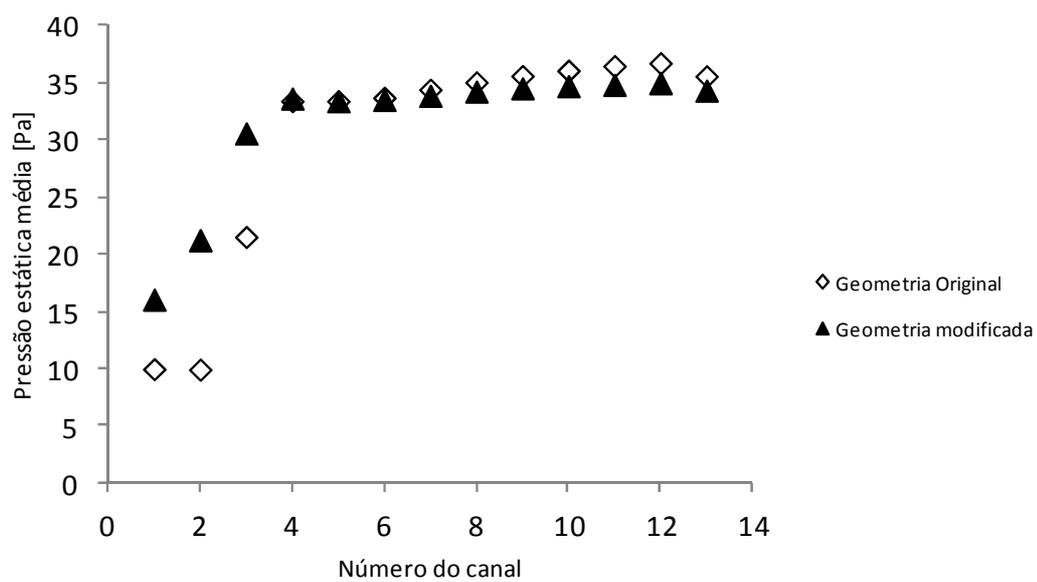
Figura 4.10 – Perfis de velocidade relativa,  $\bar{u}/u_e$  nos canais do secador de madeira.



Fonte: produção do próprio autor.

Para reforçar as discussões do parágrafo anterior, na Figura 4.11 são apresentados os valores da pressão estática média na entrada dos canais para as duas geometrias estudadas. Estes resultados confirmam claramente que a pressão média na entrada dos canais 1 a 3 aumenta consideravelmente para a geometria do secador modificada. O aumento de pressão estática na seção de entrada dos canais é devido ao afastamento do vórtice desta região, e tem como consequência direta uma maior uniformidade do escoamento no interior do secador (um aspecto desejável em processos de secagem).

Figura 4.11 – Perfis de pressão estática média nas seções de entrada dos canais do secador de madeira.



Fonte: produção do próprio autor.



## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo está dividido em duas partes: (i) na primeira parte são apresentados os resultados obtidos na simulação para uma geometria de referência de um secador de madeira; (ii) após os estudos de aspectos importantes do escoamento na geometria de referência, realizou-se a segunda parte do trabalho que consistiu numa análise paramétrica do escoamento no interior do secador.

A geometria do secador analisada neste capítulo assemelha-se àquela utilizada para a validação (ver Figura 4.4), todavia as dimensões aqui empregadas representam um secador de madeira compacto com geometria e condições operacionais reais. Isso é, a espessura e o comprimento das madeiras dispostas no interior do dispositivo condizem com valores utilizados comercialmente.

O escoamento turbulento no interior do secador foi analisado sistematicamente, levando-se em conta a largura do ‘*plenum*’ e a velocidade de entrada do escoamento,  $u_e$ . A variação de cada um desses parâmetros foi realizada a partir do caso de referência, descrito na seção 5.1 a seguir. Os resultados obtidos para a geometria de referência são discutidos através de gráficos que mostram as linhas de corrente, o módulo do vetor velocidade, as distribuições das componentes  $u$  e  $v$  da velocidade, pressão estática relativa,  $p$ , e energia cinética turbulenta,  $k$ , no interior do dispositivo. Além disto, são apresentados os perfis de velocidade média,  $\bar{u}$ , e variação de pressão nos canais,  $\Delta\bar{p}_c$ , formados pelas madeiras do interior do secador. Para analisar a influência da largura do ‘*plenum*’ na topologia do escoamento foram utilizados os seguintes valores para este parâmetro:  $A = 0,1, 0,15$  e  $0,3$  m (ver Figura 4.4). Por outro lado, para estudar os efeitos da velocidade de entrada do escoamento, foram adotados os seguintes valores:  $u_e = 3, 5, 7$  e  $9$  m s<sup>-1</sup>. Os valores das velocidades utilizados neste trabalho foram definidos com base em dados típicos e usuais para secadores de madeira (PANG, 1996).

### 5.1 ESTUDO DA GEOMETRIA DE REFERÊNCIA

Conforme descrito anteriormente, a geometria de referência assemelha-se àquela utilizada para a validação (ver Figura 4.4), porém as dimensões do domínio computacional são maiores, apresentando altura  $H = 0,5875$  m e comprimento  $L = 1,9$  m. As geometrias que representam as placas de madeira no interior do secador assumem comprimento  $D = 1,6$  m e

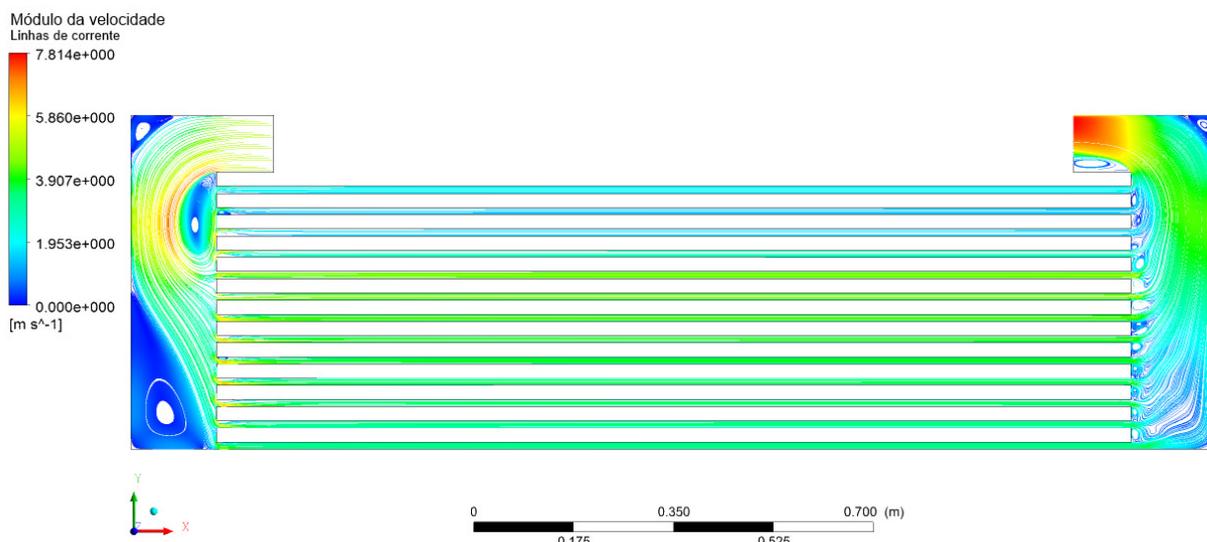
espessura  $B = 0,025$  m, sendo a altura dos canais de escoamento igual a  $C = 0,0125$  m. As demais cotas, altura do canal de entrada, largura do ‘*plenum*’ e distância entre o canal de entrada e o primeiro canal de escoamento são, respectivamente,  $F = 0,1$  m,  $A = 0,15$  m e  $E = 0,0125$  m (ver Figura 4.4).

Este problema foi simulado utilizando-se o modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  de alto Reynolds. Para a modelagem do escoamento turbulento no secador as condições de contorno adotadas foram as seguintes: distribuição uniforme da velocidade na entrada, condição de não escorregamento (velocidade nula) nas paredes e condição ‘*opening*’ na região de saída do domínio. O critério de convergência adotado foi a raiz média quadrática do resíduo ( $RMS$ )  $< 10^{-4}$ . Para esta simulação foram utilizados os seguintes valores de velocidade de entrada,  $u_e = 5 \text{ m s}^{-1}$ , taxa de dissipação da energia cinética turbulenta,  $\varepsilon_e = 392 \text{ J kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$ , e energia cinética turbulenta,  $k_e = 0,04 u_e^2/2 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$  (ZDANSKI, 2003).

O novo modelo geométrico foi feito no programa comercial ICEM<sup>®</sup>, sendo que, para este caso, utilizou-se uma malha com fator de estiramento máximo de 10% com concentração de pontos próximo às paredes e quinas. A malha utilizada apresenta espaçamento uniforme de 0.0005 m na direção  $Y$  e na direção  $X$  optou-se pela concentração de pontos nas regiões próximas as paredes, entradas e saídas dos canais (ver Figura 4.5 (a)). Para estas simulações a malha utilizada contém 358876 pontos computacionais.

