

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e Materiais-  
PPGEM

Modelamento Matemático do Escoamento do Aço num Distribuidor de Lingotamento Contínuo

Fernanda Bordin

Dissertação para obtenção do título de Mestre  
em Engenharia

Porto Alegre  
2001

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais-  
PPGEM

Modelamento Matemático do Escoamento do Aço num Distribuidor de Lingotamento Contínuo

Fernanda Bordin  
Engenheira Metalúrgica

Trabalho desenvolvido no Centro de Tecnologia da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGEM, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de concentração: Metalurgia Extrativa / Tecnologia Mineral

Porto Alegre  
2001

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, na área de concentração de Metalurgia Extrativa / Tecnologia Mineral – Modelamento Matemático e aprovada em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: Professor Dr. Antônio Cezar Faria Vilela

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Rodolfo Morales

Dr. Luis Augusto Colembergue Klujszo

Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Prof. Dr. Antônio Cezar Faria Vilela

Prof. Dr. Jair Carlos Koppe

Coordenador do PPGEM

Dedico este estudo ao aperfeiçoamento da ciência e tecnologia  
E aos meus pais Madia Perazzolo Bordin e Secundino Antônio Bordin

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr-Ing. Antônio C. F. Vilela pela orientação e motivação recebida durante todo o período de mestrado.

Ao Mestre Leonardo B. Trindade pela valiosa aprendizagem em modelos numéricos, crédito, confiança e paciência, indispensável para o bom andamento e desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas de trabalho do Centro de Super Computação – CESUP pelo aprendizado, e ao próprio CESUP pelo apoio técnico.

Aos Engenheiros e funcionários da GERDAU - Aços Finos Piratini, em especial ao engenheiro André Wollmann pela disponibilidade e colaboração para que este estudo mostrasse aplicações práticas.

A CAPES pela bolsa de estudos oferecida para realização de tais estudos.

Aos estagiários Michele e Tiago que tiveram uma grande participação na construção do modelo matemático pela sua dedicação e seriedade.

Aos estagiários do Laboratório de Siderurgia, em especial aos do Modelamento matemático: Ricardo, Rafael, Elton e Ernesto.

A todos os pesquisadores do Laboratório de Siderurgia que de uma forma ou de outra deram seu apoio e amizade.

Ao meu namorado Rian Zatti pela paciência, carinho e estímulo nos últimos meses de trabalho.

A minha irmã Renata pela compreensão e companheirismo.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	VIII.
LISTA DE TABELAS.....	XII
LISTA DE FLUXOGRAMAS.....	XII
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS.....	XV
RESUMO.....	XV
ABSTRACT.....	XVI
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1. Introdução.....	4
2.2. Modelo Matemático.....	5
2.2.1. Fundamentos Computacionais.....	5
2.2.2. Escoamento do fluido.....	10
2.2.2.1. Modelos Isotérmicos.....	10
2.2.2.2. Modelo com Transferência de calor.....	14
2.2.2.3. Distribuição dos tempos de residência – DTR.....	20
3. MATERIAIS E MÉTODOS .....	27
3.1 Procedimento Numérico.....	27
3.2 Distribuidor e Geometrias Analisadas.....	30
3.3 Variáveis Analisadas.....	34
3.4 Validação Matemática: Comparação com o modelo físico e medidas realizadas na usina.....	40
4. RESULTADO E DISCUSSÕES.....	43
4.1 Validação do Modelo Matemático.....	43
4.1.1 Validação Através dos Perfis de Velocidade e Trajetória do Escoamento.....	43
4.1.2 Validação Através dos Perfis de Temperatura.....	47
4.2. Perfil de Velocidade.....	48

4.2.1 Influência dos Modificadores de Fluxo e da Vazão na Trajetória e Velocidade do Fluido sem Transferência de Calor - Vazão 6,0 m <sup>3</sup> /h x Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	48
4.2.2 Influência dos Inibidores de Turbulência na Velocidade e Trajetória do Fluido sem Transferência de Calor para Vazão de 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	53
4.2.3 Influência da Transferência de Calor no Escoamento Utilizando Diferentes Modificadores de Fluxo - Vazão de 8.1 m <sup>3</sup> /h.....	55
4.3 Energia Cinética de Turbulência.....	69
4.3.1 Influência dos Modificadores de Fluxo e da Vazão:Vazão 6,0 m <sup>3</sup> /h x Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	69
4.3.2 Inibidor de Turbulência Tipo 1 x Inibidor de Turbulência Tipo 2 -Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h .....	72
4.3.3 Influência do Aumento do Diâmetro da Válvula Longa.....	73
4.4 Perfil de Temperatura.....	75
4.4.1 Influência das Perdas Térmicas e Modificadores de Fluxo ou Inibidores de Turbulência para Vazão de 8.1 m <sup>3</sup> /h - Maior Perda Térmica x Menor Perda Térmica.....	75
4.4.2 Influência da Vazão no Distribuidor sem e com Modificadores de Fluxo para Maiores Perdas Térmicas :Vazão 6,0 m <sup>3</sup> /h x Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	80
4.4.3 Comparação entre os Modificadores de Fluxo, Inibidores de Turbulência e Tipos de Válvulas para Vazão de 8.1 m <sup>3</sup> /h e Maior Perda Térmica.....	84
4.4.3.1 Modificadores de fluxo: Barreira 1 x Barreira 2.....	84
4.4.3.2 Inibidores de turbulência: Tipo 1 x Tipo 2.....	85
4.4.3.3 Influência do Aumento da Válvula Longa: 65 mm x 85 mm.....	86
4.5 Determinação dos Tempos de Residência e Volumes Característicos Através de Curvas de Distribuição de Tempo de Residência – DTR.....	88
4.5.1 Curvas DTR – Modelo Físico x Modelo Matemático.....	88
4.5.2 Análise das Curvas de Distribuição de Tempo de Residência nos Modelos Físico e Matemático Através da Comparação dos Tempos de Residência e Volumes característicos.....	94
5. CONCLUSÕES.....	98
SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	102
ANEXO.....	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	108

## LISTA DE FIGURAS

1- Diferentes designers de inibidores de turbulência e modificadores de fluxo apresentados por Morales et al.....	14
2- Curvas de temperatura em função do tempo para o distribuidor sem modificador de fluxo segundo Chakraborty S. e Sahai Y (1992).....	19
3- Desvios encontrados nos estudos de DTR por Lowry M. L. e Sahai Y. do distribuidor DELTA-T, com barreira com furos, entre o distribuidor atual, modelado física e matematicamente, a) Válvula externa, b) Válvula longa interna.....	23
4- Detalhe da malha estruturada para metade do distribuidor com inibidor de turbulência.....	28
5- Processo L.C., válvulas utilizadas e distribuidor DELTA-T.....	30
6- Distribuidor de lingotamento contínuo tipo DELTA-T sem modificador de fluxo.....	31
7- Modificador de fluxo tipo barreira 1, a) localização no interior do distribuidor, b) dimensões da barreira 1.....	32
8- Modificador de fluxo tipo barreira 2, a) vista em perspectiva, b) dimensões da barreira tipo 2.....	32
9- Inibidor de turbulência, a) localização do modificador de fluxo, b) inibidor de turbulência tipo 1, b) inibidor de turbulência tipo 2.....	33
10- Validação do modelo matemático do distribuidor DELTA-T através dos planos de velocidade no eixo de simetria estudado por Trindade L. e Silva G. L.(1999).....	40
11- Estudos realizados no modelo físico do LASID-UFRGS da trajetória do escoamento através da técnica do corante.....	42
12- Validação do modelo matemático através da comparação dos vetores de velocidade no plano de simetria com o modelo físico para o distribuidor padrão e vazão de $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ .....	43
13- Trajetória do fluxo dos modelos matemático e físico sobrepostos no distribuidor com barreira tipo 1 e vazão de $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ em um tempo de 0 - 1 min.....	45
14- Trajetória do fluxo dos modelos matemático e físico sobrepostos no distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 e vazão de $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ em um tempo de 0 - 1 min.....	46
15- Comparação da variação da temperatura no distribuidor com modificador de fluxo tipo 1 entre a) modelo matemático, b) medidas realizadas na usina.....	47
16- Campo de velocidade no plano de simetria para o distribuidor sem modificador de fluxo, sem transferência de calor, a) vazão $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .....	49
17- Campo de velocidade no plano de simetria para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1, sem transferência de calor, a) vazão $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .....	50
18- Campo de velocidade no eixo de simetria para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2, sem transferência de calor, a) vazão $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .....	52
19- Comparação entre os vetores de velocidade para o fluido isotérmico com velocidade inicial uniforme de $0,7 \text{ m/s}$ a) inibidor de turbulência tipo 1, b) inibidor de turbulência tipo 2.....	54



20- Comparação dos perfis de velocidade no plano superior (1,0,0) e eixo de simetria sem modificador de fluxo, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.....	57
21- Comparação dos vetores de velocidade do distribuidor sem barreira, isotérmico, com vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h e diferentes condições de contorno na superfície, a) condição de simetria na superfície ,b) condição de parede na superfície.....	59
22- Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria do distribuidor com barreira 1, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.....	60
23- Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria no distribuidor com barreira 2, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica. ....	62
24- Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria com inibidor tipo 1, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica. ....	64
25- Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria com inibidor tipo 2, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.....	66
26- Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria com barreira 2 e válvula com maior diâmetro, (85 mm), a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.....	68
27- Comparação da energia cinética de turbulência no distribuidor de lingotamento contínuo sem modificadores de fluxo entre: a)Vazão 6,0 m <sup>3</sup> /h, b)Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	69
28- Comparação da energia cinética de turbulência, no distribuidor de lingotamento contínuo, com modificador de fluxo tipo barreira 1 entre: a)Vazão 6,0 m <sup>3</sup> /h, b)Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	71
29- Comparação da energia cinética de turbulência, no distribuidor de lingotamento contínuo, com modificadores de fluxo tipo barreira 2 entre: a)Vazão 6,0 m <sup>3</sup> /h, b)Vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h. ....	71
30- Comparação da energia cinética de turbulência entre dois tipos de inibidores de turbulência, no distribuidor de lingotamento contínuo, com vazão de 8,1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> , a) tipo 1, b)tipo 2.....	73
31- Comparação da energia cinética de turbulência no distribuidor de lingotamento contínuo com modificador de fluxo tipo barreira 1 entre, a) distribuidor com válvula-longa de 65mm de diâmetro, b) distribuidor com válvula-longa de 85mm de diâmetro.....	74
32- Comparação dos perfis de temperatura para o distribuidor sem modificadores de fluxo com a) menor perda térmica, b) maior perda térmica. ....	76
33- Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 para a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.....	77
34- Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2, a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.....	78
35- Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1 com a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.....	79

36- Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 com a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.....	79
37- Comparação dos perfis de temperatura para diferentes vazões no distribuidor de lingotamento contínuo sem modificador de fluxo para a condição de maior perda térmica, a) vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h, b) vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	81
38- Comparação dos perfis de temperatura para o distribuidor com maiores perdas térmicas e modificador de fluxo tipo barreira 1, a) vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h, b) vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	82
39- Comparação dos perfis de temperatura para o distribuidor com maiores perdas térmicas e modificador de fluxo tipo barreira 2, a) vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h, b) vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h.....	82
40- Perfis de temperatura para o distribuidor com vazão de 8.1 m <sup>3</sup> /h e maior perda térmica com modificador de fluxo, a) barreira tipo 1, b) barreira tipo 2.....	84
41- Perfis de temperatura para o distribuidor com vazão 8,1 m <sup>3</sup> /h e maior perda térmica com: a) inibidor de turbulência tipo 1, b) inibidor de turbulência tipo 2.....	86
42- Perfis de temperatura para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 com: a) válvula longa de 65 mm de diâmetro e b) válvula longa de 85 mm de diâmetro.....	87
43- Comparação das curvas DTR para os veios central e lateral modeladas matematicamente sem transferência de calor para o distribuidor, sem modificadores de fluxo e vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h para duas diferentes intensidades de turbulência.....	88
44- Comparação das Curvas DTR dos modelos matemáticos e físico para o veio central do distribuidor de lingotamento contínuo.....	89
45- Comparação das Curvas DTR dos modelos matemáticos e físico para o veio lateral do distribuidor de lingotamento contínuo.....	90
46- Comparação das curvas DTR entre os modelos físico e matemático para o veio central do distribuidor sem barreira com vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h.....	92
47- Comparação das curvas DTR entre os modelos físico e matemático para o veio lateral do distribuidor sem barreira com vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h.....	92
48- Energia cinética de turbulência para o distribuidor sem modificador de fluxo e vazão de 6,0 m <sup>3</sup> /h, mostrando diferentes regiões de energia cinética de turbulência.....	93
A- Geometria e malha do distribuidor padrão ou sem modificador de fluxo ou inibidor de turbulência de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.....	103
B - Geometria e malha do distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.....	104
C- Geometria e malha do distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2 de aproximadamente 40.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.....	105
D- Geometria e malha do distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1 de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.....	106
E- Geometria e malha do distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.....	107

## LISTA DE TABELAS

1- Procedimentos computacionais utilizados por vários pesquisadores, segundo revisão feita por Mazumdar D. e Guthrie R. I. L. (1999).....	26
2- Parâmetros utilizados no modelo.....	29
3- Medidas para as válvulas utilizadas no modelo.....	30
4- Variáveis analisadas no modelamento matemático em função da geometria e parâmetros estudados no modelo.....	34
5- Tabela comparativa entre os tempos de residência normalizados do modelo físico X matemático - Veio central .....	95
6- Tabela comparativa entre os tempos de residência normalizados do modelo físico X matemático - Veio lateral .....	95
7- Tabela comparativa entre os volumes característicos normalizados do modelo físico X matemático - Veio central.....	96
8- Tabela comparativa entre os volumes característicos normalizados do modelo físico X matemático - Veio lateral.....	96

## LISTA DE FLUXOGRAMAS

1- Estudo da variável velocidade em função das respectivas geometrias e validação.....	36
2- Estudo da variável energia cinética de turbulência em função das respectivas geometrias.....	37
3- Estudo da variável temperatura em função das respectivas geometrias e validação.....	38
4- Estudo da distribuição dos tempos de residência em função da respectiva geometria e comparação com o modelo físico.....	39

## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

$\rho$  = densidade [ Kg/m<sup>3</sup>]

$\mu$  = viscosidade [Kg/m.s]

$u$  = velocidade vetorial [m/s]

$g$  = gravidade [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]

$H$  = entalpia [ cal/g]

$T$  = temperatura [K]

$C_p$  = capacidade térmica

$\lambda$  = condutividade térmica efetiva [W/mK]

$\mu_t$  = viscosidade turbulenta [Kg/m.s]

$\sigma_H$  = constante do modelo turbulento k- $\epsilon$

$k$  = energia cinética de turbulência [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]

$\epsilon$  = quantidade de trurbulência do modelo k- $\epsilon$

$D$  = dissipação de fluido [%]

$i$  = intensidade de turbulência [ %]

$\beta$  = coeficiente de expansão térmica

$P$  = pressão [ kg/cm<sup>2</sup>]

$F_B$  = força de empuxo [ kgf]

$T_1$  = temperatura ambiente [K]

$T_2$  = temperatura da parede ou da escória [K]

$h$  = coeficiente de transferência de calor total [W/m<sup>2</sup>K]

$\epsilon$  = emissividade

$\sigma_E$  = constante de Stefan-Boltzmann

$q$  = densidade de fluxo de calor [W/m<sup>2</sup>]

$\theta$  = tempo normalizado

$C$  = concentração normalizada

$c$  = concentração [g/l]

$V$  = volume [cm<sup>3</sup>]

$q$  = vazão [m /cm<sup>3</sup>]

$t$  = tempo [s]

DTR = distribuição de tempo de residência

*CFD* = computation fluid dinamic

*eff* = efetiva

L.C.= lingotamento contínuo

*MEF* = método dos elementos finitos

*MDF*= método das diferenças finitas

*MVF* = método dos volumes finitos

cam. = camada

## RESUMO

Além de armazenar e distribuir o aço líquido para os moldes, uma das funções do distribuidor de lingotamento contínuo é a flotação e separação das inclusões para uma melhor qualidade do produto final. A eficiência e otimização deste processo requer o conhecimento das características do escoamento do aço líquido dentro do distribuidor.

Esta dissertação trata do modelamento matemático do escoamento do aço num distribuidor DELTA-T, sem e com modificadores de fluxo e inibidores de turbulência, em condições isotérmicas e não isotérmicas em diferentes situações de vazão e condições térmicas. O software CFX-4 foi utilizado para resolver as equações de movimento, continuidade e transferência de calor utilizando modelo k- $\epsilon$  de turbulência para uma geometria tri-dimensional. A validação de modelo matemático com o modelo físico foi feita através da comparação de planos de laser entre os vetores de velocidade. Para a trajetória do escoamento foi utilizado no modelo físico a técnica do corante. Para a obtenção das curvas DTR – distribuição de tempos de residência no modelo físico foi usada a técnica de injeção de pulso, enquanto que no modelo numérico esta mesma técnica foi aplicada para um escoamento multifásico homogêneo. O perfil de temperatura calculado do aço na superfície foi comparado com medidas experimentais realizadas na usina.

O objetivo deste trabalho é caracterizar o escoamento do aço através dos perfis de velocidade, energia cinética de turbulência, perfis de temperatura e curvas de distribuição de tempos de residência, avaliando os tempos mínimo e médio de residência e as porções de volumes característicos. Os resultados obtidos indicam que o uso de modificadores de fluxo e inibidores de turbulência são eficientes no controle da emulsificação. É observado que o escoamento apresenta diferenças quando tratado isotermicamente e não isotermicamente.

## ABSTRACT

One of the functions of the continuous casting tundish is the flotation and separation of the liquid steel inclusions for a better quality in the final product. The efficiency and optimisation of this process requires the knowledge of the characteristics of flow in tundish.

This thesis deals with the mathematical modeling of the steel flow in a DELTA-T tundish, with or without flow modifiers and inhibitors of turbulence in isothermal and non-isothermal conditions in different situations of flow conditions. The CFX-4 software was used to solve the momentum, continuity and heat transfer equations in a three-dimensional geometry with turbulence being accounted for by k- $\epsilon$  model. The mathematical model validation was carried out through comparisons of calculated and measured (by means of laser techniques) velocity vectors. Residence time distribution curves were obtained for both models via pulse injection and compared to each other. Finally, steel temperature profiles were experimentally determined in the plant and checked against those offered by the mathematical model.

The objective of this work is to characterize the steel flow in the tundish through the velocity and temperature profiles, turbulent kinetic energy and residence time distribution curves, evaluating the minimum and average residence times as well as characteristic volumes.

The results indicate that the use of flow modifiers and turbulence inhibitors is a good option to control emulsification. It is also observed that the flow behaves differently when mathematically modeled in isothermal or non-isothermal conditions.





## 1. INTRODUÇÃO

Nas primeiras siderúrgicas que foi utilizado lingotamento contínuo, o distribuidor tinha como principal função atuar como um reservatório na troca de painéis em um seqüencial de corridas e de distribuir o aço para os moldes de placas ou tarugos. Mais tarde essa visão foi modificada dentro da usina, influenciada pelo próprio mercado, que exigia um aço mais limpo como produto final. Então passou a ser visto como um reator, com importante influência na qualidade do aço.

Assim, surgiu a importância de se buscar, através de modelos físicos e matemáticos, uma completa caracterização do comportamento do escoamento do aço no interior do distribuidor de lingotamento contínuo. Isto, porque, conhecendo-se propriedades importantes como: velocidade, temperatura, energia de turbulência, tempo de residência e volume característicos se poderia promover a flotação de inclusões.

O distribuidor é o penúltimo lugar, antes do molde, onde se poderá remover ou minimizar o número de impurezas do aço. Hoje, a função do distribuidor é promover a flotação de inclusões até a escória, além de distribuir o aço líquido, homogeneamente, entre os veios. As inclusões comprometem a limpeza do aço e afetam, principalmente, suas propriedades metal-mecânicas. Torna-se importante conhecer os tempos de residência do aço dentro do distribuidor e a trajetória do fluxo a fim de se constatar um tempo adequado para que as inclusões flitem e fiquem retidas na escória.

O fluxo turbulento do aço líquido, nos distribuidores equipados com válvulas longas, é originado pelas altas velocidades vindas da panela. Este fluxo turbulento promove uma alta turbulência abaixo da válvula longa que se propaga até a superfície.

A turbulência e o escoamento do aço líquido em um distribuidor, se não forem apropriadamente controlados, podem ser prejudiciais à capacidade do equipamento de remover inclusões. Para controlar o escoamento turbulento, diferentes modificadores de fluxo (ou configurações de diques ou barragens) foram projetados e a performance deles tem sido reportada na literatura por vários pesquisadores como será visto em capítulos posteriores. Mais recentemente, com mesmo propósito, inibidores de turbulência têm sido utilizados para controlar a limpeza do aço principalmente durante trocas de panela, confinando o fluxo turbulento e redirecionando o escoamento.

Através do modelamento matemático do escoamento turbulento no distribuidor pode-se identificar e quantificar as regiões de maior turbulência e conseqüentemente, avaliar os efeitos e a eficiência dos modificadores de fluxo e inibidores de turbulência no controle do fluxo. Observando-se os perfis de velocidade nas diferentes regiões do distribuidor pode-se avaliar a trajetória do fluxo e das inclusões que são fortemente afetadas pelas variações de direção e sentido nos perfis de velocidade do escoamento.

A temperatura também possui um papel fundamental na qualidade do aço afetando propriedades como a viscosidade, a densidade e a tensão superficial. Sob estas circunstâncias, as inclusões seguirão trajetórias resultantes da interação das forças de flotação e dos perfis de escoamento, o que pode dificultar a chegada das inclusões até a camada de escória. A simulação numérica dos perfis de temperatura é de grande importância para garantir a qualidade do aço, o qual requer uma temperatura de vazamento ajustada. Outros problemas tais como entupimento da válvula ou desgaste excessivo dos refratários também podem ser causados por temperaturas inadequadas, bem como pela alta emulsificação no processo de escoamento do aço.

Logo, conhecer e ajustar a temperatura, o perfil do escoamento e a turbulência do fluido no distribuidor têm sido o esforço de muitas aciarias para controlar melhor o processo, encontrando uma prática de fabricação de aços cada vez mais limpos.

O estudo e a determinação dos tempos de residência do aço no distribuidor também continua sendo alvo de muitos trabalhos, pois permite o conhecimento dos volumes característicos, através da interpretação das curvas DTR – Distribuição de Tempo de Residência. Durante o escoamento do aço no distribuidor são gerados quatro tipos de volume: volume de curto-circuito, volume morto, volume pistonado e volume turbulento ou de mistura. Uma baixa porcentagem de volume morto é desejável para que as regiões frias sejam as menores possíveis, e um maior volume de mistura para a flotação de inclusões. O volume de curto-circuito, geralmente encontrado em distribuidores sem controladores de fluxo, reduz o tempo mínimo de residência do aço no distribuidor e pode causar o arraste de inclusões diretamente ao veio mais próximo da válvula longa. Esta situação conduz a níveis de qualidade não homogênea, provocando perda na produtividade em termos de material aceitável.

Assim, este trabalho tem como objetivos, a partir de modelos matemático e físico:

- comparar os vetores de velocidade para modelos isotérmicos e não isotérmicos para diferentes vazões, observando as mudanças no escoamento quando foram utilizados modificadores de fluxo e inibidores de turbulência;
- avaliar a turbulência do escoamento através da energia cinética de turbulência, para diferentes vazões e em condições isotérmicas;
- simular o campo de temperaturas, nas condições citadas anteriormente, para duas diferentes perdas térmicas;
- determinar os volumes característicos, tempos mínimo e médio de residência do aço, no distribuidor isotérmico, sem modificadores de fluxo, através de curvas DTR;
- avaliar a validação do modelo, através destas curvas, em função do modelo k- $\epsilon$  utilizado, da complexidade da geometria deste distribuidor e da variação da energia cinética de turbulência, entre outros .

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 INTRODUÇÃO

Os modelamentos físico e matemático têm sido ferramentas que, de forma combinada, permitem que se faça uma verdadeira varredura no comportamento do escoamento do aço durante o lingotamento contínuo. Tanto um modelo como outro têm sido utilizados mundialmente e empregados com êxito. Pode-se dizer, que estes dois modelos são complementares uma vez que cada um tem seus recursos e limitações.

Problemas relativos à influência da convecção natural e quantificações como por exemplo da velocidade, energia cinética de turbulência, perfis de temperatura e distribuição dos tempos de residência e volumes característicos no distribuidor são mais facilmente tratados através de simulação numérica e estudados em nível mundial para diversos seqüenciamentos de diferentes tipos de aços.

Os modelos têm como objetivo ajudar a determinar as melhores condições de operação nas diversas situações encontradas na prática. O índice de inclusões depende diretamente das variáveis do processo. Portanto, quanto mais conhecidas e controladas estas variáveis, maiores são as chances de controlar e otimizar o processo.

Então, se o modelo matemático representativo de certo fenômeno já é conhecido e validado, pode-se dizer que a tendência é a realização de experiências em laboratórios cada vez mais sofisticados. Assim, os resultados físicos serão utilizados na colaboração dos modelos matemáticos, a partir de investigações e do entendimento de novos fenômenos, que ainda necessitam ser matematicamente modelados para uma avaliação final do projeto. Uma associação adequada da simulação numérica com o modelo físico selecionado resultará num projeto melhor e mais barato.

Não há dúvidas que este é o melhor caminho da engenharia moderna, onde a simulação matemática desempenhará, cada vez mais, um papel decisivo nos custos e qualidade do projeto, complementando-se e caminhando lado a lado com o modelamento físico. Porém, o sucesso da utilização deste método depende do preparo do usuário na área numérica, na utilização dos softwares específicos de trabalho e na correspondente área de aplicação, no caso escoamento de fluidos durante o processo de lingotamento contínuo.

## 2.2. MODELAMENTO MATEMÁTICO

### 2.2.1 FUNDAMENTOS COMPUTACIONAIS

O modelo matemático tornou-se desde a década de 70 uma ferramenta muito utilizada nas pesquisas objetivando um aço mais limpo como mostra por exemplo Maliska, C. R. (1995) em seu livro *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*.

Maliska, C. R. (1995) relata que a simulação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor, conhecida como CFD - *Computational Fluid Dynamics* -, desenvolveu-se muito nos últimos 20 anos. Inicialmente era utilizada apenas como ferramenta para análise de problemas físicos em nível de investigação científica. Atualmente a resolução de problemas de engenharia é uma realidade, graças ao avanço dos computadores de alta velocidade e de grande armazenamento, além do desenvolvimento de algoritmos pelos analistas numéricos, para solução de diversos problemas. Outra revolução que aconteceu no campo computacional foi o aparecimento das estações de trabalho que apresentaram velocidades de processamento e capacidade de armazenamento que permitem a solução de quase todos os problemas numéricos de interesse da engenharia. Seu custo é bem mais baixo quando comparado aos supercomputadores. Além disso, as estações possuem capacidades gráficas que permitem que os resultados sejam rapidamente visualizados e interpretados, deixando para os supercomputadores apenas algumas execuções finais em malha refinada. A relativa facilidade de aplicação dos métodos numéricos, mesmo em problemas mais complexos, e a grande disseminação do computador, foram os responsáveis pelo avanço desta área.