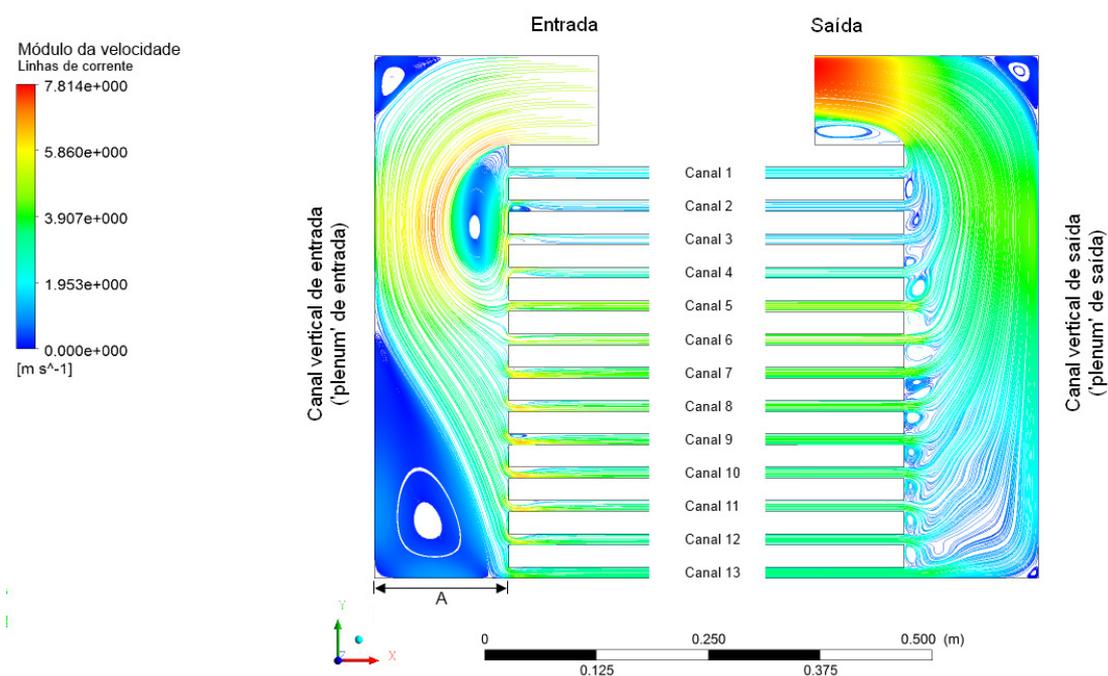
Inicialmente, as Figuras 5.1 e 5.2 mostram a topologia do escoamento nas regiões de entrada e saída da geometria de referência para um ‘*plenum*’ igual a 0,15 m. São apresentadas as linhas de corrente e o módulo da velocidade para a geometria de referência. Observa-se nas figuras que a topologia do escoamento obtida assemelha-se àquela da geometria utilizada para a validação (ver Figura 4.6). Desta forma, ocorre a formação de um vórtice próximo à entrada dos canais superiores 1 a 4 decorrente do descolamento da camada limite na quina de entrada. Como consequência deste vórtice formado após a quina de entrada, há um estreitamento da área de passagem efetiva do canal vertical de entrada – ‘*plenum*’ de entrada (ver Figura 5.2) com consequente aumento do módulo da velocidade nesta região. Por outro lado, na região de saída dos canais formados pelas placas de madeira, bem como na seção de saída do secador, são encontrados vários vórtices devido às múltiplas quinas que a geometria apresenta nestas regiões (ver Figura 5.2). Neste ponto é importante salientar que a condição de contorno utilizada para a seção de saída do secador permite a entrada e saída de fluxo, a saber: é possível obter um vórtice posicionado na seção de saída conforme pode ser observado na Figura 5.2.

Figura 5.1 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência para um ‘plenum’ igual a 0,15 m.



Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.2 – Vista em detalhe da topologia do escoamento nas regiões de entrada e saída da geometria de referência para um ‘plenum’ igual a 0,15 m.

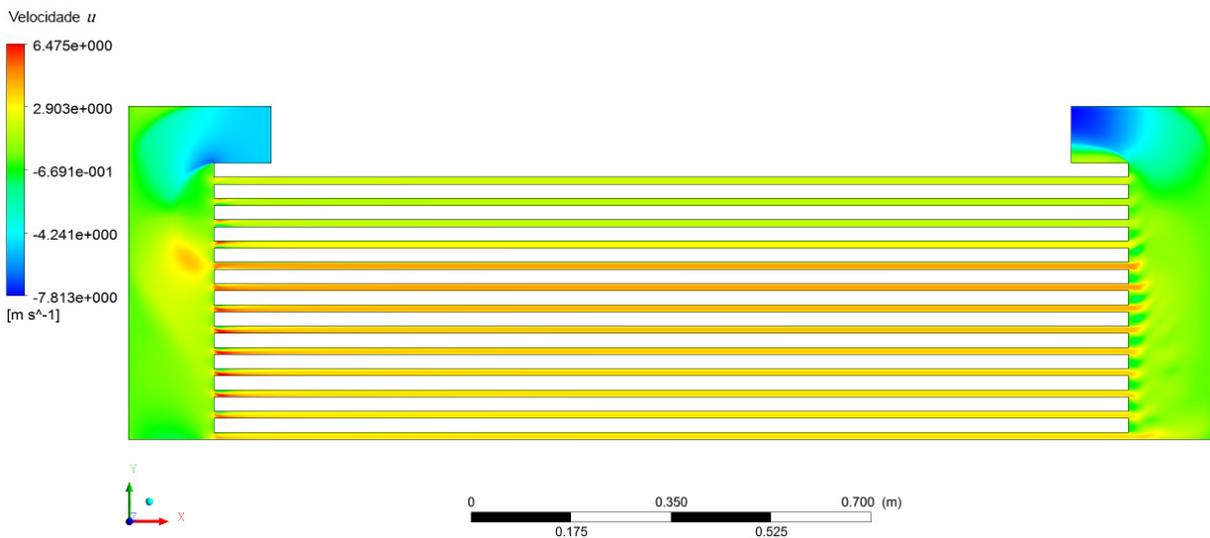


Fonte: produção do próprio autor.

Para auxiliar a interpretação dos resultados apresentados nas Figura 5.1 e 5.2, apresentam-se nas Figura 5.3 a 5.6 as distribuições para as componentes  $u$  e  $v$  do vetor velocidade no interior da geometria de referência. Inicialmente, nas Figura 5.3 e 5.4 nota-se que

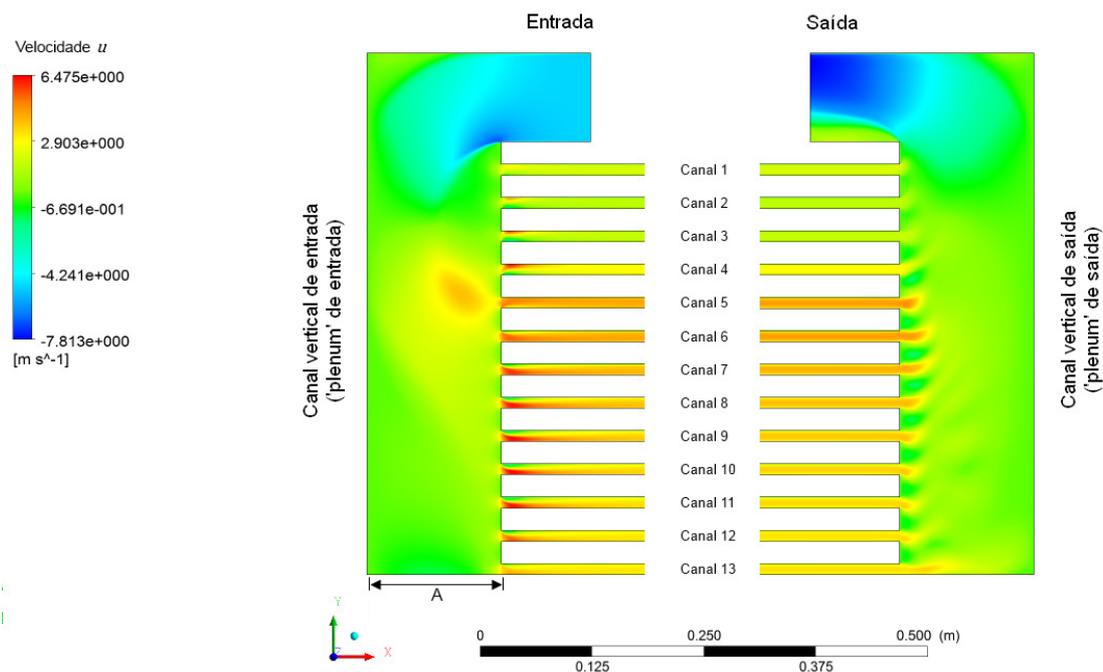
os valores para a componente  $u$  da velocidade nos canais 1 a 4 apresentam valores menores aos encontrados nos canais inferiores (canais 5 a 13). Este comportamento está relacionado à influência da posição do vórtice que está localizado na região de entrada dos canais 1 a 4. Outro aspecto importante observado na Figura 5.4 é a presença de uma região de intensa mistura na saída dos vários canais formados pelas placas de madeira (o escoamento na saída de cada canal se assemelha a um jato livre que interage com os canais vizinhos).

Figura 5.3 – Distribuição da componente  $u$  da velocidade no interior da geometria de referência.



Fonte: produção do próprio autor.