No Brasil, assim como em outros países da América Latina, o modelamento matemático vem ganhando força nos centros de pesquisa e laboratórios de siderurgia. Como exemplos, temos o IPT/SP - Instituto de Pesquisas e Tecnologia de São Paulo, LASID/UFRGS – Laboratório de Siderurgia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Laboratório de Siderurgia da Universidade Federal de Ouro Preto, IAS- Instituto Argentino de Siderurgia, ESIQIE –Instituto Politécnico Nacional do México.

Segundo Patankar, S. V. (1980) o modelamento matemático apresenta alguns pontos positivos:

-Baixo custo: é uma das principais vantagens, pois, na maioria das aplicações, o custo de um computador de trabalho e softwares específicos é menor que o custo correspondente às

investigações experimentais (modelos físicos). Num futuro próximo, onde o custo dos itens utilizados para investigações experimentais certamente aumentarão, o custo dos itens computacionais tenderão a ser mais baixos.

-Velocidade de processamento: uma varredura completa poderá ser feita em poucos dias até a obtenção dos resultados, com a virtude ainda de poder-se trocar designs, condições de contorno ou dados de entrada, rapidamente.

-Informação detalhada: a solução computacional pode fornecer valores de todas as variáveis do processo, tais como: velocidade, pressão, temperatura, distribuição de partículas sólidas, intensidade de turbulência,... no domínio de interesse.

-Habilidade para simular :

- . Condições reais da planta a partir de dados de entrada e condições de contorno reais coletados na usina;
- . Pequenas ou grandes dimensões;
- . escoamento de fluidos em temperaturas baixas (água) ou muito altas (aço líquido);
- . Processos transientes ou estacionários;
- . . Condições ideais a partir de dados ideais, como por exemplo uma superfície adiabática, densidades constantes, entre outros, que ajudam na análise do fenômeno físico, podendo até mesmo se aproximar dele.

Outro aspecto importante observado por Patankar é o uso da ferramenta adequada ao tamanho do problema em questão. Na visão da engenharia, a ferramenta é adequada e confiável quando o método numérico resolver corretamente as equações diferenciais, utilizando um modelo matemático com condições de contorno adequadas e que represente com fidelidade o fenômeno físico.

A comparação e o acordo entre os resultados numéricos e os resultados experimentais (modelos físicos) identifica a validação matemática. Os resultados do modelo matemático devem ser comparados com outras soluções apresentadas em função de diferentes tamanhos de malha, observando-se assim a independência de malha. O tipo de malha utilizada para representar o escoamento mais apropriadamente é a estruturada. Esta malha quanto mais refinada, maior a fidelidade, porém mais horas de processamento. O tipo de malha cúbica hexagonal é uma ótima

opção, porém nem todas as geometrias podem utilizá-la, principalmente as mais complexas. A independência de malha deve ser sempre mantida e analisada. Aspectos como precisão da solução e a convergência do algoritmo também devem ser observados.

Patankar menciona ainda os três métodos disponíveis para a resolução destas equações. O método das diferenças finitas-*MDF*, geralmente utilizado em problemas de escoamento de fluidos, o método de elementos finitos-*MEF* utilizado praticamente na área estrutural, na solução de problemas de elasticidade, onde não há termos convectivos não-lineares e o método de volumes finitos-*MVF* que vem sendo desenvolvido e utilizado com maior frequência ultimamente, para problemas com fluidos. A maior preocupação dos analistas tinha ficado concentrada em dominar as não linearidades dos termos não convectivos, deixando para segundo plano o problema de geometrias complexas, que tornou-se o principal fator de estudo para o método de elementos finitos. Porém, ainda hoje é comum o erro de pensar que o método de diferenças finitas está vinculado apenas a malhas cartesianas. Pelo contrário. Assim como o método de elementos finitos, ele pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, mesmo a não estruturada, usada em elementos finitos. Até a década de 70, o *MDF* tinha grande habilidade para simular problemas de escoamento, mas não para complexas geometrias, enquanto que o *MEF* vinha se desenvolvendo lentamente por causa da instabilidade de problemas de convecção dominante. Assim, os pesquisadores foram motivados ao aprimoramento do método de volumes finitos, no qual as equações aproximadas são obtidas através de balanços de conservação da propriedade envolvida (massa, quantidade de movimento, entalpia) no volume elementar. Este método passou a ser o mais estudado pelos analistas, acoplando sistemas coordenados generalizados (3D) coincidentes com a fronteira de domínio.

Patankar cita que atualmente tanto o *MVF*, método dos volumes finitos, quanto o *MEF* estão resolvendo problemas altamente não convectivos com geometrias arbitrárias complexas. Nota-se uma forte semelhança entre eles, já que todos os métodos numéricos são derivados do método dos resíduos ponderados, empregando-se diferentes funções em peso. O *MVF* sugere que esta função peso é igual a um no volume elementar e a zero em todos os outros volumes elementares. Portanto, não há sentido em argumentar que um método é melhor que o outro, visto que eles diferem apenas na forma de minimização escolhida. O que ocorre na prática são os graus de experiência dos diversos métodos para diferentes problemas.



Lan, X. K. et al. (1997) compararam diversos modelos de turbulência, no modelamento matemático do molde, para resolver velocidade, energia cinética de turbulência e taxa de dissipação de turbulência. Tais modelos foram testados, apresentando diferentes resultados entre si, são eles: Launder e Spalding, Jones e Launder, Hoffman, Lam e Bremhorst O modelo de Launder e Spalding convergiu rapidamente, obviamente, com menor tempo de CPU. Os outros precisaram de maior número de iterações para convergir e maior tempo de CPU. Os índices de relaxação utilizados foram similares. O modelo para alto Reynolds teve uma performance melhor do que o baixo Reynolds, porém sua performance é favorável apenas para regiões com fluxo remanente descendente, ou seja regiões laminares. O modelo baixo Reynolds no modelo de Hoffmam foi aceito para os resultados de velocidade. Ambos baixo e alto Reynolds mantiveram um bom acordo nos resultados de Energia cinética de turbulência. Velocidades em várias direções não podem ser predictas com o modelo k-ε de turbulência, pela natureza não isotrópica do campo de velocidades, afirmam os autores.

Vários pesquisadores tais como Morales, R. D., Guthrie, R. I. L, Sahai, Y., Lai, K. Y. M., Chakraborty, S. utilizaram o modelo k-ε de turbulência para alto Reynolds, em seus estudos de escoamentos turbulentos, em distribuidores modelados com diferentes softwares. Outros pesquisadores, como Murthy, A. et al. (1988), compararam outros tipos de modelos para escoamentos de fluidos tais como: modelo k-ε, modelo k-ε para baixo Reynolds e modelo ζ mostrando uma grande similaridade nos resultados de vetores de velocidade e energia cinética de turbulência, para escoamentos laminares ou pouco turbulentos.

A constante intensidade de turbulência (i), está diretamente relacionada com a velocidade de entrada do fluido de acordo com a equação abaixo, referida no manual *CFX-4 Solver*:

$$k_{\text{entrada}} = 1,5(iu_{\text{entrada}})^2 \quad (\text{Equação 1})$$

que se relaciona com ε da seguinte forma:

$$\epsilon_{\text{entrada}} = k^{0,5} / 0,3 D \quad (\text{Equação 2})$$

sendo D a dissipação de fluido, relacionada diretamente com a geometria da válvula de entrada.

Em geral, é difícil especificar corretamente as quantidades de turbulência ( k e ε) ideais que melhor representem um modelo específico. O que comumente é feito, é especificar valores

maiores ou menores de intensidade de turbulência, baseadas nas medidas de velocidade característica, do problema em estudo.

### *Equações Resolvidas pelo Modelo para Fluidos Newtonianos*

A solução de problemas envolvendo escoamento de fluidos com ou sem transferência de calor requer o manuseio das equações de Navier-Stokes, altamente não lineares, acopladas às equações de conservação de massa e transferência de calor, utilizadas pelos estudiosos de CFD e pelos pesquisadores citados na bibliografia. As equações que regem o fenômeno de escoamento estão descritas abaixo e são encontradas, na maioria das bibliografias, por exemplo, no livro de Szekely, J. (1979).

- Equação diferencial geral de Navier - Stokes:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \mu_{eff} \nabla^2 u - \nabla p + \rho g \quad (\text{Equação 3})$$

- Equação diferencial de Transferência de calor:

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \nabla \left( \rho u H - \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu t}{\sigma_h} \right) \nabla H \right) = \frac{\partial p}{\partial t} \quad (\text{Equação 4})$$

- Equação da continuidade:

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (\text{Equação 5})$$

sendo,

$\rho$  = densidade,

$\mu_{eff}$  = viscosidade,

$u$  = velocidade vetorial,

$g$  = gravidade;

$H$  = entalpia,

$C_p$  = capacidade térmica

$\lambda$  = condutividade térmica efetiva,

$\mu_t$  = viscosidade turbulenta

$\sigma_H$  = constante do modelo turbulento k- $\epsilon$

$p$  = pressão

$t$  = tempo

## 2.2.2. ESCOAMENTO DO FLUIDO

### 2.2.2.1. MODELOS ISOTÉRMICOS

Guthrie, R. I. L. et al.(1986) compararam dois modelos matemáticos isotérmicos, de um distribuidor retangular, de paredes retas: Um bom acordo foi mantido entre os vetores de velocidade, quando foram comparados dois modelos em escala reduzida 1:6 e escala plena 1:1. Também apresentaram um bom acordo quando foram comparados os modelos físico e matemático.

Outros trabalhos, como por exemplo o de Sahai, Y. et al.(1987 e 1989), se preocupam em simular matematicamente modelos em água, de geometrias bem mais complexas, a fim de compará-los aos modelos físicos verificando as similaridades e desvios nos resultados dos vetores de velocidade.

Estas pequenas variações existentes entre os modelos físico e matemático, para distribuidores com geometrias mais complexas, foram observados por Sahai Y. et al.(1987 e 1989). Para proteger o aço líquido que é transferido da panela para o distribuidor, do contato com a atmosfera, e diminuir a emulsificação, é comum utilizar-se uma válvula ou tubo longo.

Para controlar o escoamento turbulento no distribuidor, diferentes modificadores de fluxo (ou configurações de diques e barragens) foram projetados e a performance deles tem sido reportada na literatura, como mostra o trabalho de inúmeros pesquisadores, entre eles, Kemeny, F. et al. (1981) e Schade, J. et al (1996), entre outros que serão citados a seguir.

Lai, K. Y. M. et al. (1986) mostraram um razoável acordo entre os modelos físico e matemático, quando foram comparados vetores de velocidade e energia cinética de turbulência, para um distribuidor retangular, de fundo arredondado. Admitiram poder existir erros numéricos,

em função do modelo de turbulência k- $\epsilon$ , utilizado. Sugeriu-se, então, um modelo híbrido, para modelar matematicamente tal distribuidor. Neste trabalho as constantes empíricas do modelo k- $\epsilon$ , nem sempre refletem uma diferença de energia de turbulência correta para um problema particular, afirmaram os autores. Efeitos da curvatura do distribuidor podem ter um impacto negativo neste modelo de turbulência, influenciando nos efeitos de falsa difusão, assumindo, assim a necessidade da simplificação da geometria. Os maiores desvios entre os modelos foram apresentados nos resultados para baixo Reynolds. Para este tipo de distribuidor, foram observadas, maiores energias cinéticas de turbulência no plano de simetria. As altas pressões no fundo podem superestimar as perdas de energia, segundo Castro et al. citado neste trabalho. Os vetores de velocidade mostraram maiores vórtices no modelo matemático do que no físico.

Miki, Y. et al. (1999) utilizando modelo k- $\epsilon$  de turbulência, não isotérmico consideraram de grande importância, a influência dos modificadores de fluxo na trajetória do escoamento e energia cinética de turbulência no interior de um distribuidor retangular. Este trabalho mostrou os vetores de velocidade e energia cinética de turbulência no estado estacionário e transiente, 100 s e 200 s após a nova panela aberta.

Debory, T. et al. (1985) mostraram os efeitos da troca da configuração interna do distribuidor, usando arranjos de diques e barreiras juntos, no escoamento. Através de perfis de velocidade e trajetória de partículas mostraram, um bom acordo entre os modelos matemático e físico. Os modificadores de fluxo continuam sendo alvo de muitos trabalhos por serem facilmente modeladas matematicamente, além, é claro, da grande importância de se conhecer a sua influência na direção do fluxo e no aumento do tempo de residência do aço no distribuidor.

Para reduzir a zona de turbulência na saída do tubo longo e conseqüentemente eliminar a emulsificação de escória no distribuidor, também são utilizados inibidores de turbulência.

Bolger, D.e Saylor, K. (1994) estudaram inibidores de turbulência de diferentes modelos. Estes amortecedores de vazamento, como também são chamados, são projetados para prevenir danos à operação e ao revestimento do distribuidor, que se opõe a força erosiva do jato da panela. Eles são compostos de material refratário estável quimicamente, muito denso e tradicionalmente têm sido projetados para serem utilizados no plano horizontal. Outros tipos de inibidores de turbulência têm sido desenvolvidos para redirecionar a velocidade do jato de vazamento a toda extensão do fundo do distribuidor. Isto pode diminuir a colisão do jato sobre as paredes laterais.

Problemas de curto-circuito, bem como diminuição no tempo de transição durante trocas de qualidade e respingos excessivos no início (largada) também foram observados. Uma abordagem diferente é redirecionar o jato de entrada contra ele mesmo através de outro tipo de inibidor. Este inibidor dissipa a energia de turbulência com a aba promovendo recirculação do fluido .

O fluxo contra a corrente anular saindo da boca do inibidor e encontrando o jato de entrada da panela reduz mais a velocidade através de um efeito de “auto cancelamento”. Isto minimiza altas velocidades e a turbulência dentro do distribuidor. O escoamento resultante viaja lentamente para cima em direção a superfície do banho e para longe da válvula longa. Estudos do modelamento com água com este tipo de inibidor mostraram que os respingos na largada são consideravelmente reduzidos. O arraste de escória em baixos níveis de operação do distribuidor, durante a troca de painéis assim como durante o estado estacionário é diminuído.. Durante a contenção da velocidade e da turbulência do jato da panela, a configuração padrão do escoamento resultante não é ditada por quão rápido o metal é vazado para dentro do distribuidor, mas sim, o quão rápido o aço é removido pelas válvulas de saída. Além de reduzir a turbulência no distribuidor, com o uso do novo inibidor, várias vantagens foram obtidas. Isto inclui: respingos reduzidos sobre o enchimento inicial do distribuidor, enchimento mais rápido do distribuidor com um maior controle da válvula tampão na largada, eliminação de barreiras superiores e inferiores no distribuidor sem efeitos prejudiciais sobre os comprimentos de transição. Possíveis benefícios que ficaram para serem quantificados incluem: redução no revestimento da parede, quantidade de óxidos do aço lingotado reduzida e habilidade para usar fluxantes básicos no distribuidor através da superfície de entrada do distribuidor.

Morales, R. D. et al (1998) e Madias, J. et al (1997) mostraram que em um fluxo turbulento a trajetória das inclusões são fortemente afetadas pelas variações de velocidade do fluido. Sob estas circunstâncias as inclusões seguirão trajetórias de acordo com o campo de velocidades turbulento do fluido ao invés de trajetórias de flotação natural. Os inibidores de turbulência estudados mostraram exercer fundamental importância no comportamento do fluxo de aço líquido no interior do distribuidor criando vórtices e confinando o fluxo turbulento no interior do inibidor. Depois de algum tempo este fluxo tende a subir em direção à escória fazendo com que as impurezas sejam por esta capturadas. O escoamento e o comportamento térmico do aço na saída do distribuidor possuem configurações simétricas em relação à válvula de entrada, afirma Morales, R. D. et al (1998) para o caso de um distribuidor convencional lingotador de

placas de dois veios. Portanto, em princípio, a temperatura e composições químicas do aço em ambas válvulas que conduzem para o molde são iguais ou pelo menos muito similares. No caso de lingotadores de tarugos, que tem mais do que dois veios, esta simetria dinâmica não é usualmente mantida visto que, de acordo com relato dos operadores, variações consideráveis são detectadas na temperatura, composição e limpeza do aço, entre os diferentes veios. Em um distribuidor de tarugos, sem aparelho para controlar o fluxo, foi observado nos veios que estão mais próximos à entrada da válvula, um fluxo de aço com temperaturas maiores e mais sujo do naqueles veios que estão localizados à distâncias maiores. Esta situação, evidentemente, conduz a níveis de qualidade não-homogênea no aço que está sendo lingotado provocando uma perda na produtividade em termos de um material aceitável. Estudou-se, então, um novo design mais simples do aparelho de controle de fluxo para diminuir o tempo de preparação do distribuidor, tendo como base o emprego do inibidor de turbulência.

Morales, R. D. et al. (1999) analisaram, ainda o emprego de um inibidor de turbulência, junto com barreiras (taylor-made baffles) em um lingotador de tarugos. Melhorou o fenômeno de escoamento e o comportamento da simetria dinâmica de aço líquido nos quatro veios do distribuidor. A trajetória do escoamento foi observada no modelo físico, através da técnica de adição de corante. Através de curvas DTR experimentais, observou-se que este arranjo aumentou o tempo de residência do aço no distribuidor, eliminou as zonas mortas, respingos e vórtices, que estavam presentes no escoamento do distribuidor somente com barreiras. Na usina em que foram aplicados tais estudos, o produto final rejeitado pelo grau de impurezas, que era de 3%, quando se utilizavam apenas modificadores de fluxo, baixou para 0%. O modelo estudado, mostrou na prática um ótimo resultado na limpeza do aço.

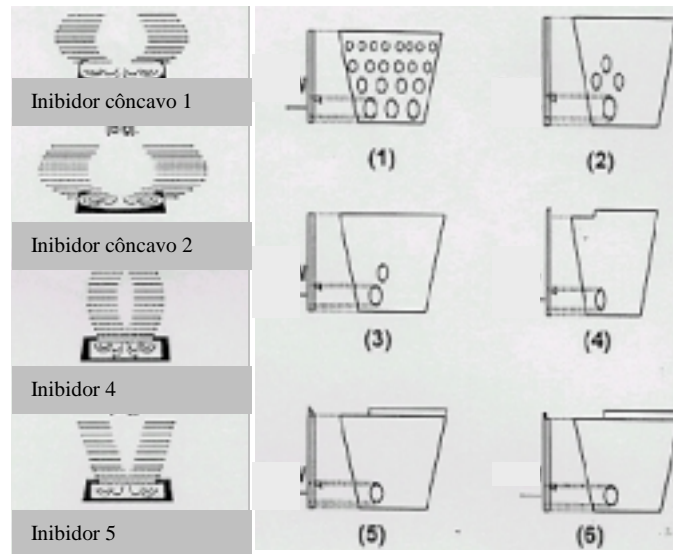


FIGURA 1. Diferentes configurações de inibidores de turbulência e modificadores de fluxo estudados por Morales, R. D. (1998) et al.

#### 2.2.2.2. MODELOS COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente de expansão térmica é uma das constantes importantes a se analisar para que um problema de transferência de calor seja resolvido corretamente, além claro, das condições de contorno e outras variáveis e constantes que reproduzam fielmente o fenômeno na usina.

Morales, R. D. (1999) et al apresentam em seus estudos a definição do coeficiente de expansão térmica, que é dado por:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{d\rho}{dT} \right)_P \quad (\text{Equação 6})$$

onde  $\rho$  representa a densidade do aço,  $T$  a temperatura e  $P$  a pressão.

De outro modo a densidade do aço em função da temperatura, incluindo o coeficiente de expansão térmica é dada por:

$$\rho = 8523 - 0.8358T \quad (\text{Equação 7})$$

derivando em função da temperatura temos:

$$\frac{d\rho}{dT} = -0.8358 \quad (\text{Equação 8})$$

Este importante número: 0.8 é a variação da densidade do aço em relação a temperatura. Assim, por cada grau Kelvin de incremento a densidade do aço irá diminuir em  $0.8353 \text{ kg/m}^3$ . Substituindo esta expressão na primeira equação obteve-se coeficiente de expansão térmica:

$$\beta = \frac{0.8358}{8523 - 0.8358T} \quad (\text{Equação 9})$$

Exemplificando, para uma temperatura de  $1600 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $1873 \text{ K}$ ) este coeficiente tenderá a um valor de  $0.000120 \text{ K}^{-1}$ .

Assim muitos autores como por exemplo Morales R. D. et al.(1999) adicionaram na Equação de Navier-Stokes somente a força de flutuação ou de empuxo (buoyancy force  $F_B$ ) :

$$F_B = (8523 - 0.8358T)g, \text{ para simular o escoamento com transferência de calor.}$$

Para pequenas diferenças de temperatura num modelo incompressível os efeitos de empuxo são introduzidos na equação de momento através do termo:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (\text{Equação 10})$$

As condições de contorno impostas na superfície, paredes e fundo do distribuidor, que definem as perdas por radiação e convecção são dadas pela equação 10, segundo Joo S. W. et al. (1993). Eles utilizaram o modelo k- $\epsilon$  e o software METLO 3D . Mostraram que o aço perde mais calor por radiação, pela superfície, principalmente, do que por convecção, pois enquanto as perdas por radiação aumentam na quarta potência as perdas por convecção natural aumentam na potência 1 para temperatura. O coeficiente de transferência de calor (h), isto é, do meio que está recebendo calor, o ar, é de  $6,738 \text{ W/m}^2\text{K}$ . O valor utilizado para  $\sigma$  foi de  $5,67 \times 10^{-8}$  e para  $\epsilon$  de 0,9. Este trabalho mostrou os vetores de velocidade, dispersão de partículas e perfis de temperatura para diferentes geometrias de distribuidores com e sem modificadores de fluxo. A simulação apresentou a importância da convecção natural, pois o modelo não isotérmico apresentou recirculações no distribuidor maiores do que o modelo isotérmico. Para 30 mm de espessura de escória foi utilizada condutividade térmica de  $4,0 \text{ W/m.K}$ . Concluíram, então, que modelos isotérmicos e não isotérmicos apresentaram diferentes escoamentos. A convecção térmica gerou recirculações no escoamento. Concluíram também, que os modificadores de fluxo testados puderam remover macro-inclusões e homogeneizar a temperatura do aço.



A equação abaixo mostra a densidade de fluxo de calor de acordo com Joo S. W. et al. (1993), na qual se pode observar a maior influência na temperatura nas perdas por radiação:

$$q = h (T_2 - T_1) + \varepsilon \sigma_E (T_2^4 - T_1^4) \quad (\text{Equação 11})$$

sendo,

$T_1$  = temperatura ambiente

$T_2$  = temperatura da escória ou da parede

$h$  = coeficiente de transferência de calor

$\varepsilon$  = emissividade

$\sigma_E$  = constante de Stefan-Boltzmann

$q$  = densidade de fluxo de calor.

Os pesquisadores em geral, como por exemplo todos os citados neste capítulo, pelo maior número de trabalhos encontrados, preocupam-se mais em estudar modelos não isotérmicos, uma vez que, são incluídos parâmetros importantes utilizados nos modelos com transferência de calor, Tais parâmetros podem reproduzir com mais fidelidade o distribuidor da usina do que os modelos isotérmicos. Primeiramente, os modelos são estudados em condições padrão em relação ao design do distribuidor, isto é, sem a interferência de modificadores de fluxo. Depois, são estudadas melhorias nas condições do escoamento, através de barreiras ou inibidores de turbulência, como será mostrado a seguir.

Miki, Y. e Thomas, B. G. (1999) apresentaram os perfis de temperatura, para um distribuidor retangular, com modificador de fluxo tipo barreira, usando modelo k- $\varepsilon$  de turbulência, no estado estacionário e transiente, 100 s e 200 s após aberta a nova panela. A temperatura na superfície baixou 20 graus em relação ao jato de entrada, para o estado estacionário. Após 100 s a diferença entre a temperatura de entrada e a temperatura mais baixa, a da superfície, ficou em torno de 25 graus e após 200 s em torno de 20 graus. A partir disso, pode-se dizer que o estado estacionário é representativo em relação ao sistema como um todo. Com os resultados de temperatura Miki, Y. et al. (1999) passaram a estudar a dispersão de partículas removíveis.

Guthrie, R. I. L. et al.(1986) compararam dois modelos matemáticos, de um distribuidor retangular, de paredes retas: em aço e em água, através de perfil de velocidade, a fim de mostrar as diferenças existentes em relação à direção e sentido dos vetores de velocidade entre os modelos.

Morales, R. D. et al. (1999) estudaram o comportamento do aço num modelo não isotérmico para diferentes arranjos de modificadores de fluxo, utilizando modelo k- $\epsilon$  de turbulência. Foram plotadas as curvas DTR para os três arranjos analisados e visualizados os vetores de velocidade e perfil de temperatura 1 min e 4 min após a entrada do aço no distribuidor, em estado transiente. As perdas térmicas utilizadas nas condições de contorno na superfície, paredes e fundo foram, respectivamente, 15.000 W/m<sup>2</sup>, 3.200 W/m<sup>2</sup> e 1.400 W/m<sup>2</sup>. Gradientes de temperatura foram observados por causa do alto calor perdido por radiação em todos os casos de arranjos. Os modelos matemáticos foram comparados com os modelos físicos e tiveram bom acordo. Os melhores resultados, em função da homogeneização da temperatura nos veios, eliminação da superfície turbulenta e diminuição do volume morto foi o arranjo de dois pares de barreiras juntamente com um inibidor de turbulência.

Chakraborty, S. e Sahai, Y. (1992) mostraram em regime transiente, entre outras caracterizações do escoamento, como, perfis de velocidade, que a temperatura varia com a formação de vórtices e que quanto menor for a espessura da escória, ou seja, quanto maior a perda térmica pela superfície, maior a velocidade dos vórtices no topo.

O escoamento de um fluido num processo de lingotamento contínuo pode ser analisado de duas maneiras: com ou sem transferência de calor. Um perfil de escoamento com pequenas variações entre um modelo matemático: isotérmico e não isotérmico, foi apresentadas por Sahai, Y. et al (1989) quando compararam os vetores de velocidade entre os modelos.

Lai, K. Y. M. et al. (1986) estudaram o efeito de duas diferentes perdas térmicas, para escória mais espessa, menor perda e menos espessa, maior perda, com modelo k- $\epsilon$  de turbulência, para um distribuidor sem barreira, retangular arredondado no fundo e vértices. A temperatura variou cerca de 8 graus, em um minuto. Após 46 minutos da abertura da válvula a diferença de temperatura para a menor perda térmica foi bem maior. Houve uma grande recirculação do fluido quando este entrou em contato com a superfície fria, principalmente no caso da escória de menor espessura. Isto ocorreu por causa da diferença de temperatura na interface metal-escória. As

forças de convecção influenciaram na homogeneização da temperatura, tornando o escoamento mais uniforme.

Gastón, A. et al. (1991) avaliaram através de modelo matemático o estado térmico do aço no distribuidor da Acearia LD Somisa – Rosário, Argentina, e sua evolução com o tempo em diferentes condições de operação. O modelo foi verificado através de medidas experimentais realizadas na usina que mostraram um bom acordo com as temperaturas calculadas. O fator essencial para o sucesso do processo foi o controle da temperatura de lingotamento, afirmaram eles. A temperatura deve ser suficientemente alta para o bom escoamento do aço no distribuidor e moldes. Ao mesmo tempo deve ser baixa o necessário para se obter um bom produto lingotado sem inclusões, trincas, segregações em linha, etc. Na prática, o controle da temperatura é baseado na uniformidade do processo, que depende do controle manual e tecnológico adequado na panela e novamente no distribuidor. Tais autores apresentam estudos, onde são observadas as perdas térmicas, em função do tempo para prever a temperatura média no distribuidor. Também foram observadas discrepâncias quando não foram utilizadas condições de contorno de perdas térmicas. Cálculos realizados no estado estacionário para a temperatura final na panela predizem a temperatura inicial no distribuidor, porém esta aproximação nem sempre pode ser dada como verdadeira, afirmam os autores. Tal trabalho apresenta arranjos nas equações fundamentais de balanço de energia em função do tempo e da área do distribuidor, a fim de representar com mais fidelidade a temperatura do aço na usina.

Chakraborty, S. e Sahai, Y (1992-Parte 2) mostram o decréscimo da temperatura num distribuidor retangular de dois veios lingotador de placas, a partir do jato vindo da panela, no estado transiente, durante 50 min. Foi assumida uma taxa de decréscimo de  $0,5 \text{ K}\cdot\text{min}^{-1}$ . O escoamento não foi submetido a nenhum modificador de fluxo. Condições de perdas térmicas foram assumidas na superfície, fundo e paredes. A temperatura baixou em 2 graus após 30 min do começo do lingotamento. Primeiramente, foi observado o campo de velocidades e o perfil térmico no estado estacionário com temperatura inicial de 1815 K. A figura abaixo mostra curvas de temperatura no estado transiente para 50 min de lingotamento para 4 casos distintos: aço líquido entrando no distribuidor vazio da panela, com temperatura inicial decrescente de 1540 K à 1515 K. Nos casos seguintes, a temperatura aumentou de 1813 K para 1826 K durante os 10 primeiros minutos para o distribuidor cheio e fechado, isto é, com tampa. Para o distribuidor

aberto, e para base do distribuidor fechada, a temperatura variou de 1812 K a 1822 K e 1823 K, respectivamente.

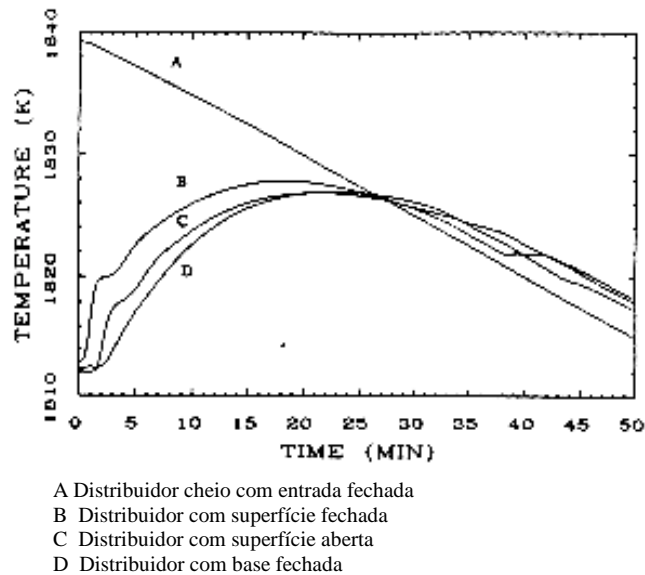


FIGURA 2. Curvas de temperatura em função do tempo para o distribuidor sem modificador de fluxo segundo Chakraborty, S. e Sahai, Y. (1992).

Também são apresentados os campos de temperatura para 5, 10, 15 e 20 minutos e os vetores de velocidade para 10, 20, 30 e 35 minutos no plano de simetria, mostrando que a densidade do aço líquido baixa com o aumento da temperatura. Concluem, que os fenômenos de escoamento e transferência de calor não podem ser tratados isoladamente, mas acoplados, com todas as características de transferência de calor, como perdas térmicas, por exemplo, desde o vazamento da panela para o distribuidor.

As perdas térmicas por radiação e convecção, além das forças de empuxo e de convecção são analisadas por vários autores, entre eles, Szekely, J. (1979), a fim de explicar desvios encontrados entre os modelos isotérmicos e não isotérmicos.

Miki, Y. et al. (1999) mostraram o perfil de temperatura no interior de um distribuidor retangular Após a introdução de partículas de alumina,  $Al_2O_3$  pôde-se avaliar o desempenho dos modificadores na remoção das impurezas que ficaram aderidas à escória. Também foram

avaliadas as perdas por radiação, principalmente na superfície, e as perdas por convecção que influenciaram diretamente na formação de vórtices.

### 2.2.2.3. DISTRIBUIÇÃO DOS TEMPOS DE RESIDÊNCIA - DTR

Morales, R. D. et al. (1999) estudaram o comportamento do aço num modelo não isotérmico para diferentes arranjos de modificadores de fluxo, utilizando modelo k-ε de turbulência. Foram plotadas as curvas DTR para três arranjos estudados. Os vetores de velocidade e perfil de temperatura foram analisados e visualizados 1 min e 4 min após a entrada do aço no distribuidor. A DTR pode ser estabelecida através da adição de um traçador durante um curto espaço de tempo, de duração desconsiderável, se comparada ao tempo médio de residência do aço dentro do distribuidor. Como certos elementos do fluido ficam mais ou menos tempo no distribuidor, não existe apenas um tempo de residência e sim uma curva de distribuição dos tempos de residência, afirmam os autores. Os resultados são plotados, então, na forma de concentração normalizada versus tempo normalizado. Após a determinação da curva DTR, pode-se obter o tempo mínimo de residência, identificado como o tempo decorrido entre o instante de injeção do traçador até o instante que aparece o primeiro sinal de traçador nas saídas. O tempo médio de residência deve ser o máximo disponível para que as inclusões flitem até a escória.

Mais recentemente, Wollmann, A. M.(1999), em sua dissertação de mestrado, mostrou a melhor configuração de barreiras para eliminar o volume de curto-circuito, minimizar o volume morto e aumentar o tempo de residência do aço em um distribuidor tipo DELTA-T. Tais estudos mostraram melhorias nos tempos de residência e volumes característicos. Assim, foi implantado na usina, um modificador de fluxo tipo barreira para melhorar o escoamento do aço num distribuidor de 12 toneladas tipo delta-T. Os tempos de residência foram calculados através das equações relacionadas a seguir. C representa a concentração normalizada, dada pela equação 12.  $\theta$  é o tempo normalizado dado pela equação 13.

$$\theta_{médio} = \frac{\sum_{\theta=0}^{\alpha} C.\theta.\Delta\theta}{\sum_{\theta=0}^{\alpha} C.\Delta\theta} \quad (\text{Equação 12})$$

$$C = c \cdot \frac{V}{q} \quad (\text{Equação 13})$$

$$\theta = \frac{t_{real}}{t_{médiateórico}} \quad (\text{Equação 14})$$

sendo,  $t_{médiateórico} = \frac{\text{Volumedistribuidor}}{\text{Vazão}}$  (Equação 15)

Ainda, a partir da determinação do tempo médio de residência, pode-se estimar as frações de volume com escoamento característico como:

-volume morto que representa a fração do volume total onde o escoamento possui uma velocidade tão baixa que pode ser considerada estagnada. Este deve ser nulo ou o menor possível;

-volume pistonado, é a fração do volume total onde o escoamento tem velocidade pontual máxima;

-volume de mistura é caracterizado pela existência de gradientes de velocidade que causam turbulência no escoamento;

-volume de curto-circuito é aquela fração de volume que sai do distribuidor de forma isolada em escoamento rasteiro num intervalo de tempo pequeno e se caracteriza por um pico isolado na curva DTR. Deve ser nulo num distribuidor ideal.

He, Y. e Sahai, Y. (1986 e 1987) utilizaram solução 3D da equação de Navier-Stokes para calcular as equações diferenciais em regime turbulento, modelo k-ε de turbulência e método de diferenças finitas. Vetores de velocidade, energia cinética de turbulência e tempo de residência do aço no distribuidor são analisados em um distribuidor retangular com paredes retas, de modo a simplificar a geometria, e outro com leve inclinação de quatro graus que mostraram comportamentos diferentes no escoamento do aço líquido. As equações de transporte de massa dependente do tempo e da concentração do traçador dentro do aço líquido mostraram, através das

curvas de DTR, que para o distribuidor com paredes levemente inclinadas o tempo de residência teve um aumento apreciável, minimizando, ao mesmo tempo, o volume estagnado. As curvas de DTR apresentaram um pequeno desvio entre os modelos, porém mantiveram a forma. A flotação das inclusões poderá ser maximizada, com um aumento no tempo de residência, um mínimo de volume estagnado e uma ótima circulação do fluido. O escoamento também foi modelado fisicamente, através de injeção de corante, que apresentou os mesmos resultados quanto ao escoamento do fluido, que sobe através das paredes inclinadas com uma velocidade menor. A energia cinética de turbulência também teve um considerável declínio quando comparada ao distribuidor de paredes retas. Esta pesquisa revelou uma melhoria considerável do escoamento no distribuidor de paredes inclinadas e não menos importante fica a conclusão de que nem sempre se pode simplificar a geometria do modelo em função das melhorias na confecção da malha. O modelo foi validado através da comparação dos vetores de velocidade e curvas DTR que apresentaram um bom acordo com os modelos físicos, em ambos os casos.

Yeh, J. L. et al. (1994) mostraram melhoramentos feitos no escoamento de um distribuidor retangular, de placas, com utilização de barreiras para controle de inclusões, através da análise dos tempos de residência. Utilizaram modelo k- $\epsilon$ , 3D, no estado estacionário e compararam com o modelo físico. Prolongando-se o tempo de residência do aço dentro do distribuidor, há mais tempo para que as inclusões flitem e fiquem retidas na escória. Foram analisados: um distribuidor retangular de paredes inclinadas e outro simplificado, de paredes retas com modificadores de fluxo. Os dois modelos de distribuidores com mesmos modificadores de fluxo resultaram em diferentes tempos de residência, bem como diferente trajetória e velocidade do aço dentro do distribuidor. A escória não foi levada em consideração. O fluido foi modelado sem transferência de calor, isto é, em água. No modelo físico foi usado como traçador cloreto de potássio, velocidade de entrada do fluido de 1,2 m/min e 0,3 m de submersão da válvula. Quatro modificadores de fluxo foram analisados: barreiras superiores, inferiores perto da saída e em região intermediária com tamanhos diferentes sem ou com furos. Os tempos de residência calculados pelo modelo matemático ficaram um pouco abaixo daqueles medidos no modelo físico. A máxima diferença para o tempo médio ficou em menos de um minuto e a mínima diferença no tempo mínimo em 2 s. O maior tempo obtido resultou em um volume morto. Então foram feitos furos na barreira, mas o tempo médio aumentou

consideravelmente. O melhor caso estudado para este tipo de distribuidor foi duas barreira em baixo e uma em cima com furos.

Poucos trabalhos, no entanto, mostram a validação dos modelos físico e matemático através da distribuição dos tempos de residência. Partindo-se da comparação dos resultados entre os modelos físico e matemático para situações idênticas muitas dúvidas ou hipóteses são geradas. Os resultados do modelos físico são usados, geralmente para verificar e guiar o modelo matemático correspondente, quando os parâmetros usados forem os mesmos. Lowry, M. L. e Sahai, Y. (1989) apresentaram desvios significativos nas curvas DTR para um distribuidor DELTA-T, sem e com modificador de fluxo tipo barreira com furos (baffles), e com barreiras superior e inferior (dam and weir) entre os modelos físico e matemático usando modelo k- $\epsilon$  de turbulência. Um aspecto importante a ser observado são as geometrias 3D e malhas de alta complexidade, que poderiam interferir nos resultados. Porém, quando comparados os tempos de residência e volumes característicos, houve uma boa compatibilidade entre os resultados físicos e matemáticos. Sugeriu-se uma simplificação do design do distribuidor em questão para que as curvas DTR tenham uma melhor compatibilidade. Também foram apresentados os vetores de velocidade, modelados matematicamente, para o distribuidor sem e com barreira. A figuras 4a. e 4b. mostraram os desvios entre as curvas DTR encontrados, para o distribuidor com válvula longa submersa e jato aberto para o distribuidor com barreira com furos.

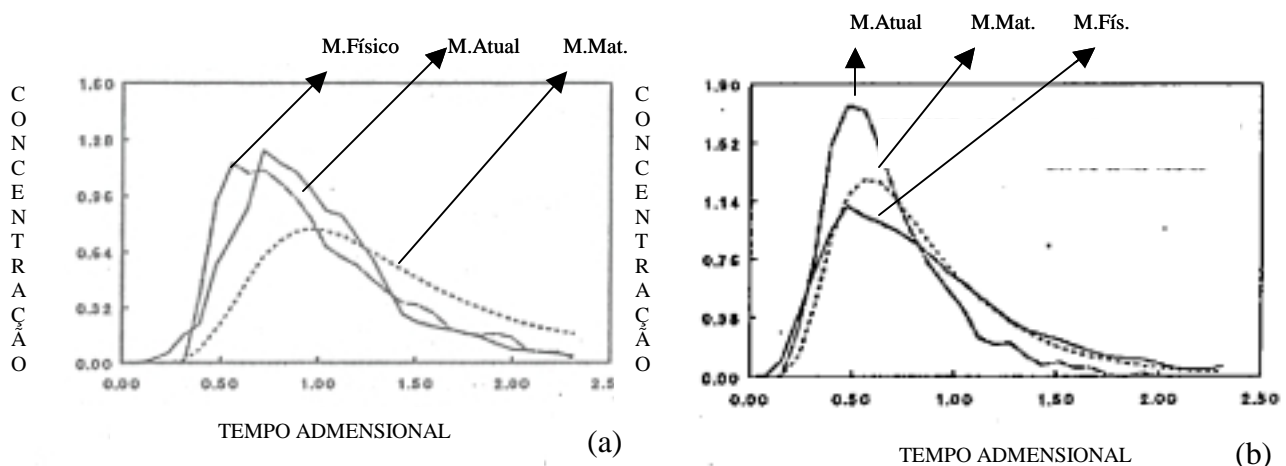


FIGURA 3. Desvios encontrados nos estudos de DTR por Lowry M. L. e Sahai Y. no distribuidor DELTA-T, com barreira com furos, entre o distribuidor atual, modelado física e matematicamente, a) Válvula longa externa, b) Válvula longa interna.



Sahai, Y. et al.(1987 e 1989), simularam modelos em água, de geometrias complexas, e mostraram que quando comparados a modelos físicos obtiveram-se desvios significativos nas curvas de distribuição de tempo de residência.

Lai, K. Y. M. et al. (1986) mostraram a influência dos modificadores de fluxo quando analisaram curvas DTR para um distribuidor retangular. Os modificadores de fluxo são importantes, tanto na trajetória do escoamento, mudando a direção do fluxo para que as impurezas não escoem diretamente na direção dos veios, eliminando o volume de curto circuito, como, também, para que aumentem o tempo de residência do aço no distribuidor permitindo que as impurezas flodem e fiquem aderidas à escória.

Damle, C. e Sahai, Y. (1994) mostraram apenas uma pequena diferença entre as curvas de DTR entre os modelos físico e matemático para um distribuidor simples de seção retangular e paredes retas, usando modelo k- $\epsilon$  de turbulência e geometria 3D em estado isotérmico. A compatibilidade entre os modelos também foi apresentada através de planos de velocidade com diferentes modificadores de fluxo, que aumentaram o tempo de residência para a flotação das inclusões.

Bolger, D.e Saylor, K. (1994) mostram que o curto-circuito é eliminado devido ao uso de inibidores de turbulência, devido a uma diminuição de 85% na velocidade em toda extensão do distribuidor quando comparado ao sistema original da usina, sem controle de escoamento. O inibidor produz um escoamento laminar, mais favorável para flotação de inclusões, como mostraram as DTRs plotadas.

Robert, A. e Mazumdar, D. (2001) apresentaram uma análise complexa sobre o estudo do escoamento, mais especificamente, sobre a distribuição dos tempos de residência do aço. As equações que governam o fluido e sua turbulência foram derivadas num sistema de coordenadas cartesianas e resolvidas numericamente com condições de contorno associadas a um volume de controle baseado em diferenças finitas. Primeiramente o modelo foi testado para escoamentos em cavidades, dutos e placas até que o modelo fosse considerado consistente. Após, o modelo foi aplicado para 4 tipos de distribuidores: retangulares com dois veios e 6 veios e DELTA-T com 2 e 6 veios. Suas curvas DTR foram comparadas entre si e com os modelos físicos correspondentes. As diferenças encontradas entre as medidas experimentais e calculadas são conseqüências dos modelos para alto e baixo Reynolds aplicados. Os modelos apresentavam regime estacionário,

turbulento, 3D, isotérmico e incompressível, com superfície móvel. O acordo com o modelo físico se deu com o distribuidor de seção retangular de um e dois veios para o tempo mínimo de parada. Entretanto para apresentou-se diferente para o distribuidor de seis veios e para os DELTA-T. Para o tempo de pico também foram observadas diferenças significativas em ambos distribuidores. Enquanto o tempo mínimo é uma consequência direta do escoamento padrão, o tempo de pico é dependente da difusão turbulenta do sistema. Tais diferenças podem ser interpretadas a partir do modelo de mistura turbulenta, apresentado por Ilegbusi, J. et al. (1994). Robert, A. e Mazumdar, D. (2001) indicaram também a exigência de um maior aperfeiçoamento, bem como maior refinamento da malha em certas regiões para os distribuidores multi-veios DELTA-T para lingotamento de tarugos. O tempo mínimo é o que apresenta maiores desvios, evidenciando-se para os veios mais distantes da entrada do fluido. Neste trabalho é implicitamente sugerido que algumas incertezas ainda permanecem, como as precisões hidrodinâmicas. As misturas turbulentas ainda não foram apropriadamente simuladas. Uma alternativa seria usar o modelo para baixo Reynolds com malha bem mais refinada. Concluindo, afirmaram que a performance do modelo variou consideravelmente de um distribuidor para o outro. O modelo de baixo Reynolds para o distribuidor retangular de seis veios mostrou um razoável acordo com o modelo físico, principalmente para o tempo mínimo e tempo de pico

Concluindo esta revisão bibliográfica pode-se citar o estado da arte feito por Mazumdar, D. e Guthrie, R. I. L. (1999) que mostram os estudos dos vários pesquisadores de modelos físicos e matemáticos. Os estudos de modelos matemáticos citados por tais autores também incluem os pesquisadores citados nesta dissertação. A tabela, a seguir, mostra o procedimento computacional adotado pelos pesquisadores de modelos matemáticos para simular perfis de velocidade, perfis de temperatura, energia cinética de turbulência e curvas DTR em modelos isotérmicos e não isotérmicos.

TABELA 1. Procedimentos computacionais utilizados por vários pesquisadores, segundo revisão feita por Mazumdar D. e Guthrie R. I. L. (1999).

Número	Pesquisadores	Software	Natureza do software
1	Illegbussi e Szekely (1987, 1988, 1989), Tacke e Ludwing (1987), Kaufmann et al. (1993), Lee et al. (1990)	PHOENICS	Comercial
2	Guthrie et al. (1989, 1993)	METFLO-3D	Construído em casa; Semi-comercial
3	Hsiao et al. (1998)	CFX-4	Comercial
4	Sahai e He (1987), Illegbussi e Szekely (1987), Chakraborty e Sahai (1991, 1992, 1993), Yeh et al.(1992), Salcudean et al. (1986), Hiils et al. (1997) .	Feito sob encomenda: estado transiente, 3D, modelo de escoamento turbulento.	Modelo desenvolvido em casa por um grupo individual de pesquisadores.

Os desvios encontrados entre os modelos físico e matemático também foram analisados na revisão de Mazumdar D. e Guthrie R. I. L. (1999), principalmente para os resultados das curvas DTR. As principais razões por eles apresentadas acontecem em função da malha mais ou menos refinada e da localização dos nós em regiões estratégicas perto da parede e do fundo do distribuidor na entrada e saídas do fluido e em função dos fenômenos de turbulência no sistema.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1. PROCEDIMENTO NUMÉRICO

No estado líquido, o aço pode ser tratado como um fluido newtoniano e descrito matematicamente pelas equações de Navier-Stokes e de conservação de massa. Para simular os fenômenos de velocidade, turbulência, efeitos térmicos e tempos de residência, foi construído um modelo computacional tri-dimensional onde se utilizou o modelo k- $\epsilon$  de turbulência. Foi adicionada a equação de transferência de calor, quando o fluido simulado foi aço líquido. O aço líquido foi simulado como incompressível. O termo de empuxo para fluido incompressível foi introduzido na equação de momento. Para a resolução destas equações foi empregado o software CFX-4.3. Este software específico para escoamento de fluidos utiliza o *MVF*- Método dos volumes finitos.

O software MSC-PATRAN foi utilizado para a construção da geometria 3D e malha hexagonal estruturada, de aproximadamente 74.000 elementos. Pela sua condição de simetria, metade do distribuidor DELTA-T foi construído.

No anexo, podem ser vistas figuras que mostram em detalhe a malha para os diferentes modelos analisados.

A visualização dos resultados foi realizada no software Enight 7.0. As curvas DTR foram construídas utilizando uma planilha de dados no Microsoft-Excel.

Como recurso computacional foram utilizadas estações de trabalho Silicon Graphics pertencentes ao Centro de Supercomputação da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Cada simulação teve um tempo computacional de aproximadamente 30 horas para o estado transiente e 5 horas para o estado estacionário, sendo necessário cerca de 1000 iterações para convergir com um valor residual de  $10^{-5}$  em média, sendo que o resíduo mais elevado foi da variável de massa.

As constantes do modelo k- $\epsilon$  foram as mesmas consideradas por Launder, B. E. e Spalding, D. B.(1974).

A figura 4 mostra a malha construída para o meio distribuidor do distribuidor DELTA-T, no seu plano de simetria.

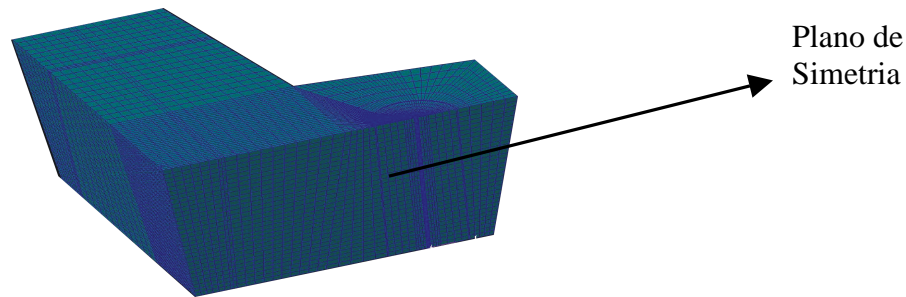


FIGURA 4. Detalhe da malha estruturada para metade do distribuidor

### ***Condições de Contorno***

As condições de contorno aplicadas ao modelo foram as seguintes:

1. Nas paredes foi aplicada a condição de não escorregamento;
2. A condição de pressão fixa foi aplicada nos veios;
3. Nos planos de simetria e superfície livre, as componentes perpendiculares de velocidade são nulas. Também foram feitos testes com a condição de parede na superfície;
4. Para os casos não isotérmicos foram aplicadas densidades de fluxo de calor na superfície, paredes e fundo do distribuidor:

Ainda se testou, com o intuito de ajustar o modelo, duas condições de entrada do fluido. Estas foram chamadas de entrada 1, para a entrada do fluido pelo topo da válvula longa e entrada 2, para o fluido entrando a partir da base da válvula longa.

### ***Parâmetros Utilizados no Modelo***

Foi necessário buscar as condições utilizadas no processo em nível industrial para aplicar ao modelo simulado. As velocidades iniciais utilizadas foram calculadas a partir das vazões utilizadas na usina. Os dados de densidade de fluxo de calor foram ajustados até que houvesse a validação dos perfis de temperatura com o distribuidor da usina e com base na bibliografia estudada. A tabela 2 apresenta os parâmetros do modelo utilizados no cálculo das equações de Navier-Stokes, continuidade e transferência de calor.

TABELA 2. Parâmetros utilizados no modelo.

	Com Transferência de Calor	Com Transferência de Calor	Sem Transferência de Calor	
	Maior Perda Térmica (cam. escória. fina)	Menor Perda Térmica (cam.escória. grossa)		
<b>Temperatura entrada [K]</b>	1823	1823	298	298
<b>Densidade [kg/m<sup>3</sup>]</b>	7000	7000	1000	1000
<b>Viscosidade [kg/m.s]</b>	0,0062	0,0062	0,001	0,001
<b>Condut. térmica [W/m.K]</b>	36	36	-	-
<b>Calor específico [J/kg.K]</b>	680	680	-	-
<b>Coef. expansão Térmica [K<sup>-1</sup>]</b>	10 <sup>-4</sup>	10 <sup>-4</sup>		
<b>Dens. fluxo calor superf. [W/m<sup>2</sup>]</b>	15.000	6000	-	-
<b>Dens. fluxo calor paredes [W/m<sup>2</sup>]</b>	3000	1250	-	-
<b>Vazão [m<sup>3</sup>/h]</b>	6,0 e 8,1	6,0 e 8,1	6,0	8,1
<b>Intensidade de Turbulência %</b>	1	1	1	1
<b>Perfil uniforme velocidade [m/s]</b>	0,5 e 0,7	0,5 e 0,7	0,55	0,0,7
<b>Número Reynolds</b>	32.000 e 45.000	32.000 e 45.000	32.000	45.000
<b>Estado</b>	Estacionário	Estacionário	Estacionário e Transiente	Estacionário e Transiente

### 3.2 DISTRIBUIDOR E GEOMETRIAS ANALISADAS

A figura 5 mostra uma representação esquemática do processo de lingotamento contínuo. Pode-se observar neste esquema as válvulas utilizadas para transferir o aço líquido da panela para o distribuidor DELTA-T, e do distribuidor para o molde.