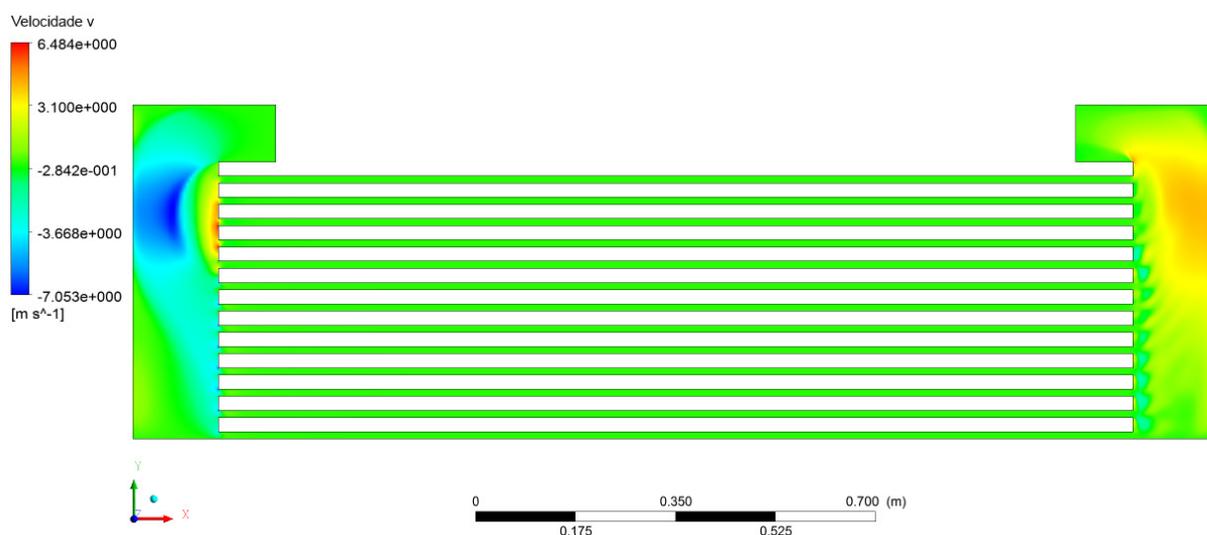
Figura 5.4 - Vista em detalhe da distribuição da componente  $u$  da velocidade nas regiões de entrada e saída da geometria de referência.



Fonte: produção do próprio autor.

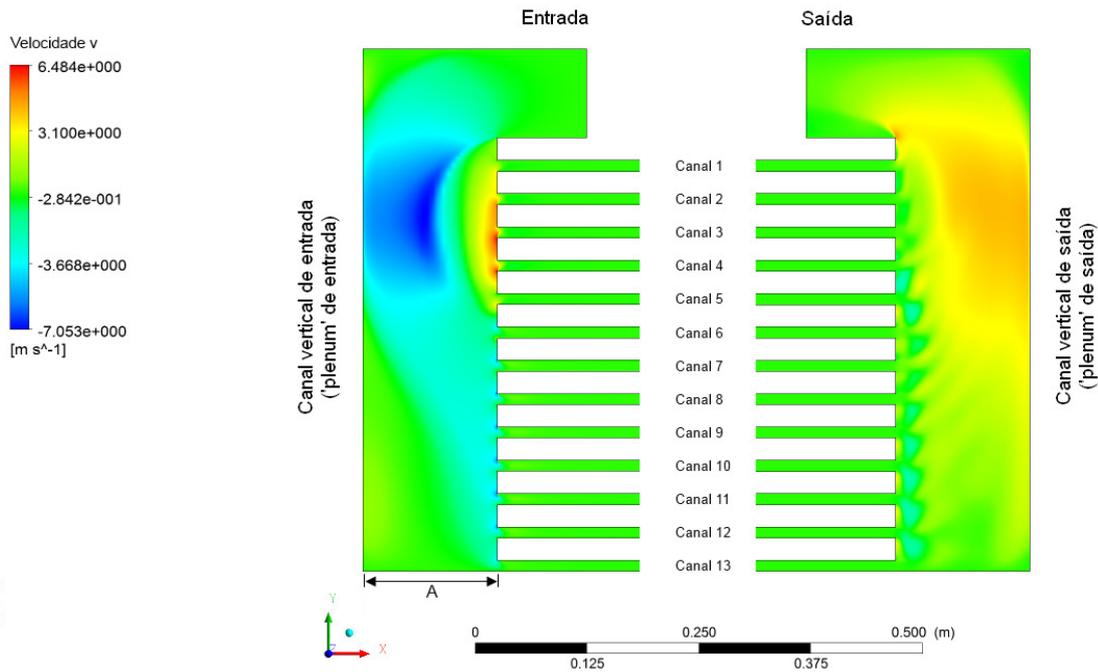
Outra consequência do vórtice formado na região de entrada dos canais 1 a 4 pode ser visualizada com maior clareza nas Figura 5.5 e 5.6, onde são apresentados os valores da distribuição da componente  $v$  da velocidade no interior da geometria. Desta forma, na região do 'plenum' de entrada é observado um aumento da componente  $v$  da velocidade devido ao estreitamento do canal (nesta região ocorrem as máximas velocidades no interior do secador). Por outro lado, na entrada dos canais superiores, 1 a 4, notam-se valores positivos para a componente  $v$  da velocidade indicando um escoamento em sentido contrário ao desejado, caracterizando uma região de recirculação.

Figura 5.5 – Distribuição da componente  $v$  da velocidade no interior da geometria de referência.



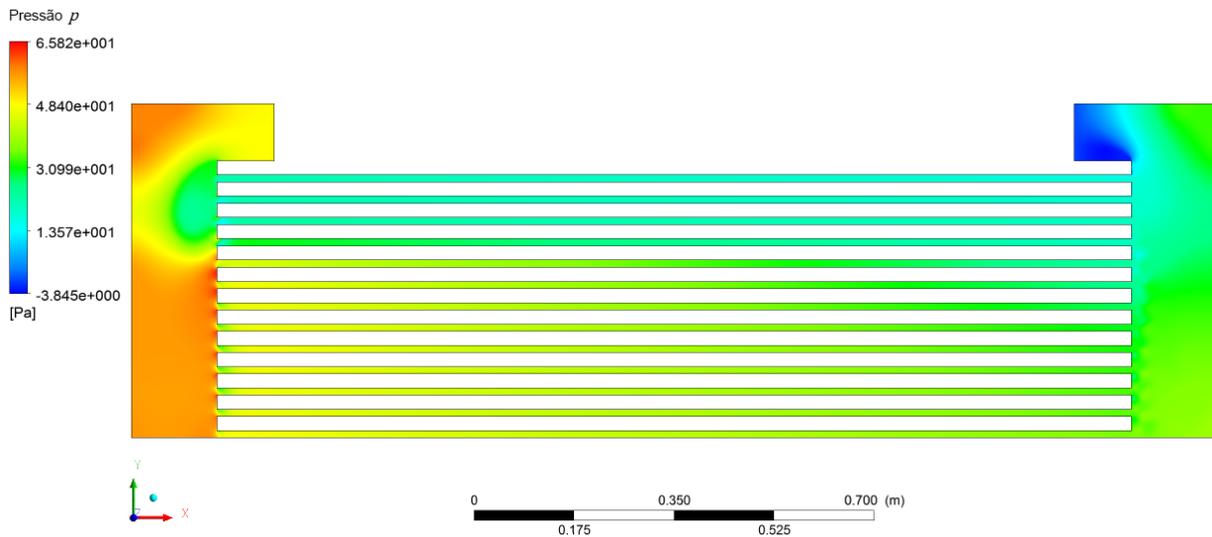
Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.6 - Vista em detalhe da distribuição da componente  $v$  da velocidade nas regiões de entrada e saída da geometria de referência.



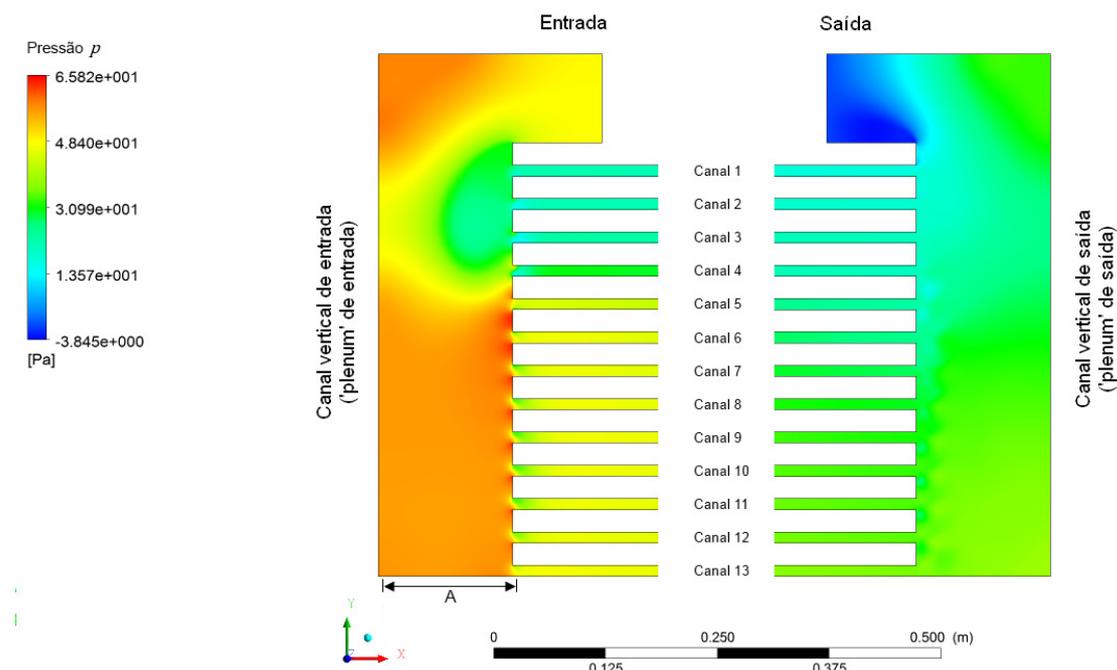
Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.7 - Distribuição da pressão estática relativa  $p$  no interior da geometria de referência.



Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.8 - Vista em detalhe da distribuição da pressão estática relativa  $p$  nas regiões de entrada e saída da geometria de referência.



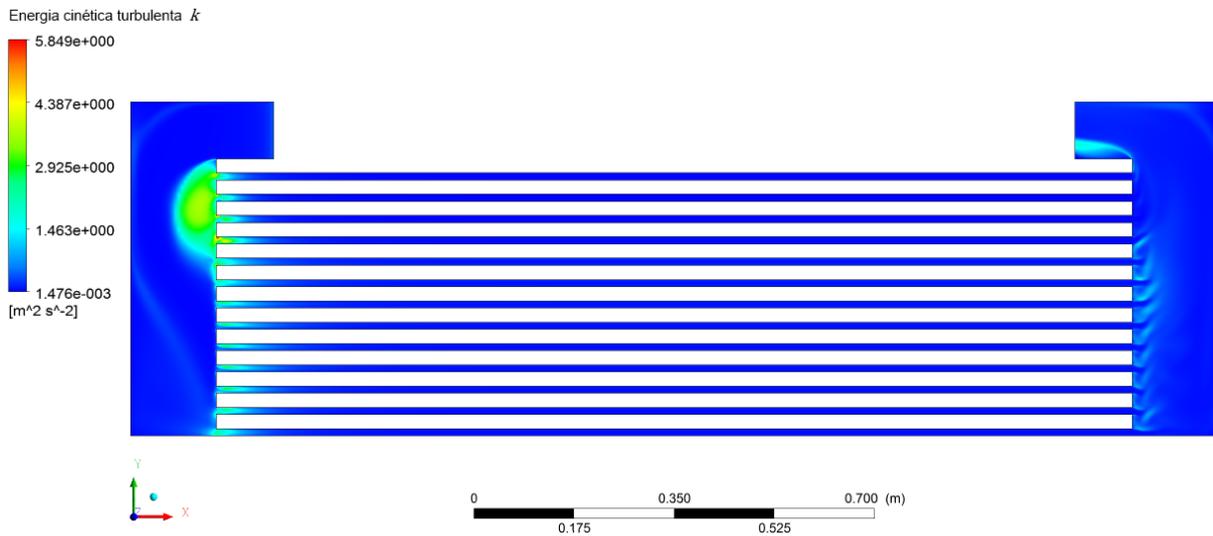
Fonte: produção do próprio autor.

Os resultados obtidos para a distribuição da pressão estática relativa no interior da geometria são apresentados nas Figura 5.7 e 5.8. O vórtice formado na região de entrada dos canais 1 a 4 gera uma região de baixa pressão no ‘*plenum*’ de entrada. Por outro lado, o ‘*plenum*’ de saída apresenta valores de pressão estática menores devido à elevada perda de carga do escoamento no interior dos canais formados pelas placas de madeira. Finalmente, é importante salientar que a pressão estática média no plano de saída do secador foi fixada em zero. Desta forma, todos os valores apresentados nas Figuras 5.7 e 5.8 representam a diferença entre a pressão estática num dado local em relação à saída.

Como a análise apresentada neste trabalho considera um escoamento turbulento, é de extrema importância o estudo de aspectos relacionados às grandezas turbulentas. Dentro deste contexto, nas Figura 5.9 e 5.10 são apresentadas as distribuições da energia cinética turbulenta,  $k$ , no interior da geometria do secador. O principal aspecto consiste em observar as regiões no interior da geometria onde ocorre a máxima produção de energia cinética turbulenta, a saber: (i) a região do vórtice formado na quina do ‘*plenum*’ de entrada, (ii) as regiões de entrada de todos os canais formados pelas placas de madeira e (iii) as regiões próximas a descarga de todos os canais onde ocorre um escoamento tipo jato com intensa mistura entre camadas cisalhantes. Estes resultados são fisicamente consistentes (de forma qualitativa), uma vez que regiões onde

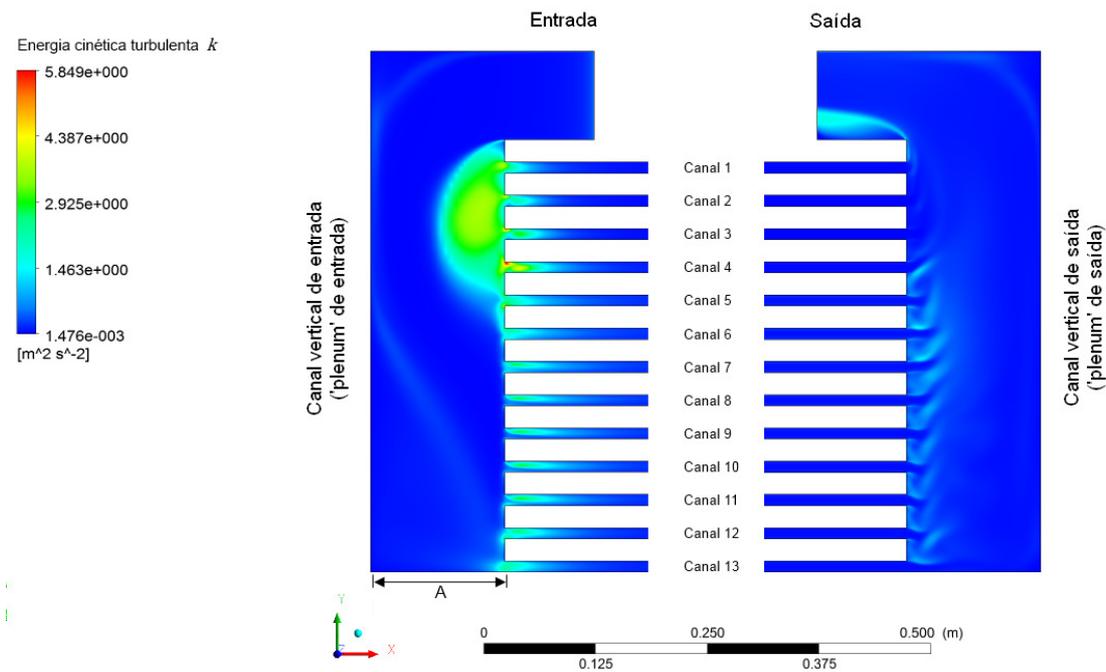
ocorrem quinas, desenvolvimento de camadas limite ou mistura entre camadas de cisalhamento são locais que apresentam elevada atividade turbulenta.

Figura 5.9 - Distribuição da energia cinética turbulenta  $k$  no interior da geometria de referência.



Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.10 - Vista em detalhe da distribuição da energia cinética turbulenta  $k$  nas regiões de entrada e saída da geometria de referência.



Fonte: produção do próprio autor.

Finalmente, como uma forma de avaliar a não uniformidade do escoamento no interior dos canais, são apresentados os valores das velocidades médias na seção de entrada de cada canal,  $\bar{u}$ , e a variação de pressão estática entre a entrada e a saída dos canais formados pelas placas de madeira,

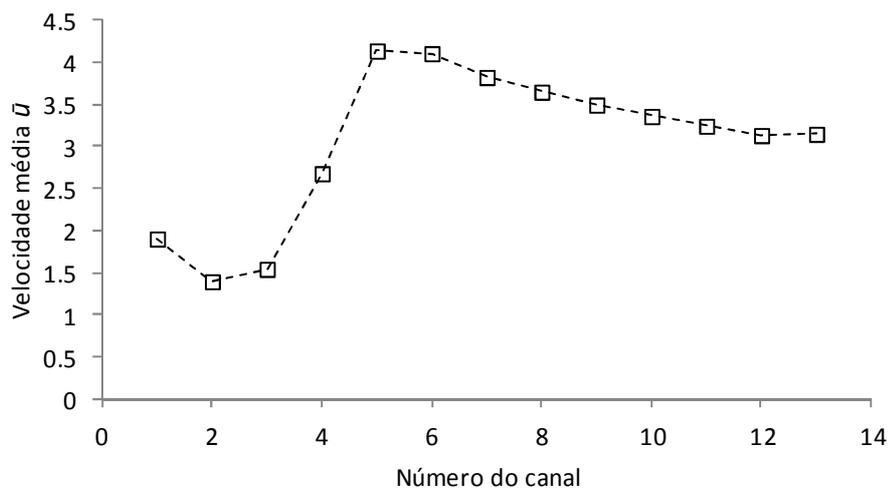
$$\Delta\bar{p}_c = \bar{p}_{ec} - \bar{p}_{sc}, \quad (5.1)$$

onde

$$\bar{p} = \frac{1}{A_n} \int p dA_n. \quad (5.2)$$

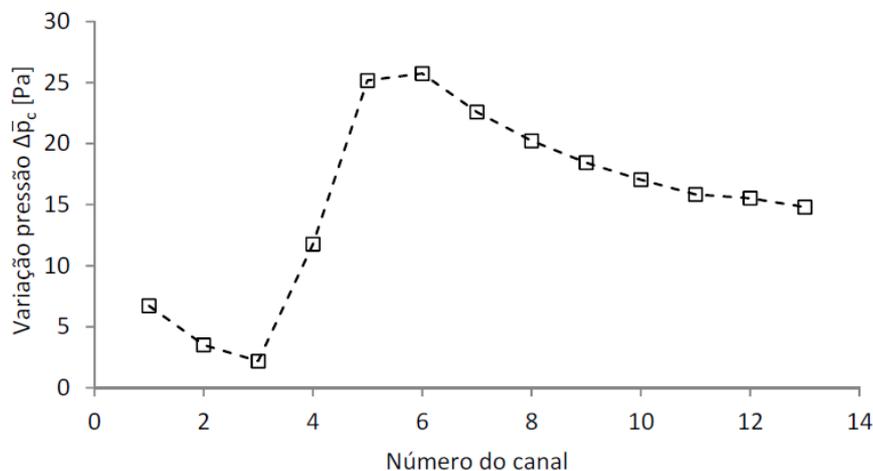
É importante salientar, que a variação de pressão expressa pela Equação 5.1 representa a perda de carga no interior de cada canal. Desta forma, ao analisarem-se os resultados das Figuras 5.11 e 5.12 constata-se os seguintes aspectos relevantes: (i) inicialmente, destaca-se que a distribuição de velocidade média nos canais é similar ao caso analisado no capítulo de validação. Novamente, constata-se que os canais com velocidades médias menores (canais 1 a 4) coincidem com a região do vórtice (na Figura 5.2 pode ser observado que o centro do vórtice está localizado exatamente entre os canais 2 e 3); (ii) A variação de pressão no interior dos canais segue a mesma tendência da curva de velocidades, a saber: o gradiente de pressão é a força motriz para o escoamento. Desta forma, quanto maior a velocidade média no interior de um canal, maior é a perda de carga.