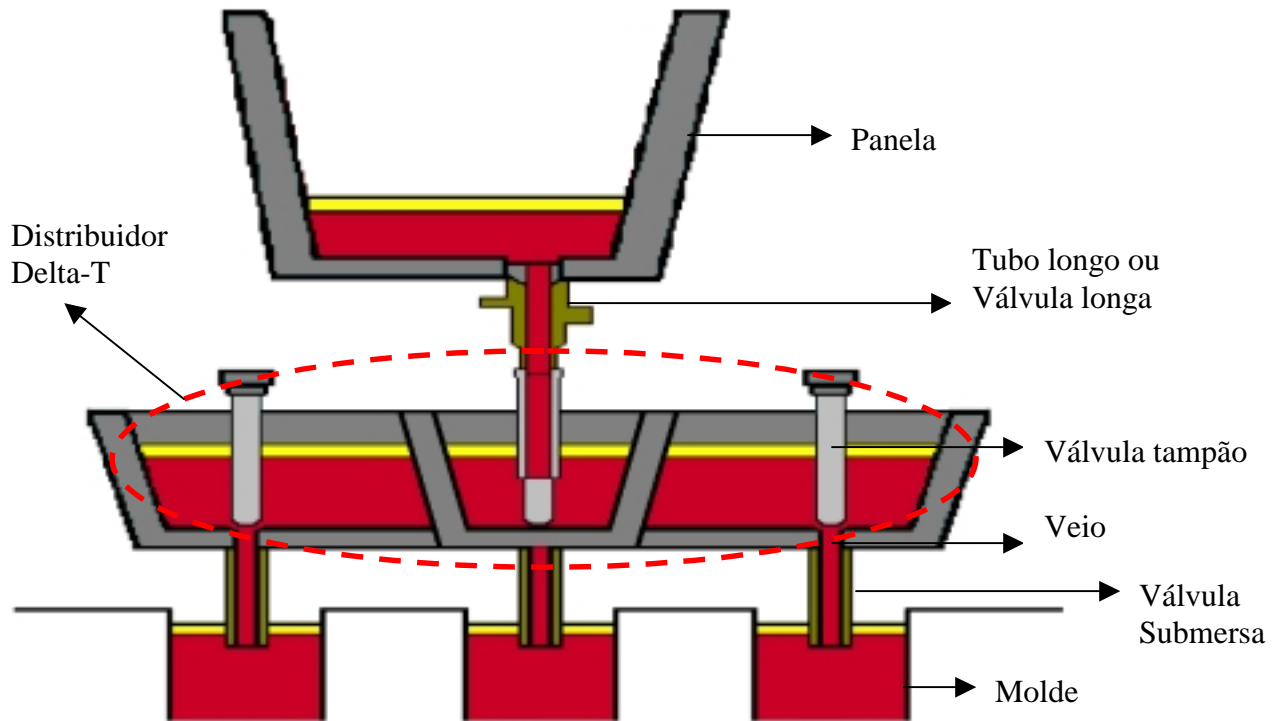


FIGURA 5. Processo L.C., válvulas utilizadas e distribuidor delta-T.

A tabela 3 apresenta as medidas de submersão, diâmetros do tubo longo e diâmetro da válvula submersa e veios utilizadas no modelo.

TABELA 3. Medidas das válvulas e veios utilizados no modelo.

<b>Profundidade de submersão do tubo longo (mm)</b>	300
<b>Diâmetro da válvula longa (mm)</b>	65 e 85
<b>Diâmetro da válvula submersa e veios (mm)</b>	32

O escoamento no distribuidor DELTA-T foi modelado numericamente sem e com modificadores de fluxo e inibidores de turbulência, a fim de analisar os vetores de velocidade, campo de temperatura e energia cinética de turbulência com e sem transferência de calor. As curvas DTR foram calculadas somente para o distribuidor padrão com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  em condições isotérmicas e comparadas com as medidas experimentais.

Os casos apresentados nas figuras a seguir mostram as geometrias analisadas para os perfis de velocidade, temperatura, energia cinética de turbulência e DTR.

#### a. Distribuidor sem modificador de fluxo ou distribuidor padrão

A figura 6 mostra a configuração padrão do distribuidor DELTA-T, isto é, sem modificadores de fluxo ou inibidores de turbulência.

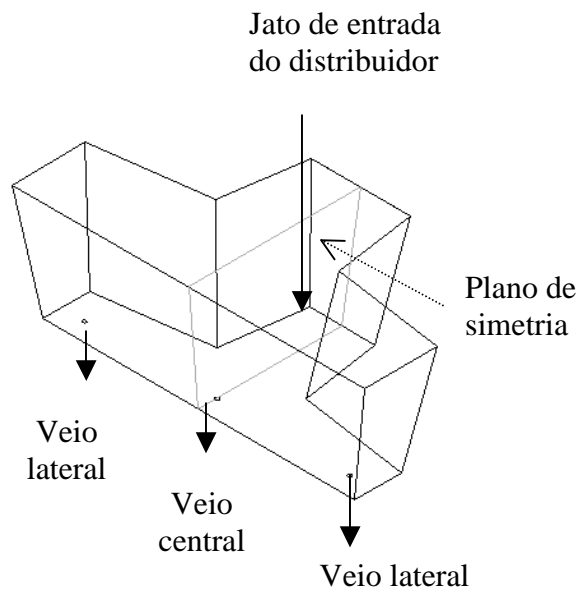


FIGURA 6. Distribuidor de lingotamento contínuo tipo DELTA-T sem modificador de fluxo



### b. Distribuidor com barreira tipo 1

Na figura 7 observa-se a barreira tipo 1 que fica localizada entre a parte traseira e dianteira do distribuidor DELTA-T.

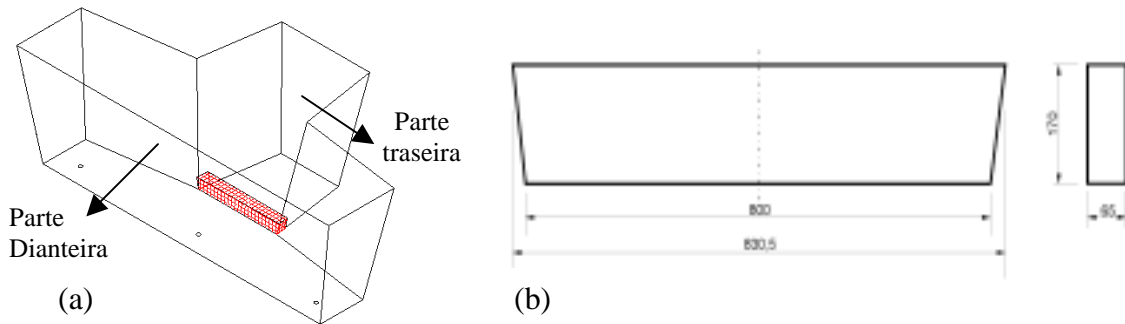


FIGURA 7. Modificador de fluxo tipo barreira 1, a) localização no interior do distribuidor, b) dimensões da barreira 1.

### c. Distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2

A figura 8 mostra a barreira 2, que se localiza na mesma posição da barreira 1, no interior do distribuidor DELTA-T. Possui a mesma largura e altura da anterior, porém caracteriza-se por possuir uma aba na parte superior.

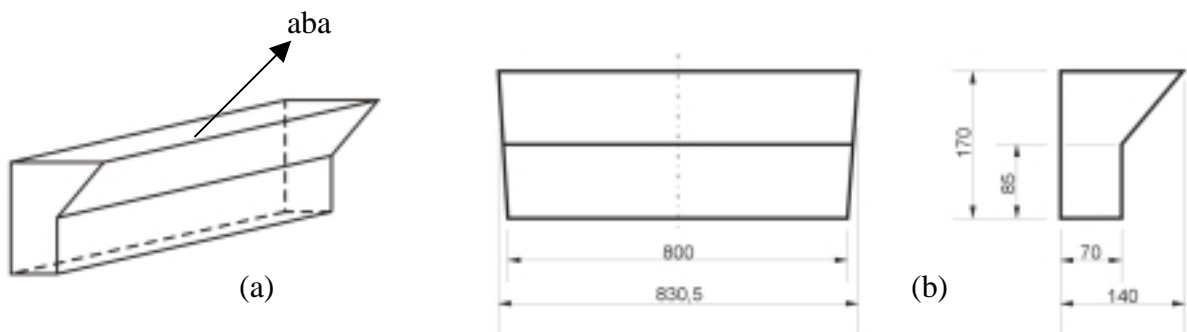


FIGURA 8. Modificador de fluxo tipo barreira 2, a) vista em perspectiva, b) dimensões da barreira tipo 2.

**d. Distribuidor com modificador de fluxo tipo inibidor de turbulência tipo 1 e inibidor de turbulência tipo 2**

A figura 9 mostra os dois tipos de inibidores de turbulência cilíndricos, que ficam localizados no fundo do distribuidor, abaixo da válvula longa. Os dois possuem as mesmas dimensões. Observa-se que uma pequena aba na parte superior do cilindro, diferencia um inibidor do outro.

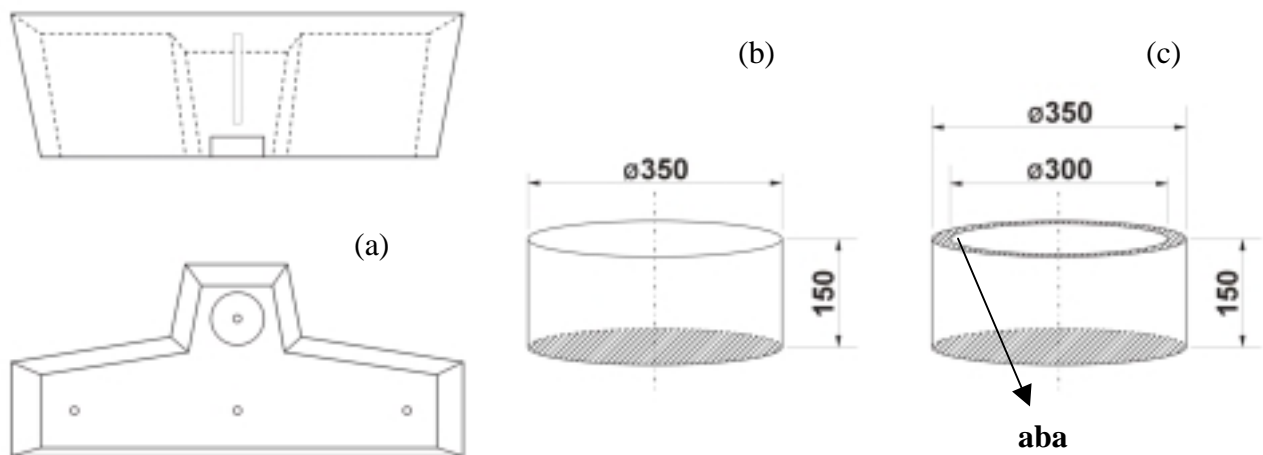


FIGURA 9. Inibidor de turbulência, a) localização do modificador de fluxo, b) inibidor de turbulência tipo 1, b) inibidor de turbulência tipo 2.

### 2.3 VARIÁVEIS ANALISADAS

A tabela 4 mostra de um modo geral as variáveis analisadas matematicamente em função dos diferentes casos de geometria e parâmetros utilizados no modelo.

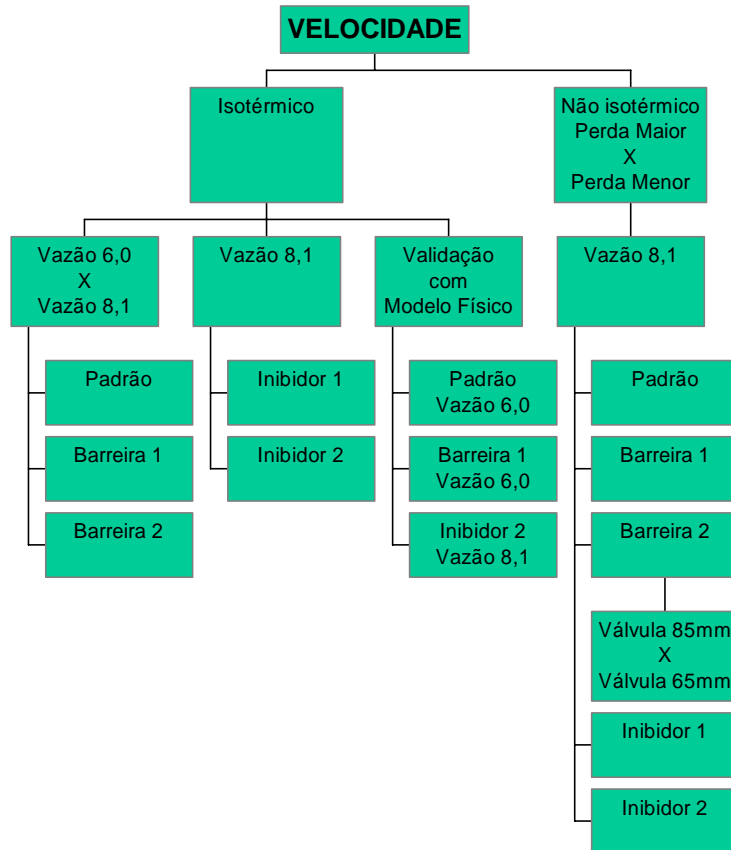
TABELA 4. Variáveis analisadas no modelamento matemático em função da geometria e parâmetros estudados no modelo.

Geometrias  Variáveis		Tubo longo: 65 mm					Tubo longo: 85mm
		Padrão	Modif.Fluxo		Inib. Turbulência		Modificador de fluxo tipo Barreira 1
			Barr.1	Barr.2	Inib.1	Inib.2	
Perfil de Velocidade	Modelo isotérmico	X	X	X	X	X	X
	Modelo não isotérmico	X	X	X	X	X	X
Energia Cinética de Turbulência	Modelo isotérmico	X	X	X	X	X	X
	Modelo não isotérmico	—	—	—	—	—	—
Perfil de Temperatura		X	X	X	X	X	X
DTR	Modelo isotérmico	X	X	X	X	X	—
	Modelo não isotérmico	—	—	—	—	—	—

Os fluxogramas que seguem mostram mais detalhadamente, para um melhor entendimento, como foram estudadas as variáveis velocidade, energia cinética de turbulência, temperatura e distribuição dos tempos de residência modeladas matematicamente em função das condições térmicas, de geometria e de vazão. As validações que foram feitas também são apresentadas.

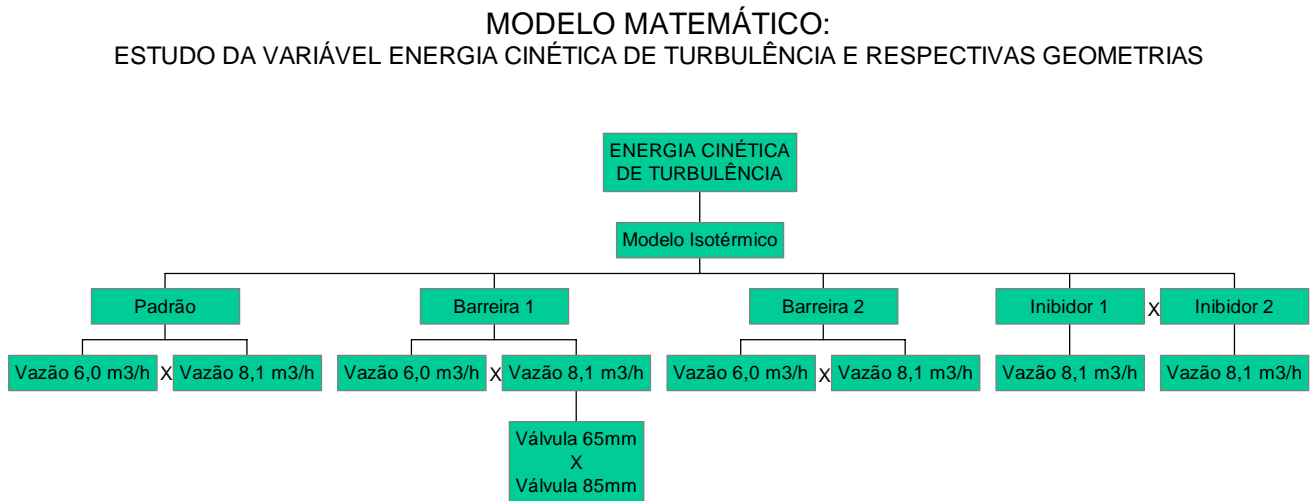
No fluxograma 1 observa-se o estudo da velocidade nos dois modelos isotérmico e não isotérmico, em função das geometrias do distribuidor padrão, com barreira tipo 1, com barreira tipo 2, os quais foram simulados para duas vazões diferentes 6,0 e 8,1 m<sup>3</sup>/h. Para os inibidores de turbulência tipo 1 e tipo 2, procurou-se simular o comportamento da velocidade apenas para a maior vazão, onde torna-se mais evidente o uso do inibidor de turbulência. A validação com o modelo físico foi realizada somente para o distribuidor padrão, e com inibidor de turbulência tipo 2 e foram selecionadas em função do tempo disponível para realização destes testes e para barreira tipo 1 por ser a mais utilizada. Também foram realizados testes a fim de se estudar o comportamento do perfil de velocidade quando o diâmetro da válvula longa aumentou de 65 mm para 85 mm somente para o distribuidor com barreira 1 e vazão 8,1 m<sup>3</sup>/h, caso que também vem sendo utilizado na indústria.

MODELAMENTO MATEMÁTICO:  
Estudo da variável velocidade



FLUXOGRAMA 1. Estudo da variável velocidade em função das respectivas geometrias vazões e validação .

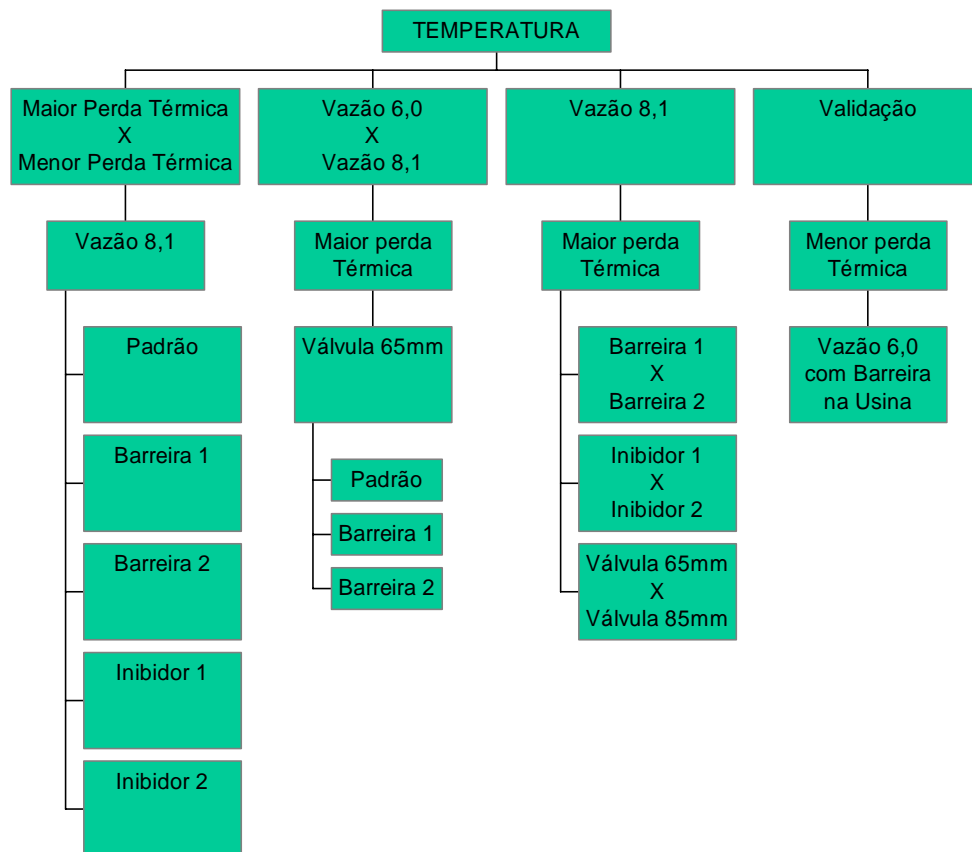
No fluxograma 2 observa-se como foi analisada a energia cinética de turbulência. O estudo segue a mesma geometria e vazões relatadas no fluxograma 1. O modelo foi simulado apenas em condições isotérmicas pela razão de se avaliar se as variações de turbulência interfeririam, talvez, nos resultados das curvas DTR, a partir do modelo k-ε para alto Reynolds utilizado.



FLUXOGRAMA 2. Estudo da variável energia cinética de em função das respectivas geometrias .

O fluxograma 3 apresenta o estudo da variável temperatura, em função das mesmas geometrias e vazões citadas nos fluxogramas anteriores. A validação, neste caso, foi realizada através da comparação dos perfis de temperatura na superfície do distribuidor da usina com barreira e vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ .

MODELAMENTO MATEMÁTICO:  
Estudo da variável temperatura

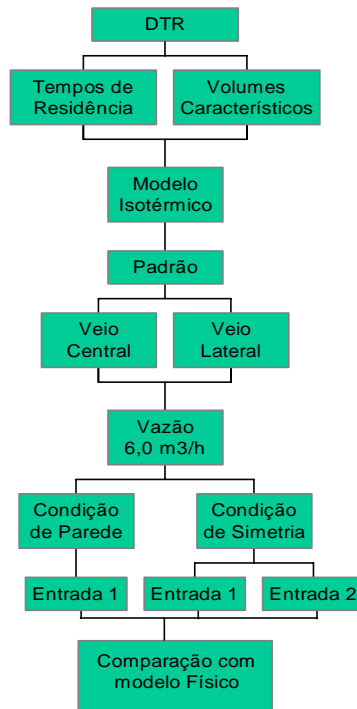


FLUXOGRAMA 3. Estudo da variável temperatura em função da geometria, vazão, perdas térmicas e validação

O fluxograma 4 mostra como foram estudados os tempos de residência e volumes característicos a partir das curvas DTR modeladas para o distribuidor padrão com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  em condições isotérmicas para ser comparado ao modelo físico.

A escolha do distribuidor padrão e vazão foram selecionadas em função de já se ter resultados para o modelo físico através da dissertação de mestrado de Wollmann, A. M. (1999)

MODELO MATEMÁTICO:  
DISTRIBUIÇÃO DOS  
TEMPOS DE RESIDÊNCIA  
E COMPARAÇÃO  
COM MODELO FÍSICO



FLUXOGRAMA 4. Estudo da distribuição dos tempos de residência em função da geometria e comparação com modelo físico.



### 3.4 VALIDAÇÃO MATEMÁTICA: COMPARAÇÃO COM O MODELO FÍSICO E MEDIDAS REALIZADAS NA USINA

Antes de se apresentar qualquer resultado através de modelamento matemático, é necessário verificar sua validade através de comparação com o modelo físico, ou medições na própria usina, quando possível.

Um distribuidor de lingotamento contínuo, tipo DELTA-T, de 12 t, construído em acrílico, em escala 1:1, foi utilizado neste trabalho. O modelo físico serviu para validar o modelo matemático através da comparação dos vetores de velocidade, tempos de residência e volumes característicos.

Na validação do modelo matemático foi utilizada a mesma técnica estudada por Trindade, L. B. et al.(1999) que compara planos de velocidade e trajetória do escoamento entre os modelos físico e matemático. Os vetores de velocidade no modelo físico foram visualizados através de planos, em regiões de interesse, por um sistema ótico com o uso do laser e comparadas aos mesmos planos construídos no modelo numérico, utilizando um software especializado, o Enight6.1. Trindade, L. B. et al (1999) utilizaram o software Ansys 5.4 na resolução das equações de Navier Stokes. A obtenção dos planos de velocidade no modelo físico, foi objeto de estudo da dissertação de mestrado de Silva, L. G. (2001). Nela pode-se obter maiores detalhes sobre a técnica com laser. A figura 10 mostra a validação numérica para o distribuidor DELTA-T feita pelos referidos autores no plano de simetria.

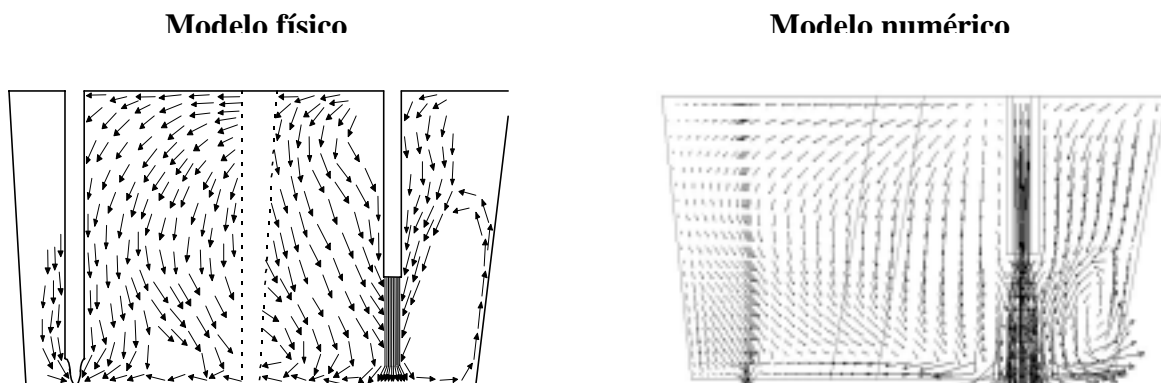


FIGURA 10. Validação do modelo matemático do distribuidor DELTA-T através dos planos de velocidade no eixo de simetria estudado por Trindade, L.B. e Silva, G. L.et al (1999) para vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  no distribuidor padrão.

As regiões onde não aparecem vetores no modelo físico da figura 10, indicam escoamento perpendicular ou instável. No modelo numérico estas regiões podem ser visualizadas, considerando é claro, as limitações dos resultados obtidos através de um modelo numérico, onde o escoamento é tratado como estacionário e descrito por um modelo de turbulência. Os resultados apresentados são considerados satisfatórios para validação dos modelos. Para efeitos de simulação no modelamento físico, o fluido utilizado foi água pela sua viscosidade cinemática ser praticamente a mesma do aço. O traçador usado foi o ácido clorídrico diluído, de concentração muito próxima a da água.

As curvas de distribuição de tempos de residência foram obtidas através de um ensaio que consiste na injeção de HCl a 2,8%, como traçador, através de um sistema pneumático conectado próximo ao jato de entrada de água e medida sua concentração nas saídas do distribuidor. É necessário mencionar a importância na reprodutibilidade dos dados, durante os vários ensaios realizados no modelo físico. Todos detalhes a respeito das curvas DTR utilizadas na comparação com o modelo matemático e os procedimentos utilizados no modelo físico poderão ser encontrados na dissertação de mestrado de Wollmann, A. M. (1999).

Para complementar as validações matemáticas com o modelo físico, foi estudada através da técnica do corante a trajetória do escoamento. A técnica do corante consiste na a injeção de água com corante, por exemplo uma mistura de água com permanganato no distribuidor cheio de água com a vazão desejada. Wollmann apresentou esta técnica na visualização da trajetória do escoamento do aço no distribuidor DELTA-T em sua dissertação de mestrado, onde pode-se obter mais detalhes. Nesta dissertação a técnica do corante foi usada para comparar a trajetória do escoamento entre os dois modelos físico e matemático através da sobreposição de suas imagens. No modelo físico foi realizada uma filmagem lateral do escoamento e no modelo matemático as imagens do escoamento isotérmico foram animadas através do software Ensignht 7.0. As imagens animadas foram sobrepostas a fim de se obter uma melhor visualização do escoamento e sua posterior validação. Este tipo de comparação da trajetória do escoamento foi realizada para o distribuidor com barreira tipo 1 e com inibidor de turbulência tipo 2. A vazão utilizada foi de  $6.0 \text{ m}^3/\text{h}$  para ambos os modelos.