Figura 5.11 - Velocidade média,  $\bar{u}$ , nos canais formados pelas placas de madeiras na geometria de referência.



Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.12 - Variação de pressão estática média nos canais do secador de madeira.



Fonte: produção do próprio autor.

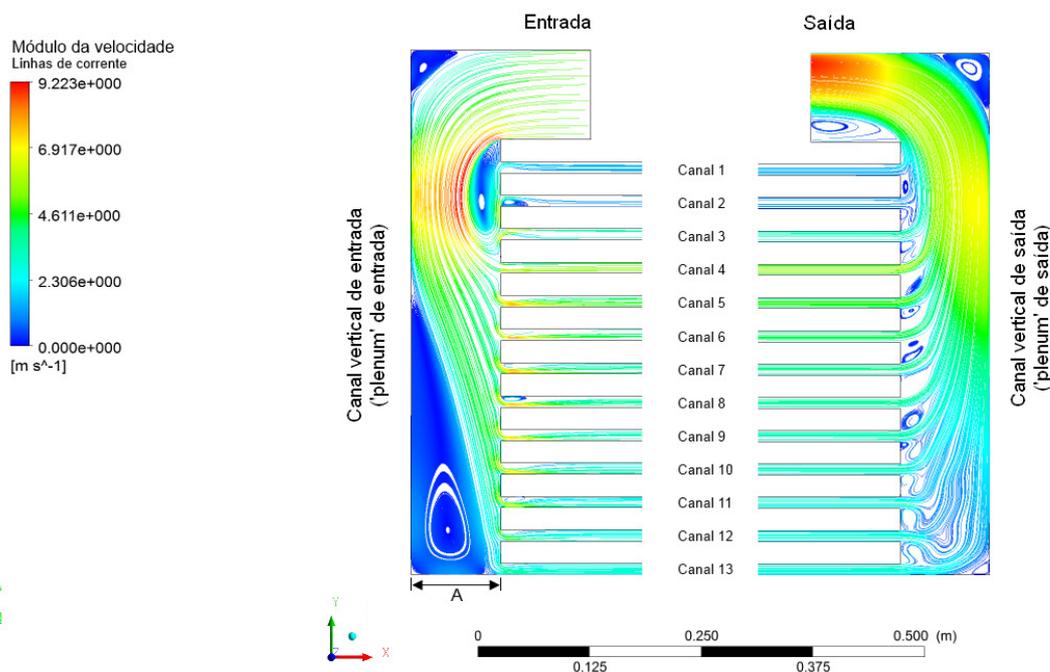
## 5.2 INFLUÊNCIA DA LARGURA DOS CANAIS DE ENTRADA E SAÍDA (LARGURA DO 'PLENUM')

Com o intuito de avaliar a influência da largura do 'plenum' na topologia do escoamento, realizaram-se novas simulações utilizando geometrias com valores do parâmetro  $A$  iguais a 0,1 e 0,3 m (ver ilustração da dimensão  $A$  na Figura 4.4). As condições de contorno e os outros

valores dos parâmetros geométricos foram mantidos iguais ao caso de referência (onde  $A = 0,15$  m). As malhas geradas obedeceram as mesmas diretrizes da geometria de referência, com espaçamento uniforme na direção Y e estiramento de 10% na direção X (as malhas possuem 392196 e 462364 pontos, respectivamente).

Na Figura 5.13 são apresentadas as linhas de corrente e o módulo da velocidade para a geometria com largura de 'plenum'  $A = 0,1$  m. Inicialmente, observa-se que a topologia do escoamento, apesar de semelhante qualitativamente ao caso da geometria de referência (ver Figura 5.2), possui diferenças importantes. Em decorrência do estreitamento do 'plenum' de entrada, o vórtice que se forma na quina possui o tamanho reduzido, bem como sua localização foi alterada, a saber: o centro do mesmo não se encontra entre os canais 2 e 3, mas sim na entrada do canal 2. Outra consequência da redução da largura do 'plenum' está relacionada às velocidades máximas encontradas no interior da geometria: houve um incremento na velocidade máxima em torno de 18% devido à redução da área de passagem efetiva do escoamento. Por outro lado, a topologia do escoamento na região do 'plenum' de saída da geometria não sofreu alterações significativas em relação ao caso de referência.

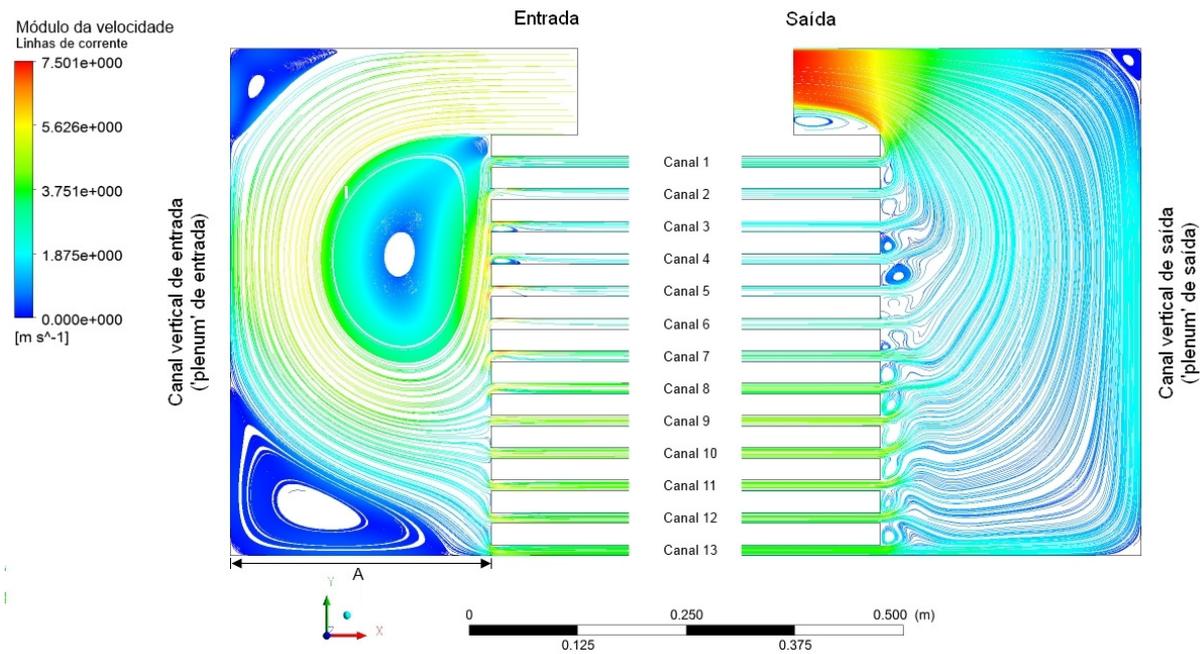
Figura 5.13 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria para o 'plenum' de 0,1 m.



Fonte: produção do próprio autor.

Na Figura 5.14 são apresentadas as linhas de corrente e o módulo da velocidade obtidos para a geometria com largura de ‘*plenum*’  $A = 0,3$  m. É possível notar que neste caso ocorre a formação de um grande vórtice na região do ‘*plenum*’ de entrada, porém, o centro do mesmo encontra-se mais afastado da seção de entrada dos vários canais do secador.

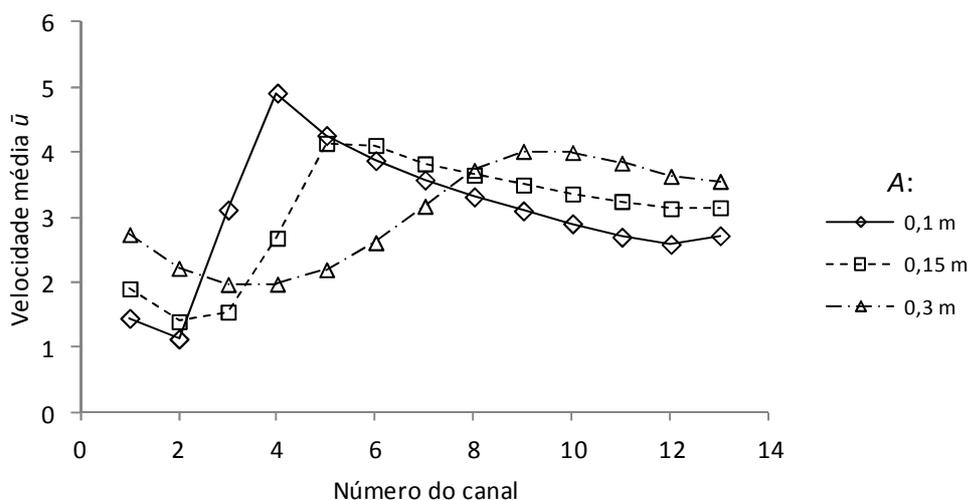
Figura 5.14 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria para o ‘*plenum*’ de 0,3 m.