A figura 11, mostra a técnica do corante realizada no modelo físico que se encontra no Laboratório de Siderurgia - LASID, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

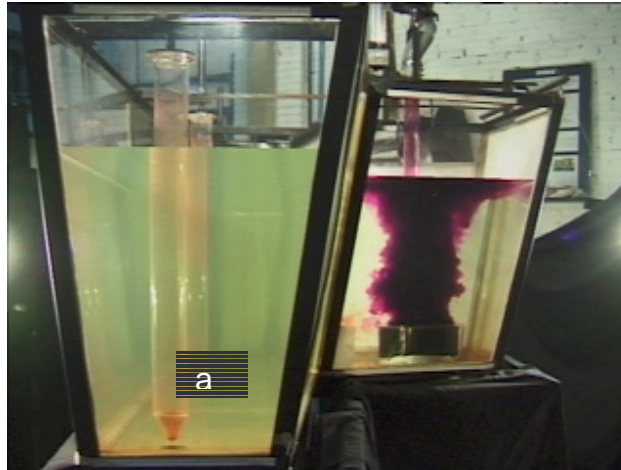


FIGURA 11 . Estudos realizados no modelo físico do LASID/UFRGS da trajetória utilizando a técnica do corante

Para validação do modelo não isotérmico foram comparados os perfis de temperatura calculados numericamente com medições realizadas no distribuidor com barreira e vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  na usina. Para medir a temperatura na primeira camada de aço líquido abaixo da escória foi utilizado um pirômetro. Para calcular o perfil de temperatura na superfície foi utilizada como condição de contorno a menor perda térmica, isto é:  $6000 \text{ W/m}^2$  na superfície e  $1250 \text{ W/m}^2$  nas paredes e fundo do distribuidor, simulando uma fina camada de escória.

As validações obtidas para esta dissertação, referidas anteriormente, serão apresentadas a seguir, no primeiro item de resultados do capítulo 4.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

#### 4.1.1 VALIDAÇÃO ATRAVÉS DOS PERFIS DE VELOCIDADE E TRAJETÓRIA DO ESCOAMENTO

Para fins de validação do modelo matemático para o distribuidor sem barreira e vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  foram comparados os vetores de velocidade obtidos numericamente com os obtidos no modelo físico do laboratório de siderurgia da UFRGS, com a técnica do laser, no plano de simetria. (Dissertação de mestrado de Silva, L. G. (2001).

Na figura 12 pode-se observar, através do plano de simetria, a comparação do campo de velocidades entre os dois modelos. Observa-se uma grande semelhança entre as direções e sentidos dos vetores e posição dos vórtices. Do ponto de vista de direção e sentido, os resultados foram considerados satisfatórios e validaram o modelo matemático. Porém ainda precisam ser validados em módulo.

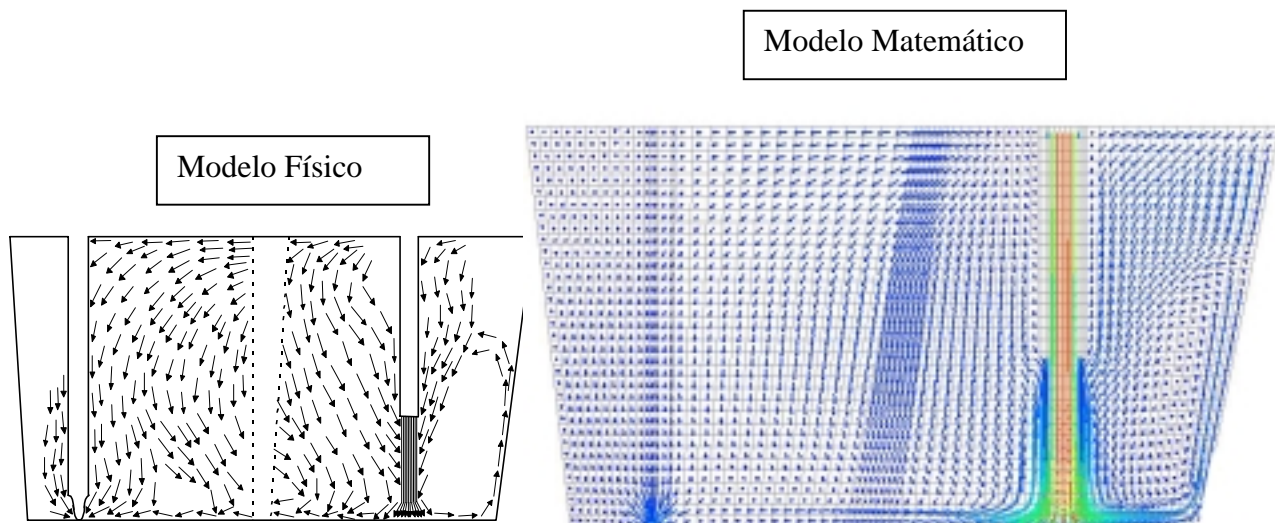


FIGURA 12. Validação do modelo matemático através da comparação dos vetores de velocidade para o distribuidor sem barreira.

A validação do modelo matemático pela comparação dos vetores de velocidade obtidas no modelo físico com a técnica do laser também foi utilizada por Sahai Y. et al (1987) . Eles encontraram uma boa correspondência entre os resultados para um distribuidor retangular.

Trindade L. B. et al (1999) validaram seu modelo 3D com o mesmo modelo físico de escala 1:1 utilizado neste trabalho.

A trajetória do escoamento é apresentada a seguir, a fim de validar o modelo matemático com o modelo físico. A figura 13 mostra uma sobreposição de imagens do distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 e vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , dos modelos físico e matemático. A técnica utilizada na visualização da trajetória do escoamento, no modelo físico, foi a do corante. Aquela do modelo matemático foi o software Enight 7.0. Nota-se que o fluido, no modelo matemático, representado pelas setas segue o modelo físico, representado pela água com corante, que sobe até a superfície depois de bater na barreira, para então descer em direção aos veios. Os vórtices gerados no fundo do distribuidor, na região da barreira e na parede posterior, perto da válvula longa, são difíceis de se observar, mas eles existem se forem observadas as figuras dos vetores de velocidade, em escala maior, apresentadas mais adiante neste trabalho, ou no filme animado.

A figura 14 mostra a validação do modelo matemático para o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 e vazão de  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$  realizada através da sobreposição de imagens do escoamento dos modelos físico (técnica do corante) e matemático (vetores de velocidade). É possível observar, nos dois modelos, que o fluido fica confinado, através de vórtices, no interior do inibidor de turbulência tipo 2, para depois se mover em direção à superfície e descer em direção aos veios. Nos tempos  $t_7$ ,  $t_8$  e  $t_9$  a trajetória do fluxo foi representada apenas pelo modelo matemático, para uma melhor visualização dos vetores de velocidade deste modelo. No  $t=t_9$ , o distribuidor está no plano superior, e o fluido escoando em direção aos veios a partir da superfície.

Este tipo de validação, a partir da trajetória do fluxo, não é normalmente utilizada, porém é uma forma de se verificar que em ambos os casos, distribuidor com modificador de fluxo ou com inibidor de turbulência, os modelos físico e matemático estão de acordo, pois seguem a mesma trajetória.

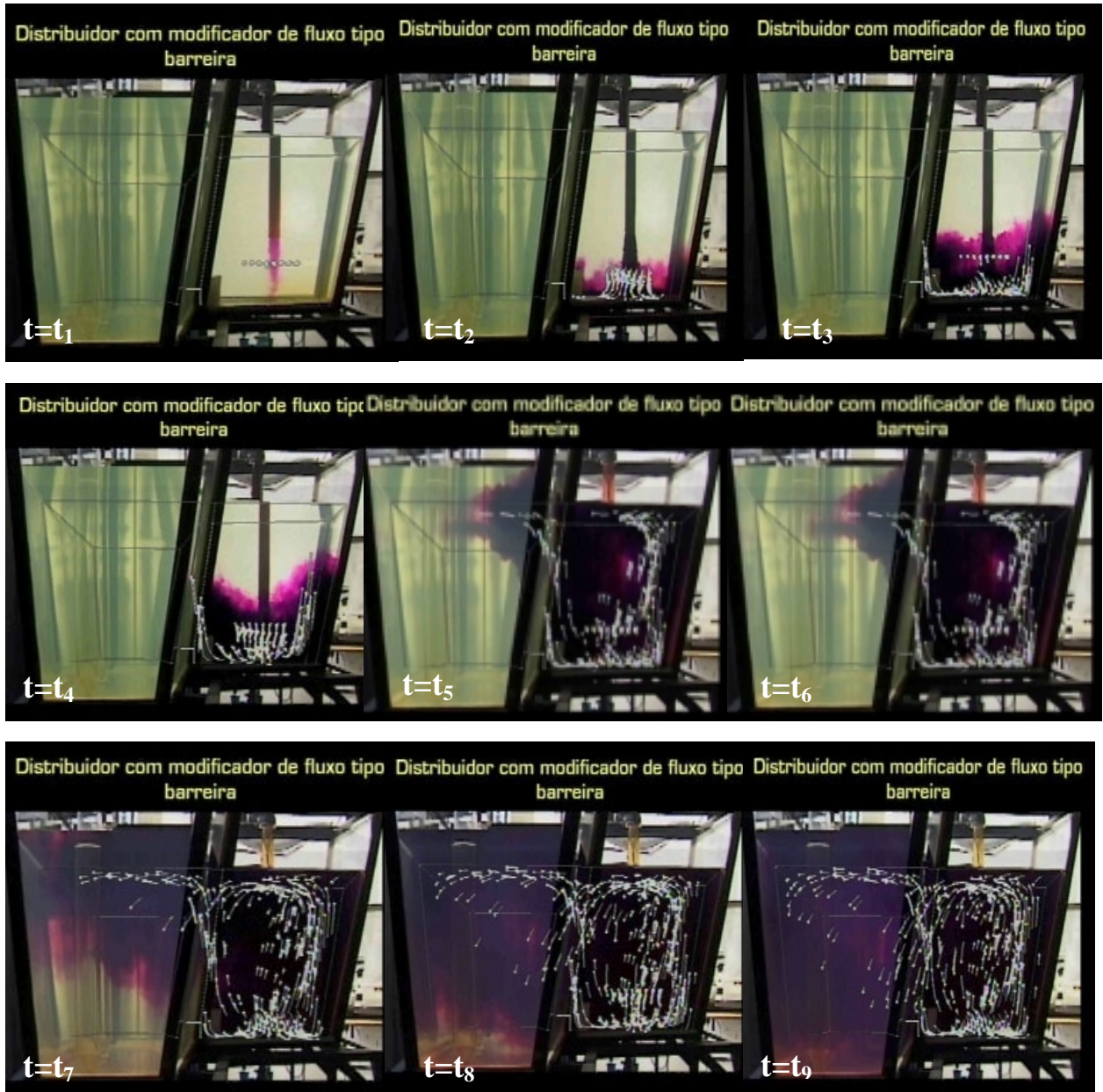


FIGURA 13. Imagem da trajetória do fluxo dos modelos matemático (setas) e físico (utilizando a técnica do corante) sobrepostos no distribuidor com barreira tipo 1 e vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ .

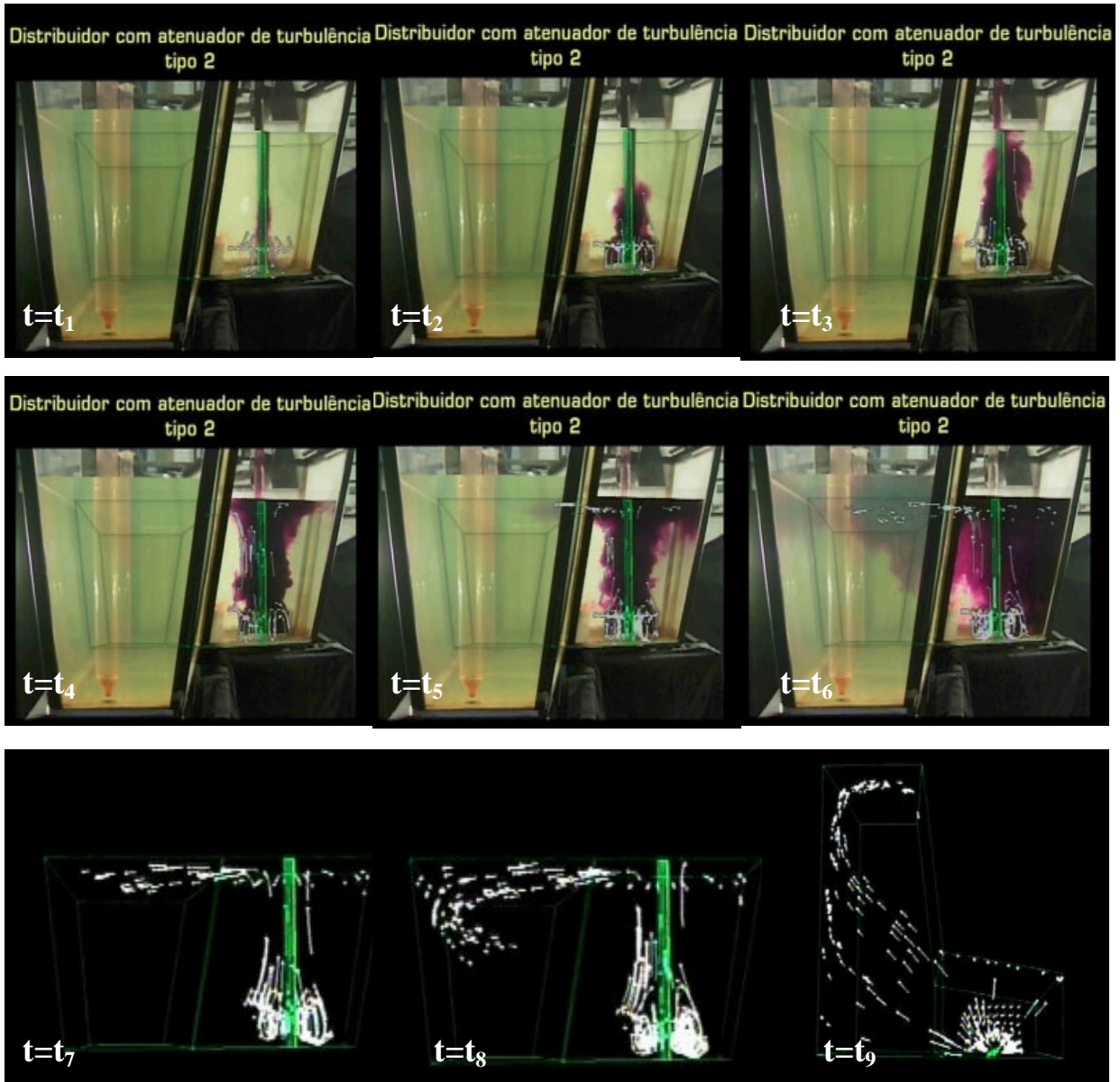


FIGURA 14. Imagem da trajetória do fluxo dos modelos matemático (vetores de velocidade e físico (técnica do corante) sobrepostos no distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 e vazão de  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$  em um tempo de 0-1 min.

#### 4.1.2 VALIDAÇÃO ATRAVÉS DOS PERFIS DE TEMPERATURA

Os campos de temperatura foram validados através da medição por pirômetro na primeira camada de aço, abaixo da escória, no distribuidor com barreira tipo 1 e vazão de  $6,2 \text{ m}^3/\text{h}$ . A temperatura inicial de vazamento foi de  $1550 \text{ }^\circ\text{C}$  no modelo matemático. Na usina, pode-se notar que o aço foi vazado a uma temperatura menor,  $1543^\circ\text{C}$ , quando se observa a diferença entre as temperaturas comparando os dois modelos na figura 15a e 15b. A figura 15 representa os perfis de temperatura, no distribuidor em estado transiente, 2 min após o início do vazamento com condição de maior perda térmica. A diferença entre a maior e a menor temperatura na superfície do distribuidor ficou em torno de 6 graus, nos valores medidos na usina (figura 15, temperatura b.), enquanto que o modelo matemático (figura 15, temperatura a.) apresentou uma variação de temperatura na superfície de 4 graus. O modelo térmico mostra sua validade quando se observou que a temperatura caiu em 1 grau de uma região para outra nos dois modelos.

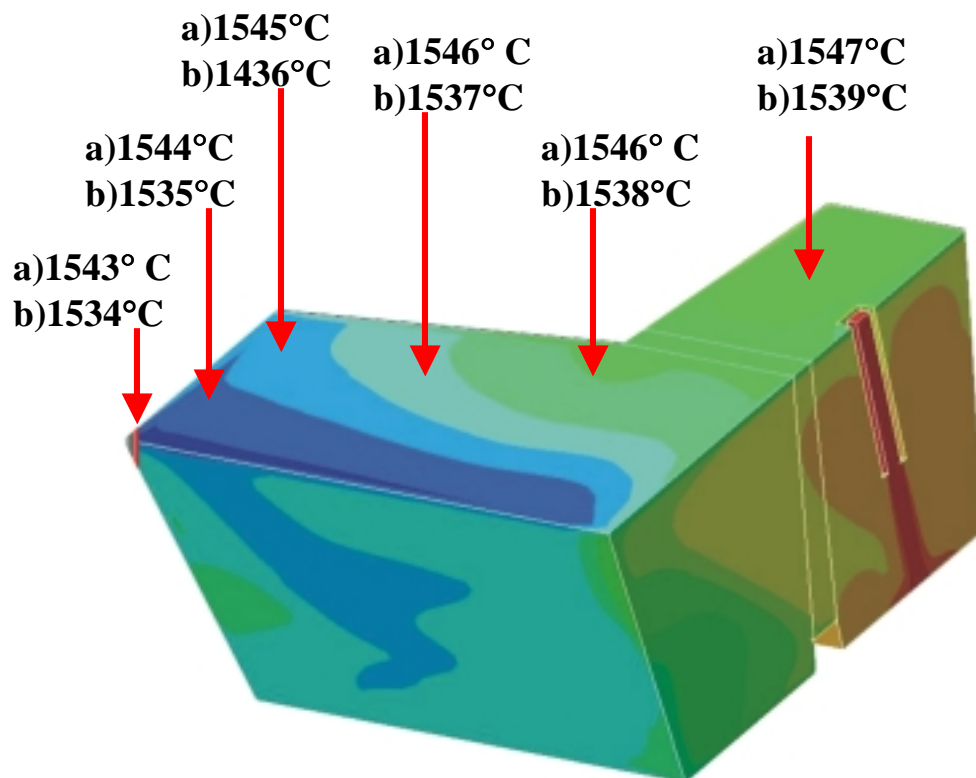


FIGURA 15. Comparação da variação da temperatura no distribuidor com modificador de fluxo tipo 1 entre a) modelo matemático, b) medidas realizadas na usina.



## 4.2 PERFIS DE VELOCIDADE

### 4.2.1 INFLUÊNCIA DOS MODIFICADORES DE FLUXO E DA VAZÃO NA TRAJETÓRIA E VELOCIDADE DO FLUIDO ISOTÉRMICO - VAZÃO 6,0 m<sup>3</sup>/h X VAZÃO 8,1 m<sup>3</sup>/h

Na figura 16 observa-se o perfil de velocidade através dos vetores de velocidade no plano de simetria para o distribuidor sem modificador de fluxo no seu interior. Para ambas vazões, 6,0 m<sup>3</sup>/h e 8,1 m<sup>3</sup>/h, nota-se um vórtice na parte inferior direita do distribuidor, entre a válvula longa e a parede. Este grande vórtice prende as inclusões, sem dar chance para que elas flitem até a superfície, pois o escoamento segue descendente e diretamente junto ao veio central. Não se observam vórtices na parte inferior, à esquerda do distribuidor. Este tipo de escoamento, que se dirige diretamente ao veio, é conhecido como curto-circuito. O escoamento seguiu a mesma trajetória para ambas vazões. Apenas o módulo dos vetores de velocidade aumentou quando, aumentou-se a vazão. A diferença entre a velocidade máxima e mínima ficou em torno de 0,5 m/s para a o fluido com velocidade uniforme inicial de 0,55. Perto dos veios o fluido sofreu um "sugamento", fazendo com que a velocidade aumentasse de 0,07 m/s para 0,12 m/s, aproximadamente. A diferença entre a maior e menor velocidade ficou em torno de 0,65 m/s no caso do fluido com velocidade inicial maior: 0,7 m/s. A velocidade na saída ficou em torno de 0,15 m/s.

Sahai, Y. et al (1987) mostraram uma recirculação do fluido abaixo da válvula longa, subindo em direção à superfície e descendente perto das paredes, para um distribuidor retangular sem modificadores de fluxo, modelado isotermicamente.

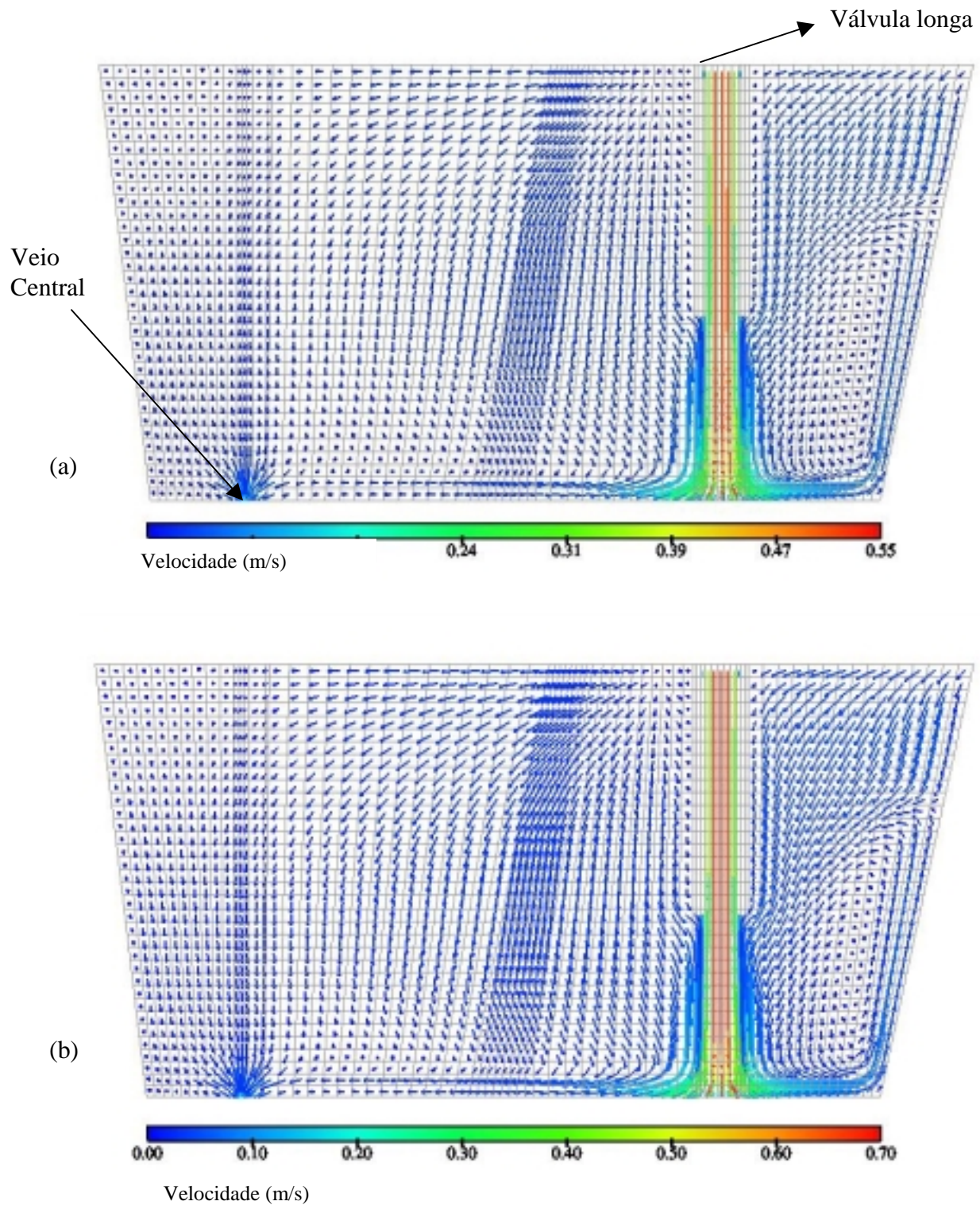


FIGURA 16. Campo de velocidade no plano de simetria para o distribuidor sem modificador de fluxo, sem transferência de calor, a) vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

A figura 17 mostra a mudança ocorrida na direção e sentido dos vetores de velocidade quando foi introduzido no interior do distribuidor um modificador de fluxo tipo barreira 1, para vazões de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

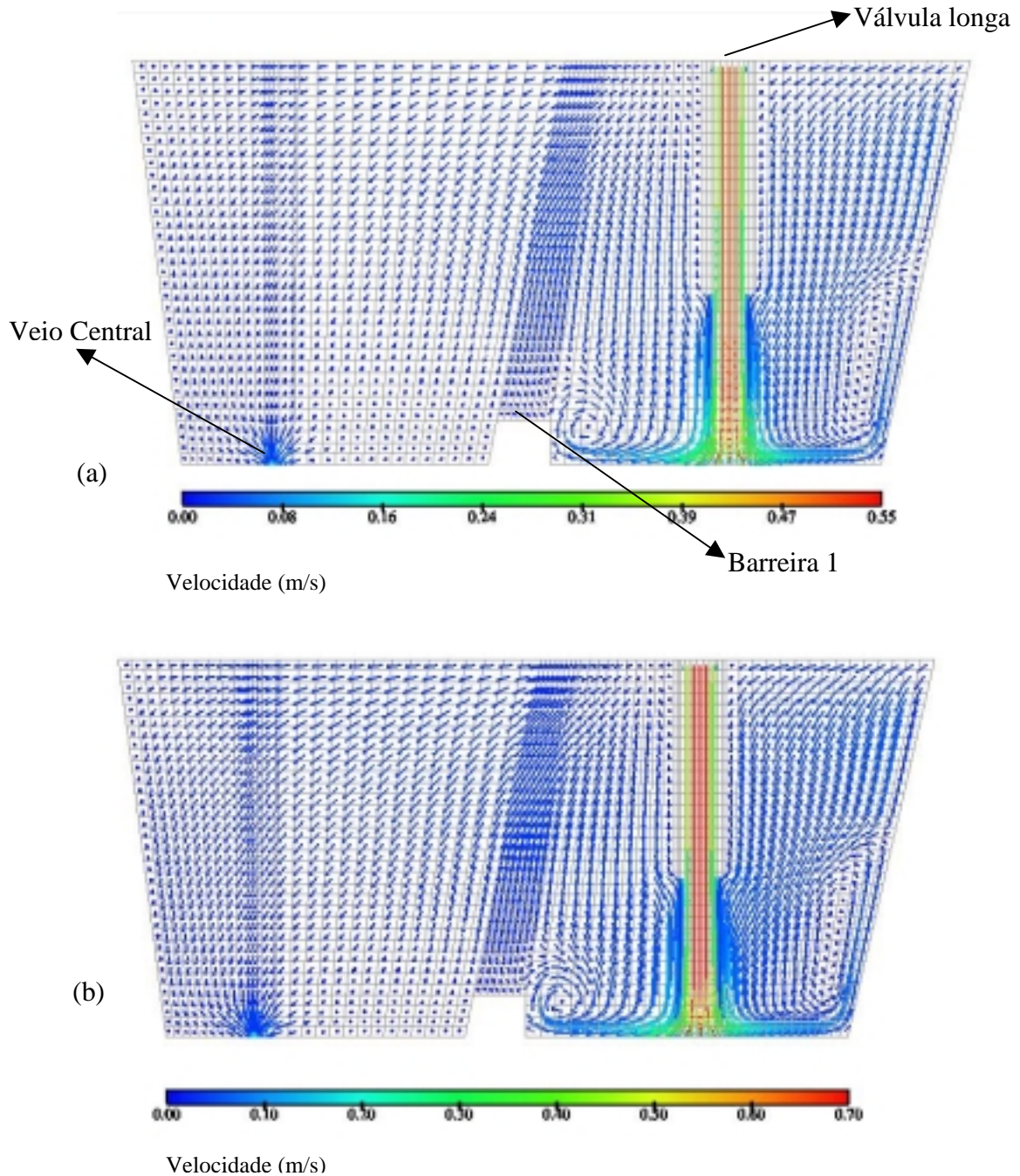


FIGURA 17. Campo de velocidade no plano de simetria para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1, sem transferência de calor, a) vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

O aumento da vazão interferiu, principalmente no aumento, em módulo, dos vetores de velocidade em aproximadamente 0,1 m/s, em média. Na parte inferior direita, entre a parede e a válvula longa, perto do fundo, o vórtice mostrou-se menor do que no caso anterior do distribuidor sem modificador de fluxo. Mais à frente, na região inferior à esquerda da válvula longa, o fluido encontra a barreira, gerando um outro vórtice que propicia, depois de um determinado tempo, um escoamento descendente junto ao veio central. Ambos vórtices aprisionam as inclusões. Este aprisionamento pode trazer como consequência uma chance destas inclusões chegarem até a escória, ficando ali retidas. A barreira eliminou o curto circuito. A diferença entre a velocidade máxima e mínima foi da mesma ordem de grandeza citada anteriormente, bem como a velocidade na saída.

Sezekely J. et al. (1986), Guthrie R. I. L. et al. (1993) e Morales R. D. et al. (1996), entre outros, estudaram a melhor arranjo de barreiras e diques em distribuidores retangulares e DELTA-T, a fim de modificar a trajetória do escoamento, redirecionando-o para a superfície e minimizar o grau de impurezas no produto final.

A figura 18 mostra o perfil de velocidade para o distribuidor com barreira tipo 2 para duas vazões. Pode-se observar que a malha da geometria da figura 18 é mais grosseira, cerca de 40.000 elementos (as malhas observadas nas figuras 16 e 17 anteriores são mais refinadas, possuindo aproximadamente 70.000 elementos). Este outro design de barreira, a qual possui uma pequena aba permite um maior aprisionamento do fluido na parte inferior, à direita e a esquerda da válvula longa, a partir da geração de vórtices. Estes vórtices aprisionam as inclusões, aumentando o tempo de residência do aço, como foi observado também por Wollmann A. M. (1999) para diversos tipos de barreiras em um distribuidor DELTA-T, através do modelo físico. Assim, tais inclusões terão mais tempo para flotarem até a escória, ficando ali retidas. Após, o escoamento segue descendente junto ao veio central. Observou-se uma grande similaridade em relação ao modificador de fluxo tipo barreira 1, em módulo, direção e sentido dos vetores de velocidade para as duas vazões modeladas. Um pequeno aumento no tamanho dos vetores é observado quando a vazão passou de 6,0 m<sup>3</sup>/h para 8,1 m<sup>3</sup>/h. O curto circuito também foi eliminado neste caso.

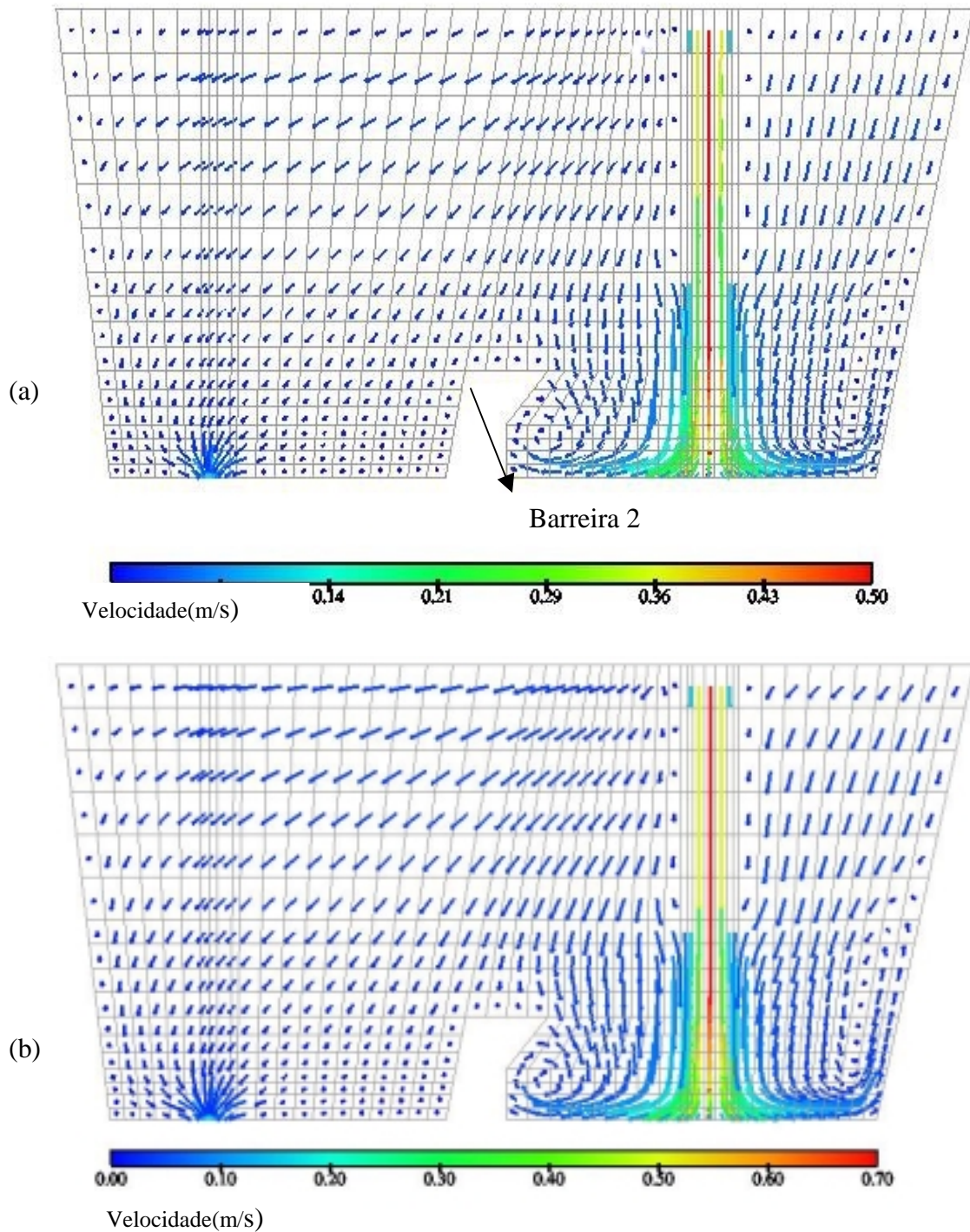


FIGURA 18. Campo de velocidade no eixo de simetria para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2, sem transferência de calor, a) vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

#### 4.2.2 INFLUÊNCIA DOS INIBIDORES DE TURBULÊNCIA NA VELOCIDADE E TRAJETÓRIA DO FLUIDO ISOTÉRMICO PARA VAZÃO DE 8,1 m<sup>3</sup>/h.

A figura 19 mostra o efeito de dois tipos de inibidores no escoamento do fluido, observando-se os de vetores de velocidade para o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1 (figura 19 a.) e inibidor de turbulência tipo 2 (figura 19.b). Para ambos os casos a velocidade na entrada mostrou ser de 0,7 m/s, e na saída dos veios é de 0,10 m/s, aproximadamente. Uma das finalidades dos inibidores de turbulência é amortecer o jato de entrada proveniente da válvula longa. Outra, é confinar a região de maior turbulência, diminuindo-a e redirecionando-a para a superfície.

Comparando as duas imagens no plano de simetria, que estão na mesma escala, pode-se observar, em geral, que os vetores de velocidade são maiores quando é utilizado o inibidor de turbulência tipo 1. Assim, o inibidor tipo 2 se mostra mais eficiente na redução da velocidade no interior do distribuidor. Observa-se que para cada tipo de inibidor, as trajetórias produzidas são diferentes. O inibidor tipo 1 gerou vórtices no seu interior, na região a partir da extremidade da válvula longa Também houve a geração de vórtices na região superior à direita e à esquerda da válvula longa. Na região inferior, esquerda à válvula, uma parte do fluido, que saiu do inibidor, seguiu em sentido da superfície para depois descer em direção ao veio central. Neste plano, nota-se, também, uma inversão do escoamento a partir da região do veio central em sentido a válvula longa. O uso do inibidor tipo 2 mostrou vórtices somente no interior do inibidor. A aba permitiu um confinamento do fluxo, diminuindo mais a velocidade deste. Isto pode ser observado pelo tamanho dos vetores de velocidade que saem do interior do inibidor, seguindo ascendentemente em direção à superfície, redirecionando o fluxo e dando chance para que as inclusões cheguem até a escória. Na parte inferior do distribuidor, a partir da extremidade da válvula longa, o escoamento é predominantemente ascendente Após, o fluxo prosseguiu paralelamente junto a superfície e descendente junto ao veio central. Somente uma pequena porção do fluido seguiu diretamente no sentido do veio central O escoamento passou a ser laminar depois do confinamento no interior do inibidor de turbulência, observando os vetores de velocidade, que se tornaram bem menores neste caso. A velocidade aumentou novamente, nos dois casos, somente próxima aos veios, devido ao sugamento que sofreu o fluido. O inibidor confina o fluido no seu

interior através de vórtices, antes de redirecioná-lo, o que não ocorre com a presença dos modificadores de fluxo, que apenas deslocam o escoamento.

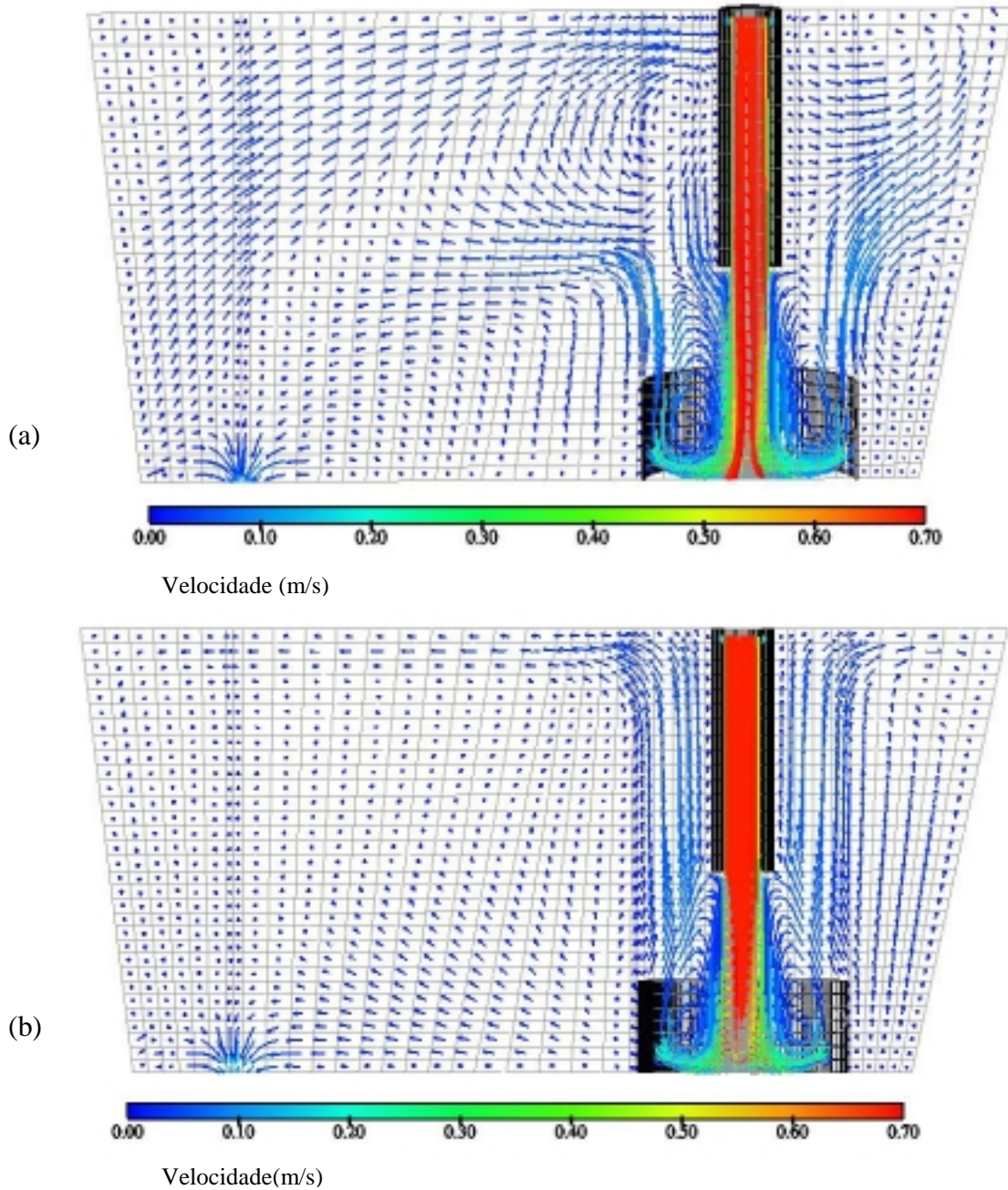


FIGURA 19. Comparação entre os vetores de velocidade para o fluido isotérmico com velocidade inicial uniforme de 0,7 m/s a) inibidor de turbulência tipo 1, b) inibidor de turbulência tipo 2.

Diferentes modelos de inibidores de turbulência foram estudados por Morales, R.D. et al. mostrando a sua eficiência na redução de material sucitado para um distribuidor retangular lingotador de placas. Os vórtices e a trajetória apresentados na figura 19, embora para outros tipos de inibidores, concordam com a literatura quanto ao controle do escoamento que tende a aprisionar o fluido turbulento no interior do inibidor redirecionando-o, por maior ou menor tempo.

#### 4.2.3 INFLUÊNCIA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR UTILIZANDO DIFERENTES PERDAS TÉRMICAS, DIFERENTES MODIFICADORES DE FLUXO E VAZÃO DE 8.1 m<sup>3</sup>/h

A figura 20 mostra 3 estudos realizados no distribuidor padrão: (a) plano superior e de simetria para o modelo em água, (b) plano superior e de simetria para o modelo em aço não isotérmico com maior perda, (c) plano superior e simetria para o modelo em aço não isotérmico com menor perda térmica. A densidade de fluxo de calor utilizada na superfície e nas paredes e fundo do distribuidor foi de 15.000W/m<sup>2</sup> e 6000W/m<sup>2</sup> para simular a menor perda térmica e 3000 W/m<sup>2</sup> e 1250 W/m<sup>2</sup> para simular a maior perda térmica. Comparando-se os vetores de velocidade, nos casos citados para o distribuidor padrão com vazão de 8,1 m<sup>3</sup>/h, no plano superior, foi possível se observar a influência das forças convectivas. A figura 20a. apresenta as maiores velocidades na superfície em módulo quando comparadas às figuras 20b. e 20c. Isto acontece porque não existe convecção natural para o modelo em água. Nos modelos não isotérmicos as forças de convecção fazem com que o fluxo mais frio seja forçado a descer sob pressão do fluxo mais quente que tenta subir. Com a condição de perdas térmicas, principalmente por radiação, a superfície fica mais fria, e quanto maior a diferença de temperatura entre o aço na superfície e no interior do distribuidor, maior serão as forças de convecção que provocam um fluxo descendente acelerado.

A direção e sentido desses vetores são também observados nas regiões indicadas da figura 20 no plano de simetria. No modelo em água, os vetores de velocidade são descendentes numa trajetória quase retilínea em direção ao fundo do distribuidor, indo de encontro à região de curto circuito sem a interferência das forças de convecção. Já nos modelos com transferência de calor, os vetores de velocidade descem, predominantemente, deslocando-se numa trajetória em S



no sentido do jato inicial, onde a temperatura é maior, retornando ao veio central pelo fundo do distribuidor. Joo S. W. et al. (1993) e Guthrie R.I.L. et al (1986) mostraram diferenças entre os perfis de velocidade dos modelos isotérmicos e não isotérmicos através da diferenças nos vórtices encontrados, num distribuidor padrão retangular.

A ação das forças convectivas influenciam no escoamento forçando-o a se deslocar no sentido da maior temperatura (figura 20 b. e c.). Os perfis de temperatura no distribuidor serão mostrados na seqüência deste trabalho, onde também serão avaliadas as perdas por radiação. Não são observadas mudanças no escoamento quando se compara o fluxo não isotérmico, entre a maior e menor perda térmica. Pode-se dizer que isto acontece, provavelmente, pela pouca mistura do aço no interior do distribuidor padrão. Ou seja, pelo menor contato entre fluxos mais quentes (região central do distribuidor) e mais frios (regiões próximas as paredes e superfície).

Chakraborty et al (1992) mostraram, no regime transiente, que quanto menor for a camada de escória, ou seja, quanto maiores forem as perdas térmicas pela superfície, maior a velocidade dos vórtices na superfície. Entretanto, isso não foi observado aqui para o distribuidor padrão. Seus resultados estão de acordo com os resultados encontrados neste trabalho, para o distribuidor DELTA-T com inibidores de turbulência, como será apresentado mais adiante.

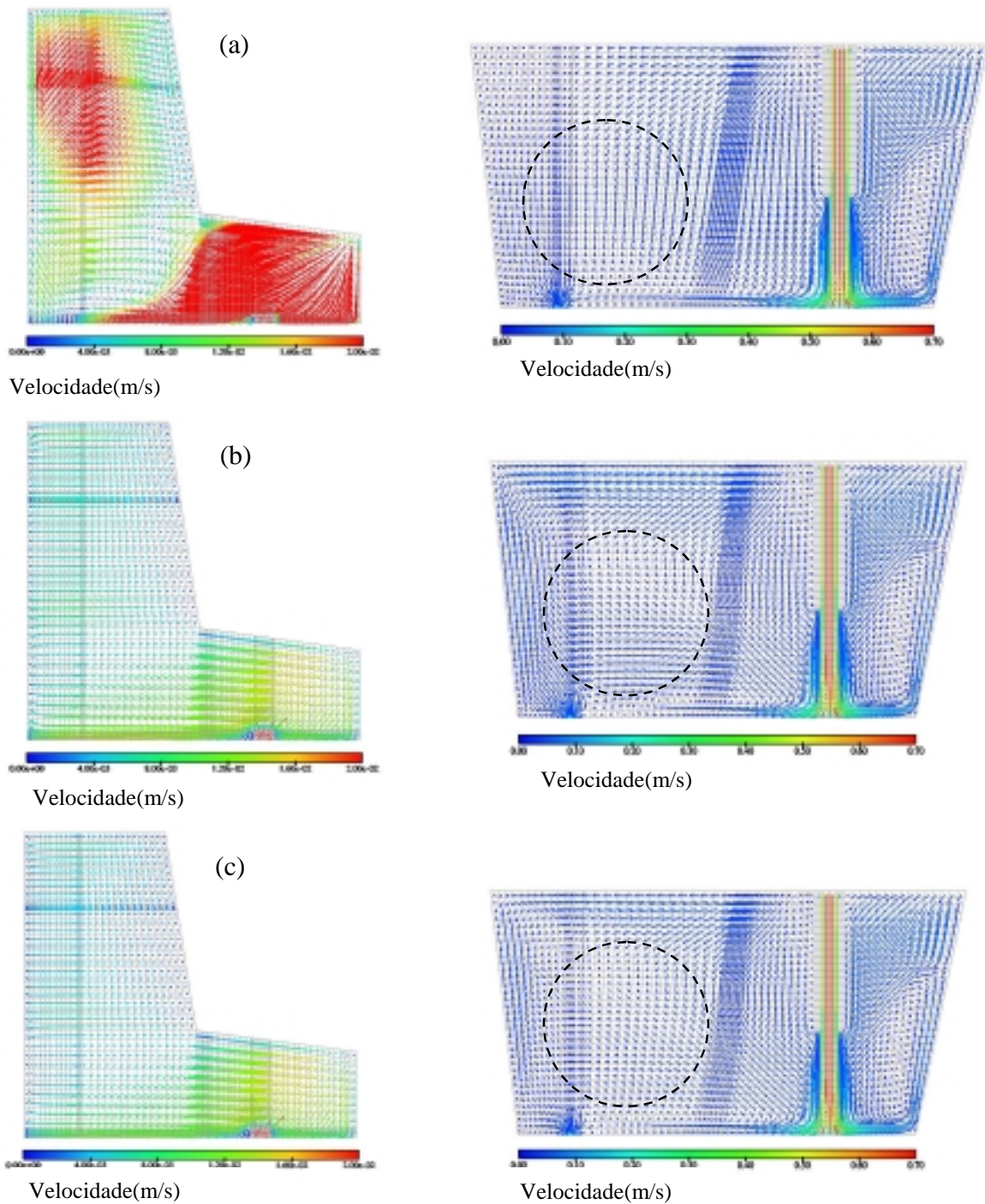


FIGURA 20. Comparação dos perfis de velocidade no plano superior (1,0,0) e eixo de simetria sem modificador de fluxo, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.

Poderia se pensar que a condição de contorno de parede imposta na superfície, necessária para a especificação das perdas térmicas nos modelos não isotérmicos (b) e (c), ajudariam na diminuição da velocidade na superfície ou na mudança da trajetória do escoamento.

A figura 21 mostra os vetores de velocidade para o distribuidor sem barreira, sem transferência de calor, no eixo de simetria, com duas condições de contorno diferentes impostas na superfície: condição de simetria (figura 21a.) e condição de parede (figura 21b.) que foram calculados a fim de esclarecer esta dúvida. Os resultados apresentaram mudanças pouco significativas em módulo, quando se comparam os resultados para a condição de parede e condição de simetria na superfície. Os vetores de velocidade, no caso da condição de parede são menores na superfície e maiores abaixo desta quando comparados à condição de simetria (regiões indicadas na figura 21).

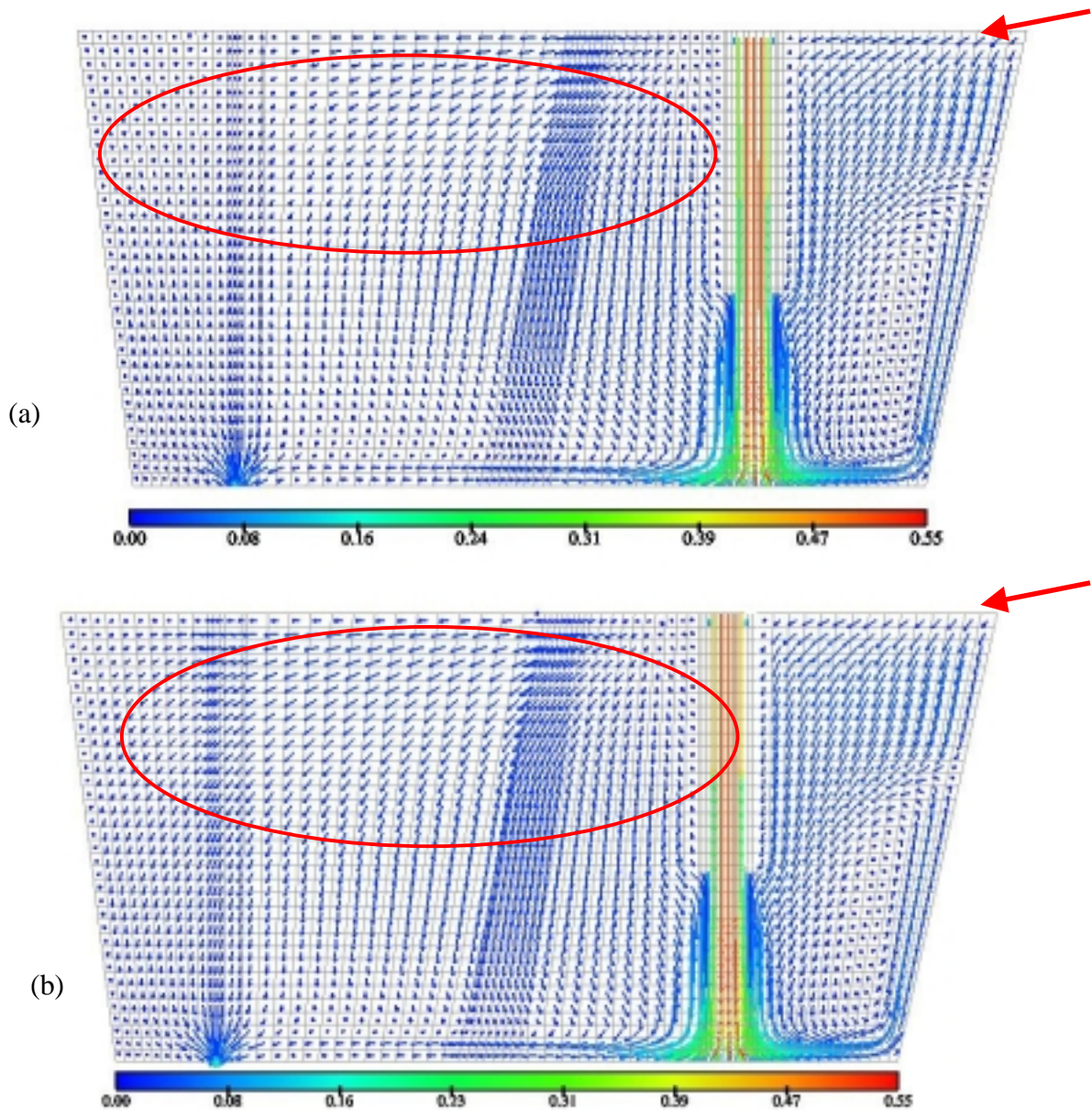


FIGURA 21. Comparação dos vetores de velocidade do distribuidor sem barreira, isotérmico, com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  e diferentes condições de contorno na superfície, a) condição de simetria na superfície ,b) condição de parede na superfície.

A figura 22 apresenta o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 nas mesmas condições citadas anteriormente para a figura 20. Um fato interessante é comparar as figuras 20 e 22 no plano superior. A velocidade do fluido na superfície, aumentou de  $8,0 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$  para  $1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$  com a introdução do modificador de fluxo, podendo-se concluir que uma parte maior de fluxo foi redirecionada para a superfície (figura 22.a.). A mesma relação entre os modelos com e

sem transferência de calor, citada para a figura 20 é válida neste caso no qual a velocidade na superfície aumentou na mesma ordem de grandeza.