Fonte: produção do próprio autor.

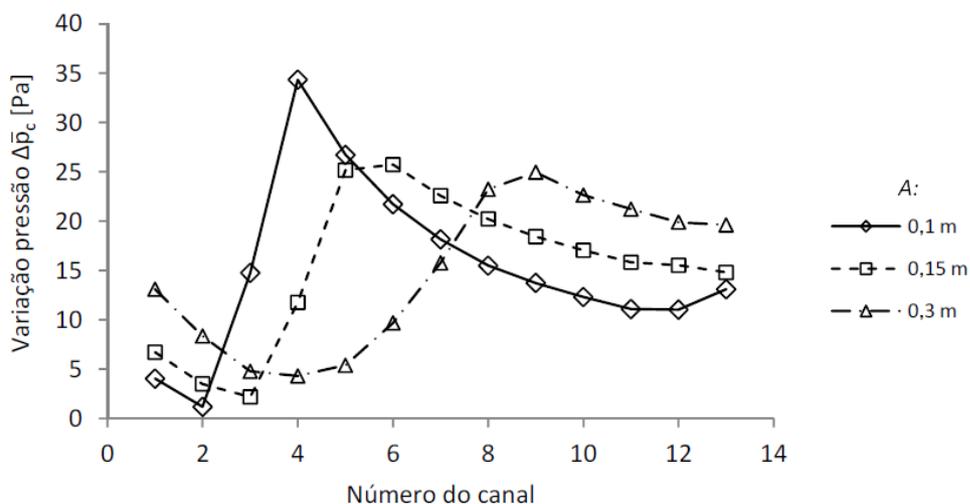
Finalmente, visando analisar os efeitos da largura do ‘*plenum*’ sobre a uniformidade do escoamento no interior dos vários canais, são apresentados nas Figura 5.15 e 5.16 os resultados para as velocidades médias,  $\bar{u}$ , e para as variações de pressão estática média,  $\Delta\bar{p}_c$  (ver Equação 5.1). De acordo com os resultados, verifica-se claramente que quanto menor a largura do ‘*plenum*’, maior será a diferença encontrada entre os pontos mínimo e máximo, tanto para as velocidades médias quanto para a variação de pressão no interior dos canais. Desta forma conclui-se que para uma geometria hipotética onde a largura do ‘*plenum*’ fosse infinita ter-se-ia um escoamento praticamente uniforme nos canais (variação de velocidades médias pequenas entre os canais).

Figura 5.15 – Velocidade média,  $\bar{u}$ , nos canais formados pelas placas de madeiras nas geometrias testadas.



Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.16 - Variação de pressão estática nos canais do secador de madeira para as três geometrias testadas.



Fonte: produção do próprio autor.

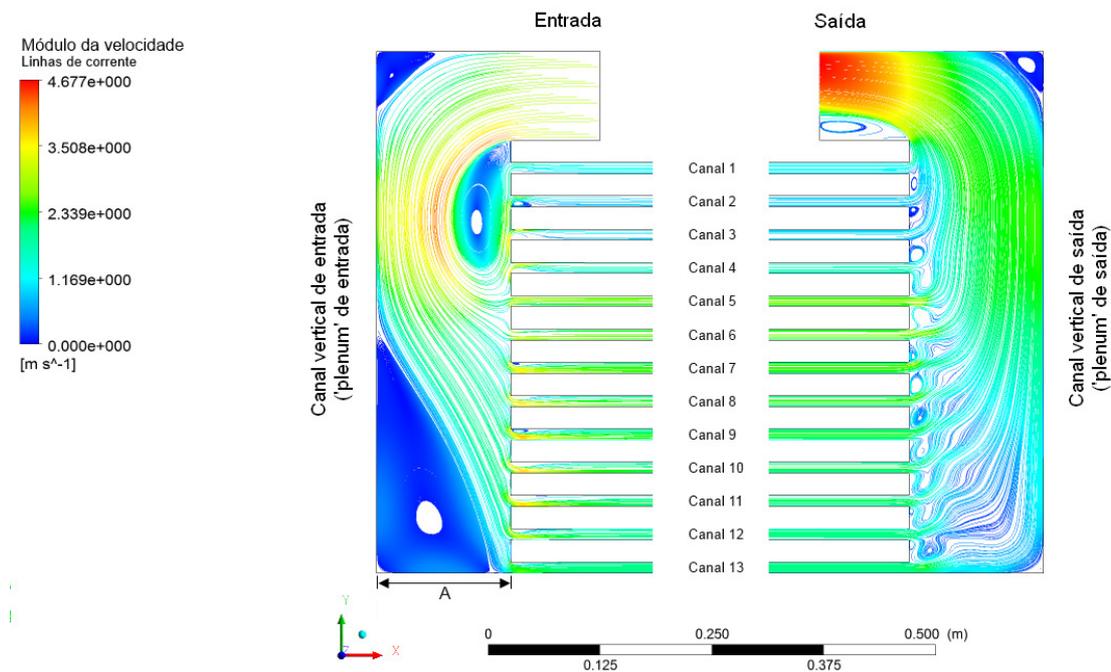
### 5.3 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DE ENTRADA, $u_e$

A segunda variável analisada no estudo paramétrico consistiu em alterar o valor da velocidade de entrada,  $u_e$ , verificando os efeitos sobre a topologia do escoamento. Desta forma realizaram-se novas simulações para três valores distintos de velocidade,  $u_e = 3, 7$  e  $9 \text{ m s}^{-1}$ ,

comparando posteriormente os resultados obtidos ao caso padrão,  $5 \text{ m s}^{-1}$ , para a geometria de referência. Os principais resultados indicando a topologia do escoamento estão representados nas Figuras 5.17 a 5.19.

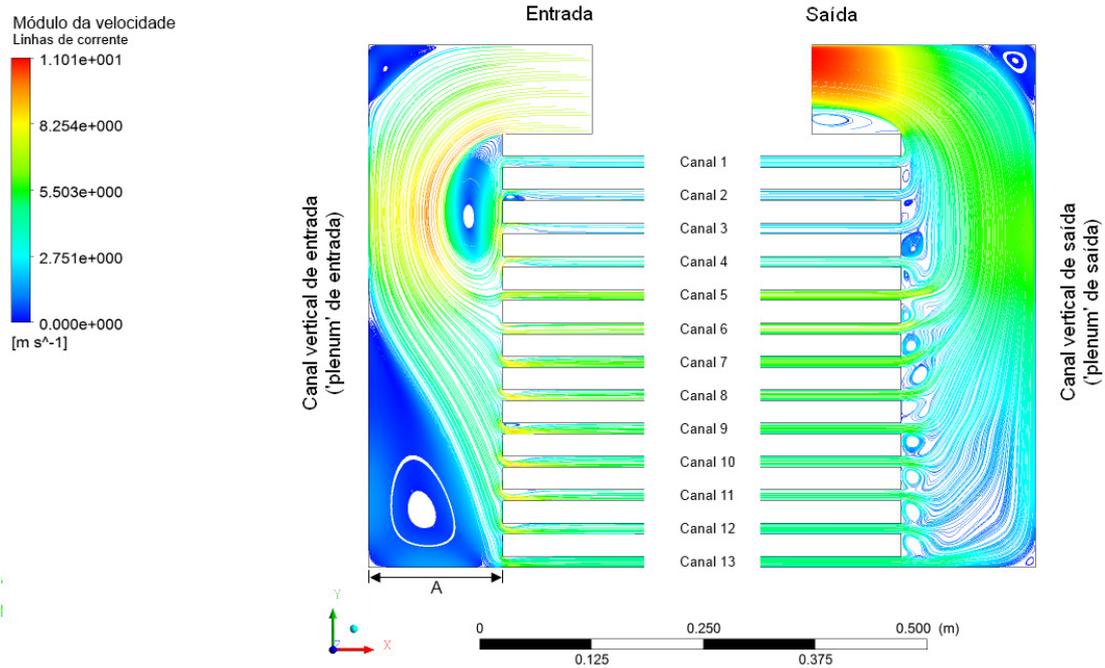
Na Figura 5.17 apresentam-se as linhas de corrente e o módulo da velocidade obtidos para uma velocidade de entrada,  $u_e = 3 \text{ m s}^{-1}$ . As velocidades de  $7$  e  $9 \text{ m s}^{-1}$  são apresentadas nas Figura 5.18 e 5.19. A partir da análise das figuras tem-se clara evidência que não existem diferenças significativas na topologia do escoamento para as velocidades simuladas.

Figura 5.17 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência, ‘plenum’ de  $0,15 \text{ m}$ , com  $u_e = 3 \text{ m/s}$ .



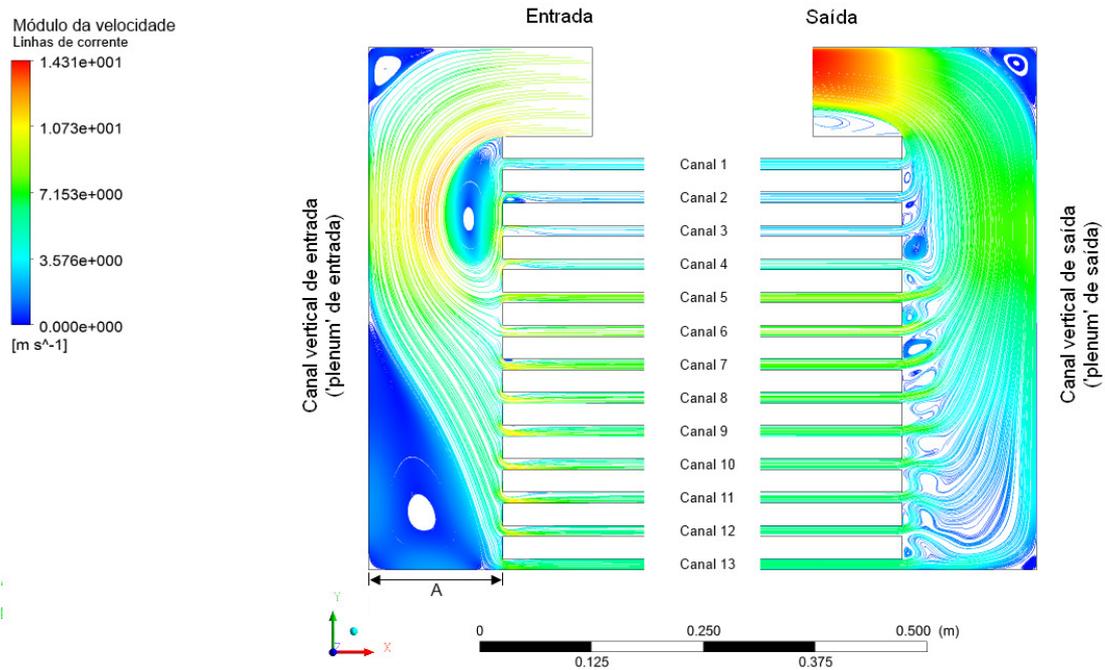
Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.18 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência, 'plenum' de 0,15 m, com  $u_e = 7$  m/s.



Fonte: produção do próprio autor.

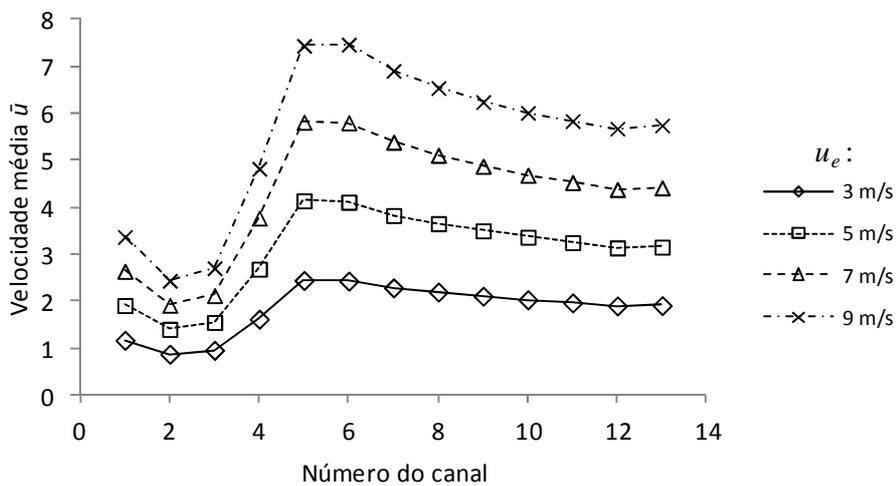
Figura 5.19 – Linhas de corrente e o módulo da velocidade no interior da geometria de referência, 'plenum' de 0,15 m, com  $u_e = 9$  m/s.



Fonte: produção do próprio autor.

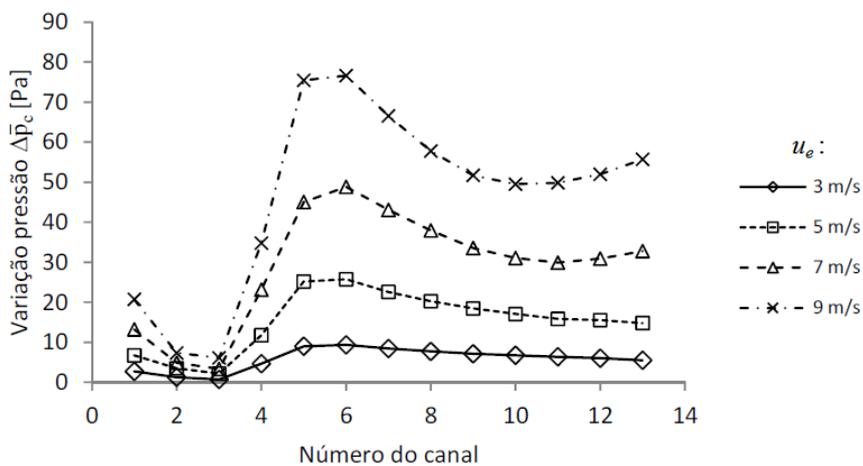
Por outro lado, visando compreender melhor a influência da velocidade de entrada na uniformidade do escoamento no interior do secador, são apresentadas nas Figura 5.20 e 5.21 os valores para as velocidades médias,  $\bar{u}$ , e variação de pressão estática nos canais,  $\Delta\bar{p}_c$ , respectivamente. De acordo com os resultados apresentados na Figura 5.20, nota-se claramente que as curvas apresentam semelhança, porém para a velocidade de  $3 \text{ m s}^{-1}$  o escoamento apresenta uma menor variação entre os pontos de mínimo e máximo (maior uniformidade). Um comportamento similar pode ser observado na Figura 5.21 para a variação de pressão estática, isto é: velocidades maiores nos canais são consequência direta de uma maior variação de pressão entre a entrada e saída dos canais.

Figura 5.20 - Velocidade média,  $\bar{u}$ , nos canais no interior do secador de madeira para as quatro velocidades.



Fonte: produção do próprio autor.

Figura 5.21 – Variação de pressão no canais no interior do secador de madeira para as quatro velocidades.



Fonte: produção do próprio autor.

Finalmente, como uma forma de avaliar todos os resultados obtidos para as variáveis estudadas, largura do *'plenum'* e velocidade de entrada,  $u_e$ , apresentam-se na Figura 5.22 as curvas de perda de carga global no secador como função da vazão,

$$\Delta\bar{p}_g = \frac{\bar{p}_{es} - \bar{p}_{ss}}{\rho}, \quad (5.3)$$

onde  $\bar{p}$  é a pressão estática média (Equação 5.2) avaliada entre a entrada e a saída do secador. Por outro lado, a vazão é calculada por

$$Q = u_e S_e, \quad (5.4)$$

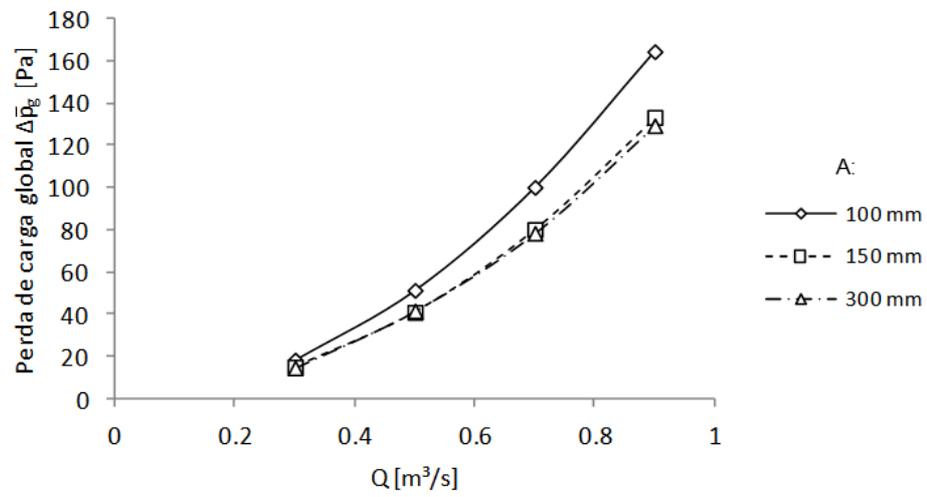
sendo a área de entrada dada por

$$S_e = El. \quad (5.5)$$

Na expressão anterior  $E$  representa a altura do canal de entrada (ver Figura 4.4) sendo  $l$  a profundidade do secador (neste trabalho foi assumido uma profundidade unitária).

Analisando os resultados da Figura 5.22 é possível extrair as seguintes conclusões: (i) a perda de carga global aumenta com o incremento da vazão (velocidade) para os três valores da largura de *'plenum'* analisados (comportamento esperado); (ii) Analisando o efeito da largura do *'plenum'*, percebe-se claramente que a perda de carga global é maior para  $A = 0,1$  m e praticamente constante para as outras duas larguras investigadas. Todavia vale destacar que, apesar da perda global do sistema para os valores do *'plenum'*  $A = 0,15$  e  $0,3$  m serem praticamente iguais, observa-se que a topologia do escoamento (ver Figuras 5.2 e 5.14), bem como a distribuição de velocidades médias nos canais (ver Figura 5.15), são completamente diferentes. Este aspecto é de grande importância no projeto de secadores, visto que pode conduzir a uma interpretação errônea dos resultados se apenas for observada uma das informações, perda de carga global do sistema ou topologia do escoamento.