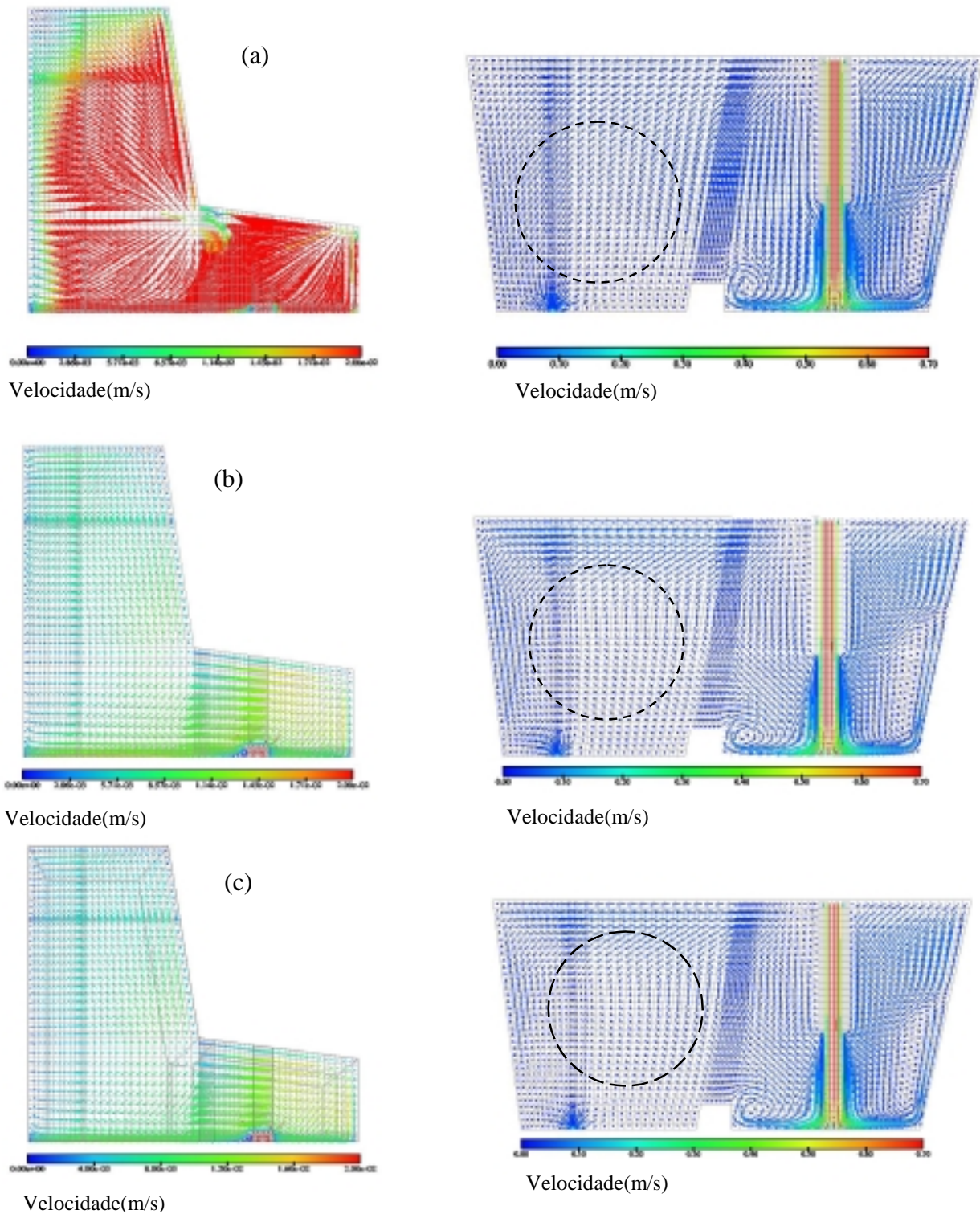


FIGURA 22. Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria do distribuidor com barreira 1, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.

Nas regiões indicadas da figura 22, é possível observar que a direção e sentido do escoamento mudaram em relação ao modelo em água. O modelo em água apresentou vetores descendentes no sentido do veio central, como já foi mostrado na figura 17.b. O fluxo à esquerda da barreira praticamente não retornou à região de vórtice. Nos modelos com transferência de calor o fluxo encaminhou-se para o lado contrário, no sentido da barreira, região próxima a entrada do aço. Uma grande parte de fluido pareceu retornar ao vórtice inicial, à direita da barreira, à frente da válvula longa.

Na figura 23 observam-se os vetores de velocidade para o distribuidor com modificador de fluxo tipo 2. No plano de simetria pode-se observar, para os modelos com transferência de calor, que os vetores de velocidade retornaram em direção ao vórtice fazendo uma curva (região indicada) ao invés do fluxo se deslocar quase que totalmente em direção ao veio central como observa-se na região indicada da figura 23.a., que representa o modelo em condições não isotérmicas. Comparando-se a velocidade na superfície entre os modelos não isotérmicos no distribuidor com barreira (figura 22.b e c e figura 23.b e c) observa-se que a diminuição da velocidade na superfície foi de aproximadamente  $1.10^{-2}$  m/s para  $2,8.10^{-3}$  m/s na região acima da válvula longa. No plano de simetria, para ambas condições térmicas, a trajetória apresentou-se muito similar a do distribuidor com barreira 1.

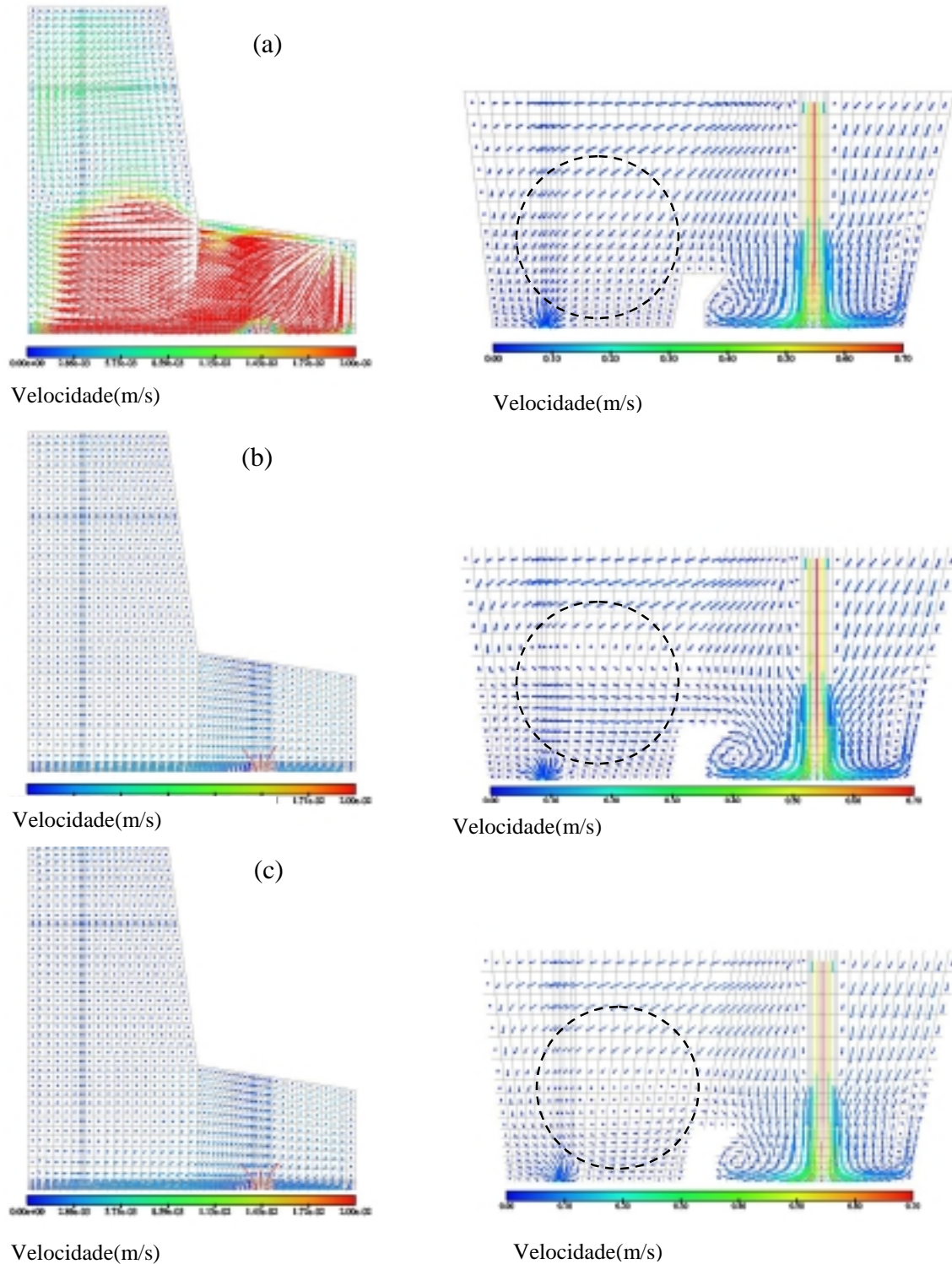


FIGURA 23. Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria no distribuidor com barreira 2, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.

A figura 24, a seguir, apresenta os vetores de velocidade para o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1, nas mesmas condições simuladas anteriormente. No plano superior, a figura 24a. mostra que os vetores de velocidade são maiores em módulo, conforme a escala, se comparados às figuras 24b. e 24c.. A ação das forças de convecção, presentes nos modelos com transferência de calor, forçaram o fluido a descer mais rapidamente. A velocidade do fluido, abaixo da superfície, aumentou, como pode se observar nas figuras 24b. e 24c., no eixo de simetria quando comparado ao modelo isotérmico. A direção e sentido dos vetores de velocidade também mudaram. No caso dos modelos com transferência de calor observou-se que o fluxo, na superfície, fez uma curva, ao contrário do modelo em água que se mostrou retilíneo na região indicada da figura 24a. no plano superior (regiões indicadas), mostrando a diferença entre os vetores.

Comparando as regiões indicadas no plano de simetria, pode-se notar que os vetores de velocidade, nos modelos em aço, são maiores, forçando o fluxo a se deslocar em vórtices ou, preferencialmente, em trajetórias curvilíneas ascendentes no sentido da superfície, concentrando, portanto, as maiores velocidades nesta região da superfície ao redor da válvula longa e não lateralmente para a esquerda, na direção do veio central, como foi apresentado pelo modelo isotérmico.



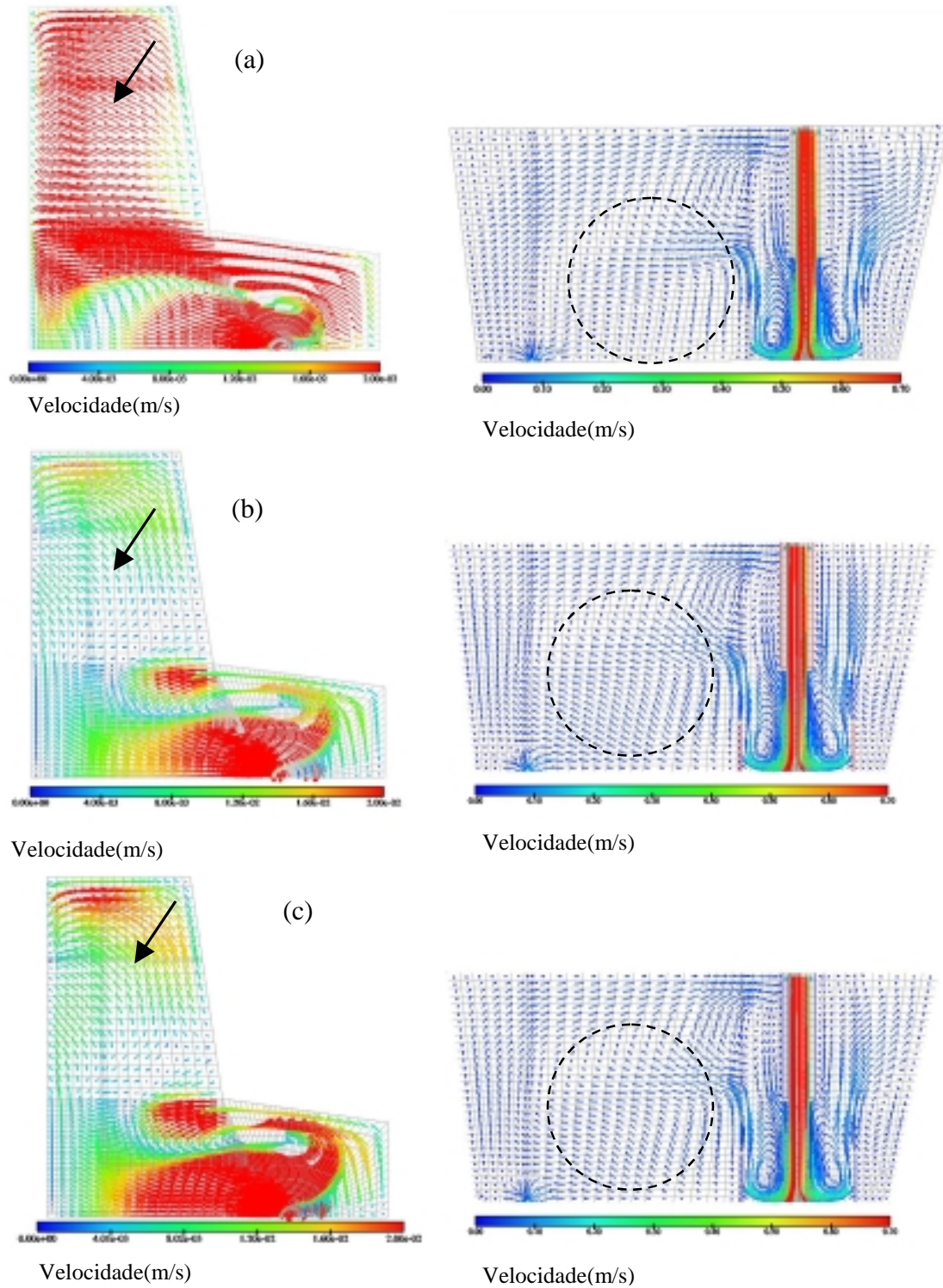


FIGURA 24. Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria com inibidor tipo 1, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.

A figura 25 mostra bem as diferenças existentes nos vetores de velocidade entre os modelos com e sem transferência de calor. Pode-se observar que na superfície, regiões indicadas pelas setas, o modelo não isotérmico apresenta vórtices no sentido horário de velocidade inferior ao do modelo não isotérmico, segundo a escala. Nas figuras 25b e 25c, no plano de simetria, nota-se a presença de grandes vórtices em diferentes regiões do distribuidor. O tamanho dos vetores de velocidade também são maiores, indicando que a velocidade abaixo da superfície é maior para os modelos não isotérmicos. No entanto, como já se observou na figura anterior, a velocidade na superfície é maior para o modelo isotérmico (figura 25a., vista superior). Estas diferenças se devem a presença das forças de convecção que atuam no escoamento dos modelos com perdas térmicas maiores e menores. A velocidade, na superfície, é ainda menor quando a escória é mais fina, isto é, com condição de contorno de maiores perdas térmicas. Isto ocorre em função da diferença de temperatura. Por convecção o fluxo frio tende a descer e o fluxo quente a subir. Quanto maior for esta diferença, maiores as força convectivas existente neste ponto e, conseqüentemente, maior a influência na direção e sentido do escoamento, as quais criaram grandes vórtices nestas regiões. Comparando-se com a figura anterior, pode-se notar que a aba influenciou no aumento da velocidade do fluxo, na superfície, em ambas condições térmicas. Szeckely J. (1979) apresenta em seu livro as equações de transferência de calor que confirmam tais resultados.

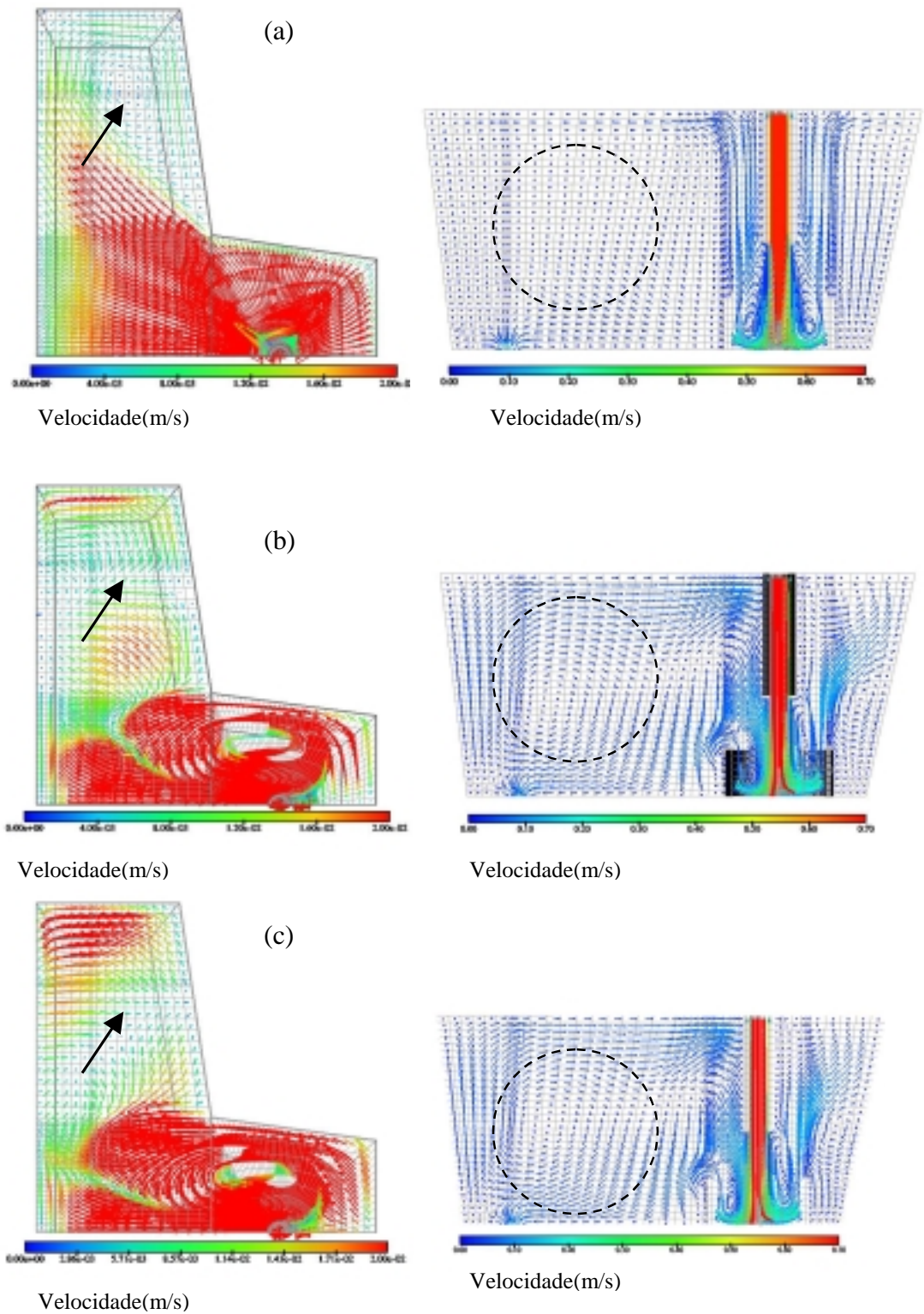


FIGURA 25. Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria com inibidor tipo 2, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.

Analisando os vetores de velocidade da figura 26 para válvula de 85 mm de diâmetro em relação ao modelamento com e sem transferência de calor, pode-se observar que os vetores mudam de direção e sentido, quando observados no eixo de simetria (regiões indicadas). Em uma escala menor de velocidade no plano superior, não se apresentam variações consideráveis em relação ao módulo de velocidade. Tanto no modelo com água, como nos modelos com transferência de calor, a figura 26 mostra que dois vórtices são gerados no plano de simetria. Um, na região inferior, à direita da válvula longa, quando o fluxo encontra a parede traseira do distribuidor. Outro, à esquerda da válvula longa com o fluido que bate na barreira, que gerou regiões descendentes acima do vórtice. A direção e sentido dos vetores de velocidade no modelo em água (figura 26a.- eixo de simetria) é diferente dos modelos com transferência de calor (figura 26b e 26c.- eixo de simetria). No modelo em água observou-se que os vetores de velocidade descem retilineamente em direção ao veio central, enquanto que nos modelos com transferência de calor os vetores mostraram-se mais curvilíneos, deslocando o fluxo, preferencialmente, no sentido da barreira e região de vórtice, para depois chegarem aos veios. Essa mudança no comportamento dos vetores de velocidade, como nos casos apresentados anteriormente, deve-se à presença das forças de convecção geradas pelas perdas por convecção e perdas por radiação, em maior ou menor grau, dependendo, obviamente, das perdas térmicas a que esta superfície está submetida. Mesmo assim não é possível observar uma diferença muito significativa entre as figuras 26b. e 26c.

É interessante observar, também, o que ocorre com os vetores de velocidade quando o diâmetro da válvula é aumentado de 65 mm para 85 mm num distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 com uma vazão de  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ . Ao compararmos os perfis de velocidade da figura 26, com válvula longa de 85 mm com a figura 22, com válvula longa de 65 mm de diâmetro é possível observar que as maiores velocidades na superfície são apresentadas para o distribuidor com menor diâmetro de válvula. Na superfície, a velocidade do fluxo para os modelos não isotérmicos diminuiu aproximadamente de  $1,2 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$  para  $4,5 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$ . A trajetória do fluxo, porém, permaneceu a mesma para ambas as válvulas. Isto ocorre devido à diminuição do perfil uniforme de velocidade inicial do aço que entra no distribuidor para válvula com maior diâmetro. Esta diminuiu a velocidade do aço na superfície e plano de simetria. Comparações de velocidade entre válvulas de maior e menor diâmetro não foram encontradas na bibliografia nem para modelos isotérmicos ou não isotérmicos.

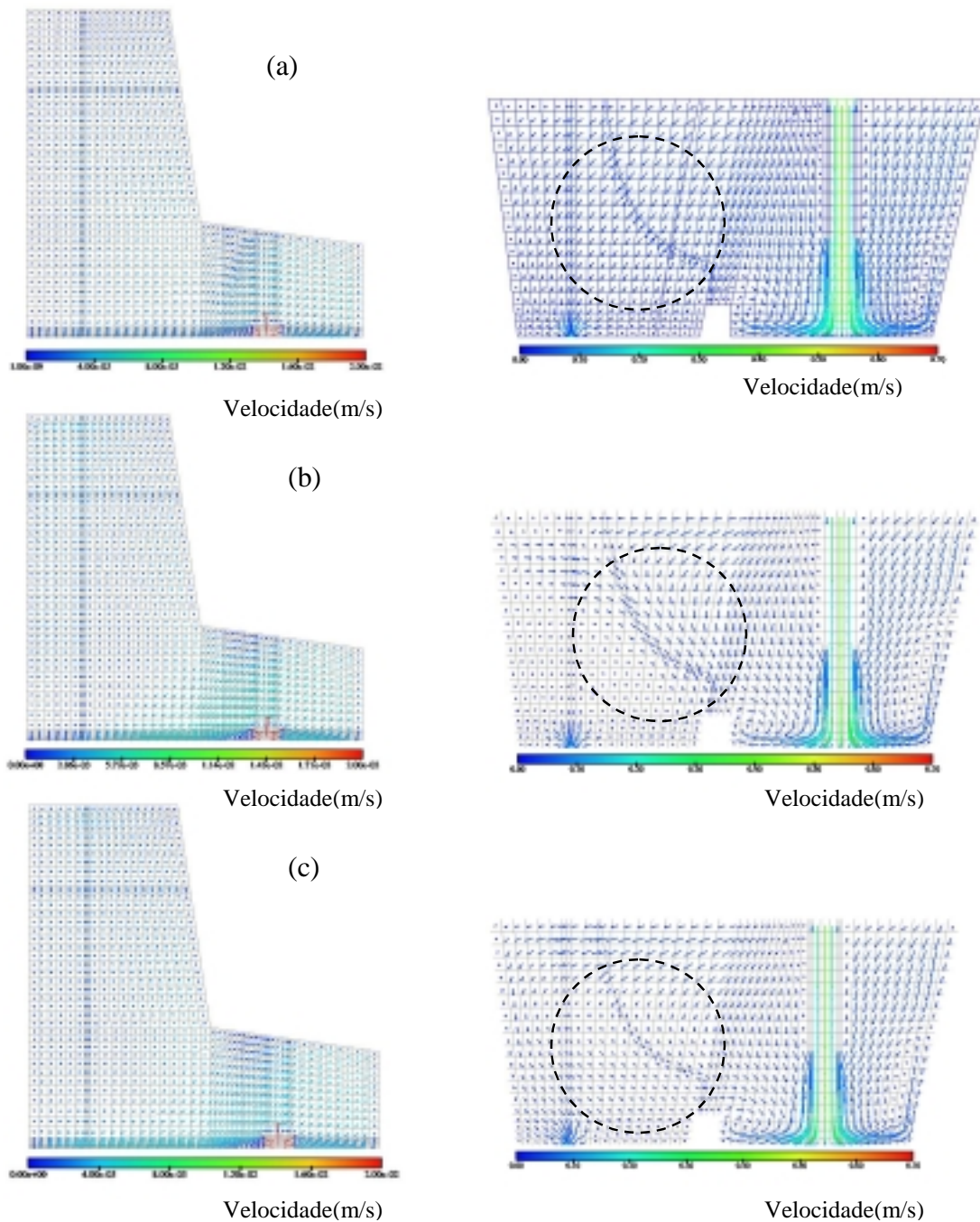


FIGURA 26. Comparação dos perfis de velocidade no plano superior e simetria com barreira 2 e válvula com maior diâmetro, 85 mm, a) modelamento em água, b) modelamento com transferência de calor e maior perda térmica, c) modelamento com transferência de calor e menor perda térmica.

### 4.3. ENERGIA CINÉTICA DE TURBULÊNCIA PARA O MODELO ISOTÉRMICO

#### 4.3.1. INFLUÊNCIA DOS MODIFICADORES DE FLUXO E DA VAZÃO: VAZÃO 6,0 m<sup>3</sup>/h X VAZÃO 8,1 m<sup>3</sup>/h

Nas figuras 27, 28 e 29, estão representados os resultados de energia cinética de turbulência no plano de simetria, para o distribuidor em estudo, quando a vazão é aumentada.

O perfil de energia cinética de turbulência do fluido no interior do distribuidor está diretamente relacionado com a vazão e, conseqüentemente, com o perfil de velocidade deste fluido. Quanto maior for a velocidade do jato de entrada pela válvula longa maior será a turbulência no distribuidor

Ao variar a vazão de 6,0 m<sup>3</sup>/h (figura 27a) para 8,1 m<sup>3</sup>/h (figura 27b) é possível observar que a energia cinética de turbulência aumentou cerca de 40% na região indicada, próxima ao tubo longo, variando de  $7,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2$  para  $1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}^2$  de acordo com a escala. A energia cinética de turbulência mostrou-se mais uniforme e elevada para vazão de 8,1 m<sup>3</sup>/h, mostrando-se menor apenas junto à parede, no lado esquerdo do distribuidor.