Figura 5.22 - Perda de carga global entre a entrada e saída do secador.



Fonte: produção do próprio autor.

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste trabalho foi apresentada a simulação numérica de um escoamento turbulento no interior de uma geometria que modela um secador de madeira. As simulações foram realizadas utilizando o programa comercial ANSYS® CFX, onde o objetivo principal foi avaliar a topologia do escoamento no interior da geometria e analisar a influência da: largura do ‘*plenum*’ e da velocidade de entrada. As principais conclusões desta análise física estão apresentadas a seguir:

(i) Efeito da largura do ‘*plenum*’ na topologia do escoamento: observou-se que este parâmetro tem influência direta no nível de uniformidade do escoamento no interior dos canais formados pelas placas de madeira. Foi determinado que a largura do ‘*plenum*’ é um dos fatores que estabelece o tamanho e a localização do vórtice gerado após a quina de entrada. Com base nos resultados, conclui-se que para valores da largura de ‘*plenum*’ menores são encontrados maiores gradientes para a velocidade média  $\bar{u}$ , e a variação de pressão,  $\Delta\bar{p}_c$ , nos canais (conforme resultados das Figuras 5.15 e 5.16). Outro aspecto importante relacionado com a largura do ‘*plenum*’ é a perda de carga global no sistema (resultados apresentados na Figura 5.22). Observa-se, claramente, que a perda de carga é maior para o ‘*plenum*’ de 0,1m, enquanto que para os valores de ‘*plenum*’ de 0,15 e 0,3m a mesma não apresenta diferenças significativas. Vale destacar que, apesar dos resultados encontrados para a perda de carga para as larguras de ‘*plenum*’ de 0,15 e 0,3m serem praticamente iguais, deve-se ter em mente que se tratam de duas topologias de escoamento diferentes.

(ii) Efeito da velocidade de entrada: percebeu-se que a topologia do escoamento não apresenta diferenças significativas para as velocidades simuladas. Destaca-se, porém, que as velocidades médias,  $\bar{u}$ , e a variação de pressão,  $\Delta\bar{p}_c$ , nos canais formados pelas placas de madeira apresentam menores gradientes para a velocidade de 3 m s<sup>-1</sup> em relação às outras velocidades simuladas (ver Figuras 5.20 e 5.21), o que indica uma maior uniformidade do escoamento. Em relação à perda de carga global do secador, os resultados obtidos indicaram o comportamento esperado, isto é: maiores velocidades (vazões elevadas) apresentam maior perda de carga independente da largura do ‘*plenum*’.

(iii) Posição do vórtice após a quina da entrada: conforme resultados encontrados, uma das principais causas para a não uniformidade do escoamento no interior do secador é a posição do vórtice gerado após a quina de entrada. Neste trabalho foi demonstrado que a localização e abrangência do vórtice dependem de fatores como a largura do ‘*plenum*’,  $A$ , e a distância entre o

canal de entrada e o primeiro canal de escoamento, E, (ver Figuras 4.4 e 4.9). Conforme foi discutido anteriormente, constatou-se que este vórtice tem influência direta na distribuição das velocidades no interior do secador sendo seus efeitos mais perceptíveis nas proximidades de sua localização, a saber, nos canais superiores.

## 6.1 SUGESTÕES

O presente trabalho teve como objetivo contribuir para o entendimento de escoamentos turbulentos no interior de secadores de madeira. Entretanto trata-se de uma primeira abordagem que necessita ser continuada. Na visão do autor, os principais pontos a serem investigados numa próxima etapa da pesquisa são:

- (i) Soluções para o vórtice após a quina da entrada: em relação ao vórtice formado na região da quina de entrada, faz-se necessário realizar estudos mais aprofundados com o objetivo de minimizar os efeitos do mesmo sobre a distribuição das velocidades no interior do secador.
- (ii) Estudo do processo de secagem: faz-se necessário, após esta primeira abordagem, avaliar os processos da difusão de calor e massa no interior das placas de madeira de forma acoplada com a análise do escoamento.
- (iii) Escoamento tridimensional: para se verificar os reais efeitos das alterações propostas faz-se necessário avaliar o escoamento tridimensional. Estes resultados podem vir a contribuir para o desenvolvimento de soluções para o problema da não uniformidade do escoamento no interior do secador.

## REFERÊNCIAS

ANSYS. ANSYS CFX® Release 11.0 Manual. 2007.

CHANDRA MOHAN, V.P.; TALUKDAR, P. **Three dimensional numerical modeling of simulations heat and moisture transfer in a moist object subjected to convective drying.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 53, p. 4638-4650, 2010.

HIRSCH, CH. **Numerical computation of internal and external flows.** 2nd ed. Massachusetts, EUA: Elsevier, 2009.

KADEM, S.; LACHEMET, A.; YOUNSI, R.; KOCAEFE, D. **3d – Transient modeling of heat and mass transfer during heat treatment of wood.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 38, p. 717-722, 2011.

KAYA, A.; AYDM, O.; DINCER, I. **Heat and mass transfer modeling of recirculating flows during air drying of moist objects for various dryer configurations.** Numerical Heat Transfer, v. 53, n. 1, p. 18-34, 2008.

KAYA, A.; AYDM, O.; DINCER, I. **Numerical modeling of heat and mass transfer during forced convection drying of rectangular moist objects.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 49, p. 3094-3103, 2006.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. **The Numerical Computation of Turbulent Flows.** Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, v. 3, p. 269-289, 1974.

LEDIG, S. F.; NIJDAM, J. J.; KEEY, R. B. **Airflow distributions in the fillet spaces of a timber stack.** Drying Technology, v.19, n. 8, p.1697-1710, 2001.

LU, T.; SHEN, S.Q. **Numerical and Experimental Investigation of Paper Drying: Heat and Mass Transfer with Phase Change in Porous Media.** Applied Thermal Engineering, v. 27, p. 1248-1258, 2007.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MANSOUR, N. M.; KIM, J.; MOIN, P. **Reynolds Stress and Dissipation Rate Budgets in Turbulent Channel Flow.** Journal of Fluid Mechanics, v. 194, p. 15-44, 1988.

NIJDAM, J.J.; KEEY, R.B. **Airflow behavior in timber (lumber) kilns.** Drying Technology, v. 17, p. 1511-1522, 1999.

NIJDAM, J.J.; KEEY, R.B. **An experimental study of airflow in lumber kilns.** Wood Science

and Technology, v. 36, n. 1, p. 19-26, 2002.

NIJDAM, J.J.; KEEY, R.B. **The influence of kiln geometry on flow maldistribution across timber stacks in kilns.** Drying Technology, v. 18, n. 8, p. 1865-1877, 2000.

OBERKAMPF, .L.; TRUCANO, T.G. **Verification and Validation in Computacional Fluid Dynamics.** Progress in Aerospace, v.38, p. 209-272, 2002.

PANG, S. **External heat and mass transfer coefficients for kiln drying of timber.** Drying Technology, v. 14, n. 3-4, p.859-871, 1996.

PERIC, M.; KESSLER, R.; SCHEUERER, G. **Comparison of finite Volume Numerical Methods with Staggered and Colocated Grids.** Computers and Fluids, v. 16,p. 389-403, 1988.

PERRÉ, P.; KEEY, R.B. Drying of Wood : Principles and practices. **Handbook of Industrial Drying.** 3rd ed. New York, EUA: CRC Press, 2006.

POSSAMAI, D.G.; ZDANSKI, P.S.B.; VAZ JUNIOR, M.; GARGIONI, G.T. Simulação numérica do escoamento turbulento em secadores: Aplicações no processo de beneficiamento de madeira. In: Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, 7., 2013, Itatiaia, RJ. **Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação.** Rio de Janeiro: ABCM, 2013.

RHIE, C. M.; CHOW, W. L. **Numerical Study of the Flow Past an Airfoil with Trailing-Edge Separation.** AIAA Journal, v. 21, n.11, p. 1525-1532, 1983.

RIEPEN, M.; PAARHUIS, B. Analysis and optimization of the airflow distribution in convection kilns. In: 1st COST Action E15 Wood Drying Workshop, 1999, Edinburg. **Proceedings of the COST-E15 Workshop.** Edinburg.

VASCONCELLOS, J.F.V.; MALISKA,C.R. **A Finite-Volume Method based on Voronoi discretization for fluid flow problems.** Numerical Heat Transfer, v. 45, n. 4, p. 319-342, 2004.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD.** La Canáda, EUA: DCW Industries, 1998.

YOUNSI, R.; KOCAEFE, D.; PONCSAK, S.; KOCAEFE, Y. **Computational and experimental analysis of high temperature thermal treatment of Wood based on ThermoWood Technology.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 37, p. 21-28, 2010.

ZDANSKI, P. S. B. **Desenvolvimento de um Método Numérico para Cálculo de Escoamentos Incompressíveis:** Aplicação na Análise da Troca de Calor em Cavidades Rasas. 2003. Tese de doutorado, ITA, São José dos Campos.

ZDANSKI, P.S.B. ; VAZ JUNIOR, M. ; CERQUEIRA, R. F. L. ; GARGIONI, G. T. ;

POSSAMAI, D. G. ; AMARAL, F. R. ; CAVALI, D. Simulação numérica do acoplamento entre os processos de difusão de calor e massa em regime transiente. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 7., 2012, São Luís, MA. **Anais do VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**. Rio de Janeiro: ABCM, 2012. P. 1-10.