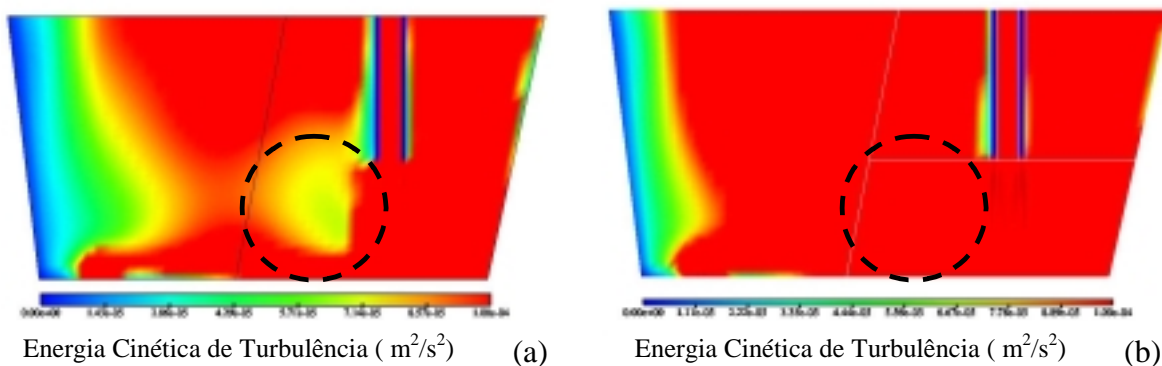


FIGURA 27. Comparação da energia cinética de turbulência no distribuidor de lingotamento contínuo sem modificadores de fluxo entre: a) Vazão 6,0 m<sup>3</sup>/h, b) Vazão 8,1 m<sup>3</sup>/h.

Dados comparativos entre diferentes vazões não foram encontradas na literatura. Entretanto, Miki, Y. et al. (1999) analisaram a energia cinética de turbulência para um distribuidor retangular sem modificadores de fluxo em condições isotérmicas para os regimes

estacionário e transiente, encontrando, também, menores energias cinética de turbulência junto às paredes.

He, Y. et al. (1986) encontraram valores de energia cinética de turbulência entre  $10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^2$  e  $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2$  para um distribuidor retangular sem modificadores de fluxo em condições não isotérmicas, comparáveis com as aqui encontradas

A figura 28 apresenta a variação da energia cinética de turbulência para o distribuidor com modificador de fluxo tipo 1 quando a vazão é aumentada. Com a introdução da barreira tipo 1 a energia cinética de turbulência de menor módulo mudou de região, passando a se concentrar acima do veio central (figura 28a, região indicada) e não mais perto da válvula longa, como foi observado anteriormente na região indicada da figura 26a. Com o aumento da vazão para  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$  (figura 28b), a energia cinética de turbulência também teve um acréscimo de aproximadamente 1,8 vezes ou de aproximadamente 40% na região indicada, conforme a escala. Perto dos veios, pode-se notar um aumento na energia cinética de turbulência para a vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , pois ocorre um sugamento do fluido. Entretanto, se busca uma diminuição da energia cinética de turbulência, principalmente próximo a superfície, para que se tenha uma menor emulsificação e arraste de escória. Porém, a barreira tipo 1 não interferiu na energia cinética de turbulência do fluido na superfície. A barreira apenas interferiu na mudança de lugar da energia cinética de turbulência mais baixa, retirando-a de perto da válvula longa, na região indicada na figura 27.a e acumulando-a perto da parede na região indicada na figura 28.a, para a menor vazão. Para a vazão maior a barreira promoveu uma diminuição da energia cinética de turbulência desconsiderável, numa região muito pequena, perto da parede esquerda e fundo (região indicada). O escoamento é mais turbulento, porém mais uniforme em toda região de simetria analisada, atingindo valores de  $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2$ .

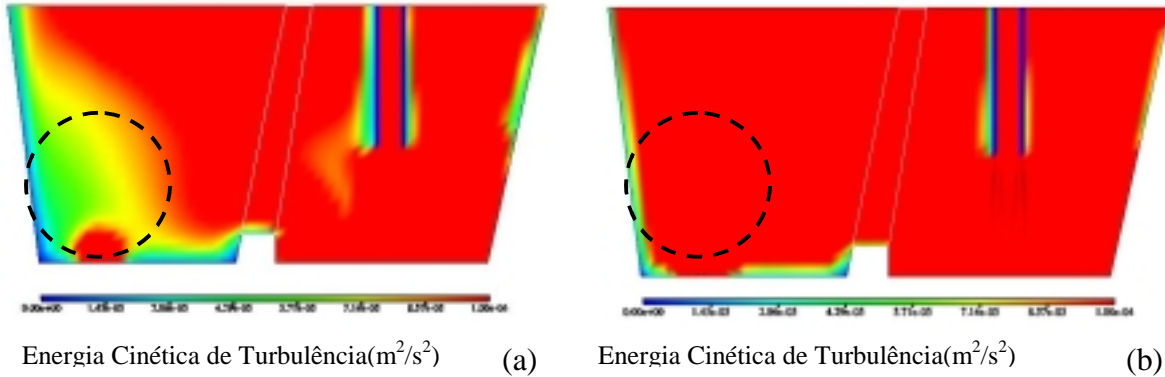


FIGURA 28. Comparação da energia cinética de turbulência, no distribuidor de lingotamento contínuo com modificador de fluxo tipo barreira 1 entre: a) Vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) Vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

A figura 29 mostra a energia cinética de turbulência para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2. A barreira 2 (figura 29.a) diminuiu a energia cinética de turbulência do fluido com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  em até 7 vezes na superfície, de acordo com a variação da escala de  $1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}^2$  para  $2,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2$ , quando comparada à barreira 1 (figura 28.a), exceto na região abaixo da válvula longa. Um fato importante de se observar é que a energia cinética de turbulência sendo reduzida consideravelmente na superfície com a barreira tipo 2 tende a influenciar na diminuição da emulsificação e arraste de escória. Com o aumento da vazão, a energia cinética de turbulência, utilizando barreira 2, aumentou cerca de 3,5 vezes na região central do distribuidor (região indicada) ao variar de  $4,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2$  para  $1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}^2$ .

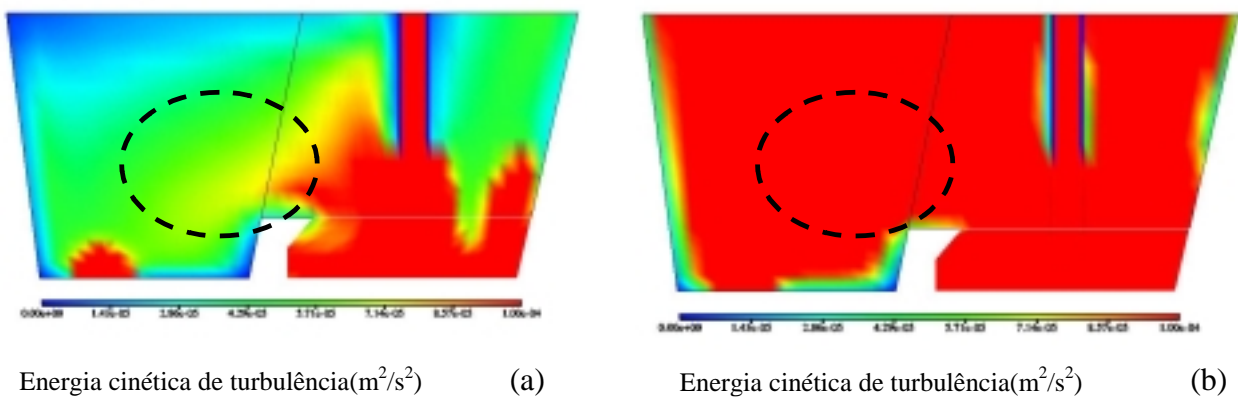


FIGURA 29. Comparação da energia cinética de turbulência, no distribuidor de lingotamento contínuo, com modificadores de fluxo tipo barreira 2 entre: a) Vazão  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) Vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .



Observa-se que os modificadores de fluxo, tipo barreira 1 ou barreira 2, não tiveram influência considerável na diminuição da energia cinética de turbulência para a vazão de 8,1 m<sup>3</sup>/h.

Em todos os casos analisados a energia cinética de turbulência apresentou-se menor bem próxima à válvula longa e região lateral esquerda, junto a parede.

Miki, Y. et al. (1999) mostraram valores mais baixos de energia cinética de turbulência, da ordem de grandeza de 10<sup>-3</sup> m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>, para o distribuidor retangular com modificadores de fluxo tipo barreira em relação aos apresentados anteriormente para o distribuidor DELTA-T deste trabalho.

#### 4.3.2 INIBIDOR DE TURBULÊNCIA TIPO 1 X INIBIDOR DE TURBULÊNCIA TIPO 2 - VAZÃO 8,1 m<sup>3</sup>/h

A figura 30, em perspectiva, mostra através dos perfis de energia cinética de turbulência como diferentes inibidores de turbulência agem num fluxo com vazão de 8,1 m<sup>3</sup>/h. Nota-se que os inibidores de turbulência apenas confinam a turbulência e não a inibem. O inibidor de turbulência tipo 1 concentra a maior energia cinética de turbulência em toda região central do distribuidor (figura 30.a indicada), enquanto que o inibidor de turbulência tipo 2 confina a maior energia cinética de turbulência no interior do inibidor (figura 30.b indicada). Isto ocorre porque a aba existente na superfície interna do inibidor do tipo 2, não deixa o fluido de maior velocidade sair diretamente em direção à superfície, redirecionando-o contra ele mesmo e aprisionando-o por mais tempo.

Os inibidores de turbulência mostram-se responsáveis por uma grande redução na energia cinética de turbulência do fluido no interior do distribuidor. A diferença entre a máxima e a mínima energia cinética de turbulência é de aproximadamente 10 vezes em ambos inibidores, quando variaram de 10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> para 10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>. A energia cinética de turbulência mostrou-se menor, em geral, para o inibidor tipo 2 (figura 30.b). Pode-se dizer que este inibidor é o mais eficiente na redução da energia cinética de turbulência, mostrando maior uniformidade do escoamento em quase todo o distribuidor.

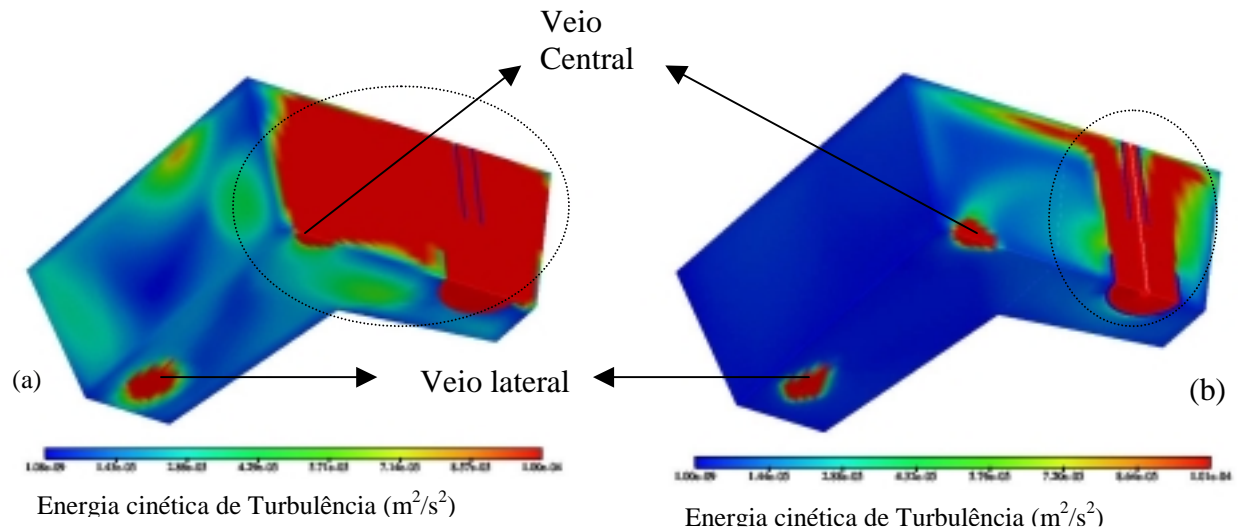


FIGURA 30. Comparação da energia cinética de turbulência entre dois tipos de inibidores de turbulência, no distribuidor de lingotamento contínuo, com vazão de  $8,1 \text{ m}^3/\text{s}^2$ , a) tipo 1, b) tipo 2.

Assim como para o caso do distribuidor com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  e modificador de fluxo tipo barreira 2, observa-se para o distribuidor com inibidores que um sugamento também ocorreu perto dos veios, aumentando a energia cinética de turbulência nessa região.

Não foi encontrado na literatura uma avaliação da energia cinética de turbulência para distribuidores com inibidores de turbulência.

#### 4.3.3 INFLUÊNCIA DO AUMENTO DO DIÂMETRO DA VÁLVULA LONGA: 65mm X 85 mm

É importante notar, também, como o aumento do diâmetro da válvula longa de 65 mm para 85 mm influencia na diminuição da energia cinética de turbulência no distribuidor, com vazão de  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ , com modificador de fluxo tipo barreira 1 (figura 31). Isto ocorre devido ao diâmetro da válvula, que diminui o perfil uniforme de velocidade inicial. A região de maior turbulência fica submetida apenas à região abaixo da válvula longa (figura 31.b). Por outro lado a alta turbulência está em toda região de simetria, quando usado um diâmetro menor da válvula longa (figura 31.a). Isto é observado na figura 31 do distribuidor no plano de simetria.

Pode-se observar que, utilizando o modificador de fluxo tipo 1, para uma vazão maior em conjunto com uma válvula longa de maior diâmetro, é possível reduzir significativamente a energia cinética de turbulência, principalmente na superfície onde se deseja uma menor

turbulência. Nota-se que no distribuidor com válvula de 85 mm os valores podem variar de  $10^{-4}$   $m^2/s^2$ , passando por valores de  $10^{-5}$   $m^2/s^2$ , até quase zero, enquanto que para a válvula de 65 mm existe um valor característico de  $10^{-4}$   $m^2/s^2$ .

Neste caso, também não foram encontrados na literatura situações onde se compara a energia cinética de turbulência entre diâmetros diferentes da válvula longa, como o caso analisado na figura 31.

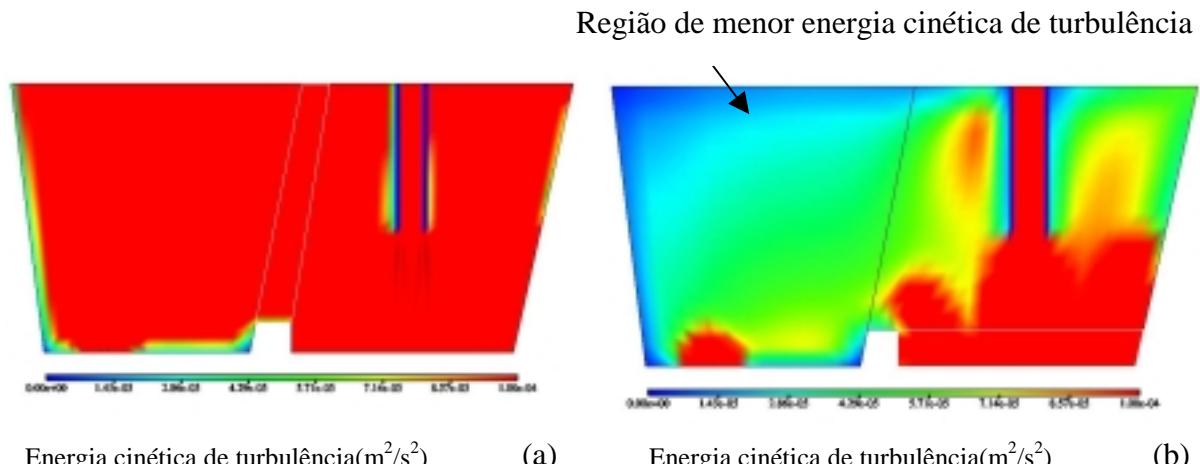


FIGURA 31. Comparação da energia cinética de turbulência no distribuidor de lingotamento contínuo com modificador de fluxo tipo barreira 1 entre, a) distribuidor com válvula-longa de 65 mm de diâmetro, b) distribuidor com válvula longa de 85 mm de diâmetro.

#### 4.4. PERFIL DE TEMPERATURA

##### 4.4.1. INFLUÊNCIA DAS PERDAS TÉRMICAS E MODIFICADORES DE FLUXO OU INIBIDORES DE TURBULÊNCIA PARA VAZÃO DE $8.1 \text{ m}^3/\text{h}$ - MAIOR PERDA TÉRMICA X MENOR PERDA TÉRMICA.

As condições de contorno relacionadas a uma maior e menor perda térmica podem ser entendidas como uma camada menor e maior de escória, respectivamente.

As figuras analisadas a seguir mostram os perfis de temperatura para uma vazão de  $8.1 \text{ m}^3/\text{h}$  no distribuidor, sem e com modificadores de fluxo e inibidores de turbulência, em função de diferentes perdas térmicas, considerando  $1500 \text{ W/m}^2$  nas paredes e  $6000 \text{ W/m}^2$  na superfície para a menor perda térmica e  $3000 \text{ W/m}^2$  nas paredes e  $15.000 \text{ W/m}^2$  na superfície caracterizando a maior perda térmica .

A figura 32 mostra o perfil térmico para o distribuidor padrão para duas condições de perdas térmicas, conjunto a. para a menor perda térmica e conjunto b. para a maior perda térmica. O conjunto a. apresenta 4 situações distintas. A primeira figura representa a vista do plano superior do distribuidor DELTA-T simétrico. A segunda, ao lado, representa a vista em perspectiva dos planos frontal, superior e de simetria. Em seguida, a terceira, abaixo, mostra a vista do plano de simetria e ao lado a vista está em perspectiva inferior traseira. O conjunto b da figura 32 segue a mesma seqüência indicada acima para as figuras 32.a. O mesmo vale para todas as figuras deste capítulo. As regiões indicadas pelos círculos pontilhados indicam o jato de entrada pela válvula longa e as regiões indicadas pelos retângulos os veios central e lateral de saída do aço pela válvula submersa. Este sistema de observação se mantém inalterado para todo este capítulo.

O conjunto a. da figura 32 mostra que a temperatura, no plano superior, ficou em torno de  $1820,5 \text{ K}$  para a região indicada, quando este foi submetido a uma condição de menor perda térmica. A temperatura, na superfície, decresce da região da válvula longa para a região dos veios quando o fluxo se afasta do jato de entrada. Isso se deve, provavelmente, a convecção forçada ser maior na região próxima ao fluido mais quente que entra pela válvula longa, onde a velocidade é também maior, como foi observado na figura 20, da página 56. Para a condição de maior perda térmica (figura 32, conjunto b.), o aço também apresentou um decréscimo na

superfície, porém bem maior, ficou em torno de 1816 K (região indicada). Já no plano central ou de simetria observa-se que a temperatura ficou em torno de 1822,5 K e 1822,0 K na região indicada para menor e maior perda, respectivamente. Nas regiões dos veios central e lateral, a temperatura ficou em torno de 1822,5 K e 1822 K para a maior perda e 1822 K e 1821,5 K para a menor perda térmica. Observa-se que as temperaturas apresentaram pouca diferença entre os veios para a mesma perda. Comparando-se a temperatura para o mesmo veio para diferentes perdas térmicas, observa-se a mesma diferença, cerca de meio grau. A temperatura variou de 0,5 K à 1,5 K. Chakraborty S. e Sahai Y. (1992) mostram o decréscimo da temperatura num distribuidor retangular de dois veios sem modificador de fluxo. A temperatura baixou em aproximadamente 2 graus após 30 min do começo do lingotamento de placas, nos veios, comparável com o distribuidor DELTA-T em estudo.

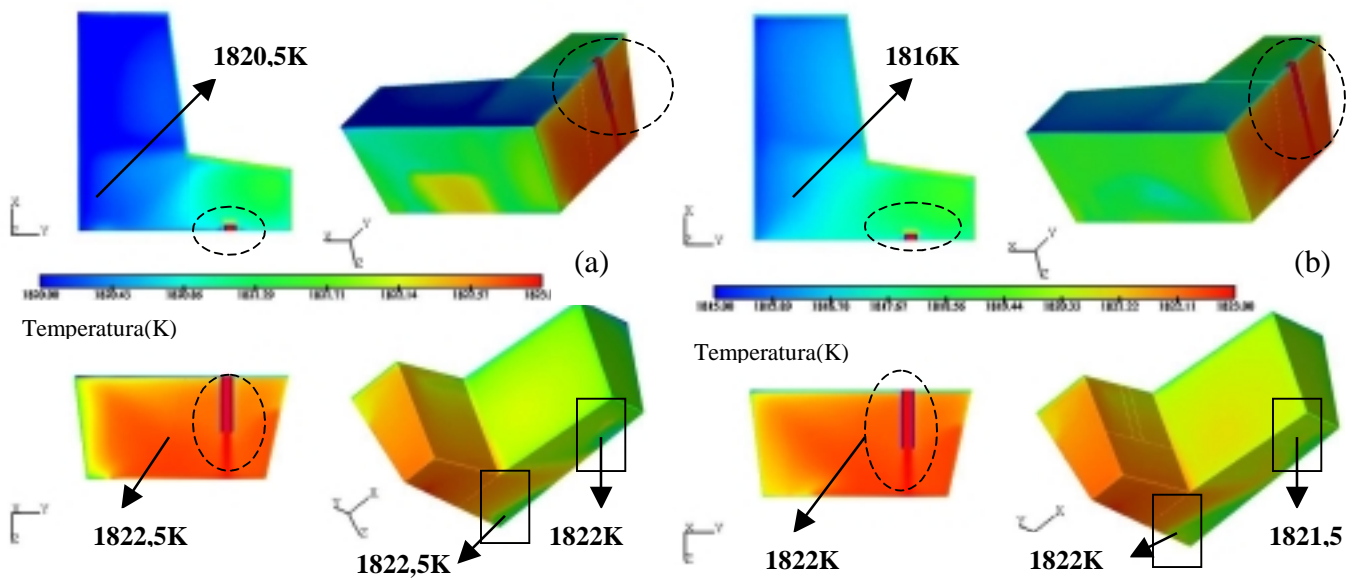


FIGURA 32. Comparação dos perfis de temperatura para o distribuidor sem modificadores de fluxo com a) menor perda térmica, b) maior perda térmica.

Pode-se notar, também, a existência do curto-circuito no veio central na última figura de cada conjunto a. e b. como foi visto na figura 20 do capítulo 4.2.

Uma região de temperatura mais alta é observada no meio da região frontal do distribuidor padrão, apenas para o modelo com menor perda térmica (conjunto a.). A causa de tal resultado não pôde ser explicado com auxílio da literatura. Poderia se pensar que a causa pudesse estar relacionada com o curto-circuito, que está presente neste caso, porém isso não aconteceu para a

condição de maior perda térmica. Outra hipótese é a questão da menor perda térmica ter dado origem a essa região de temperatura mais elevada.

Nas figuras 33 e 34, os perfis de temperatura seguem a mesma situação analisada na figura 32, isto é, quanto maior a perda térmica, mais baixa a temperatura no distribuidor, principalmente na superfície. A diferença é de aproximadamente 1,5 K à 0,5 K, entre os veios lateral e central para a mesma perda térmica após a introdução dos modificadores de fluxo tipo barreira 1 e 2. É possível observar que os modificadores de fluxo tipo barreira eliminaram o curto circuito e homogeneizaram a temperatura entre os veios. Comparando-se as figuras do conjunto 32.a e 33.b, observa-se que a variação da temperatura na superfície ficou em torno de 4 K, entre as diferentes perdas térmicas. Enquanto que nos veios e plano de simetria a variação ficou em torno de 1,3 K. Em ambos os casos a temperatura diminuiu, principalmente na superfície quando o fluxo se afasta do jato de entrada pela válvula longa.

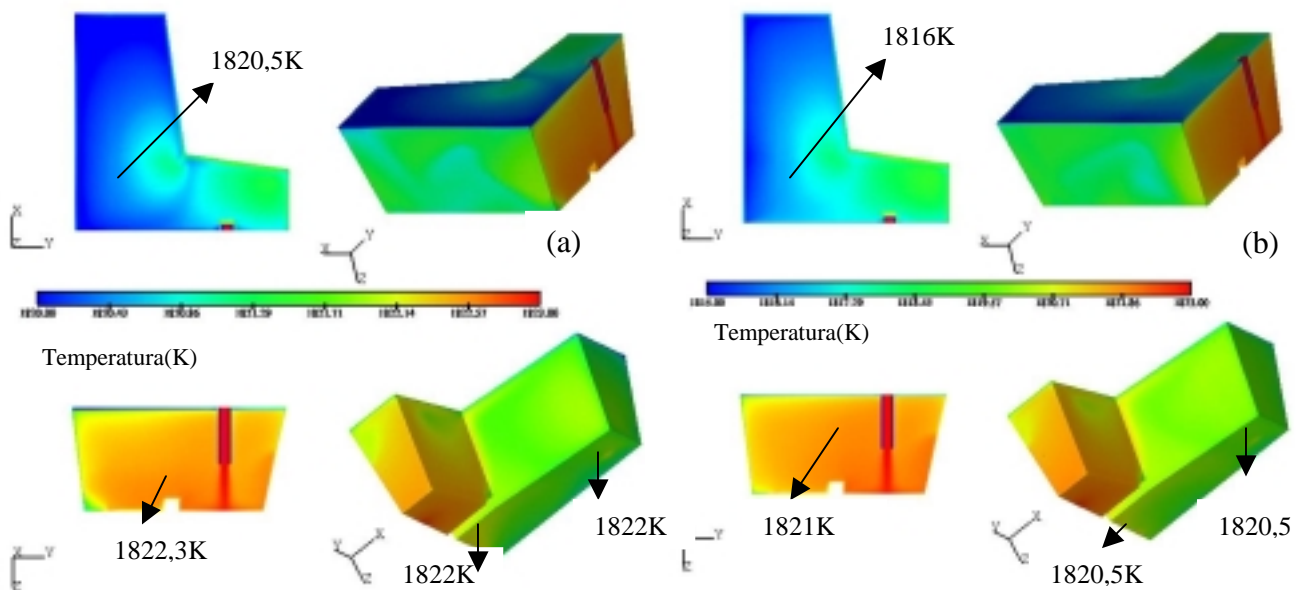


FIGURA 33. Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 para a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.

Tomas B.G. (1999) verificou uma queda em torno de 8 graus a partir da válvula longa até os veios. Utilizando perda térmica de  $15.000 \text{ W/m}^2$  na superfície,  $1.400 \text{ W/m}^2$  no fundo e em média  $3.000 \text{ W/m}^2$  nas paredes de um distribuidor retangular de 30 t. com barreiras e temperatura

inicial de vazamento de 1553 K. Os perfis de temperatura encontrados para a superfície estão de acordo com os resultados calculados neste trabalho.

A figura 34 do distribuidor com modificador de fluxo tipo 2 apresentou uma variação de temperatura na superfície, entre as duas perdas térmicas, um pouco maior do que para o distribuidor com barreira 1: cerca de 5 graus na superfície e 2 graus nos veios. A figura 34 do conjunto b. apresenta como consequência da maior perda térmica, uma região de temperatura mais baixa no plano central, no lado esquerdo após a barreira, que não é observada na figura 34 do conjunto a.

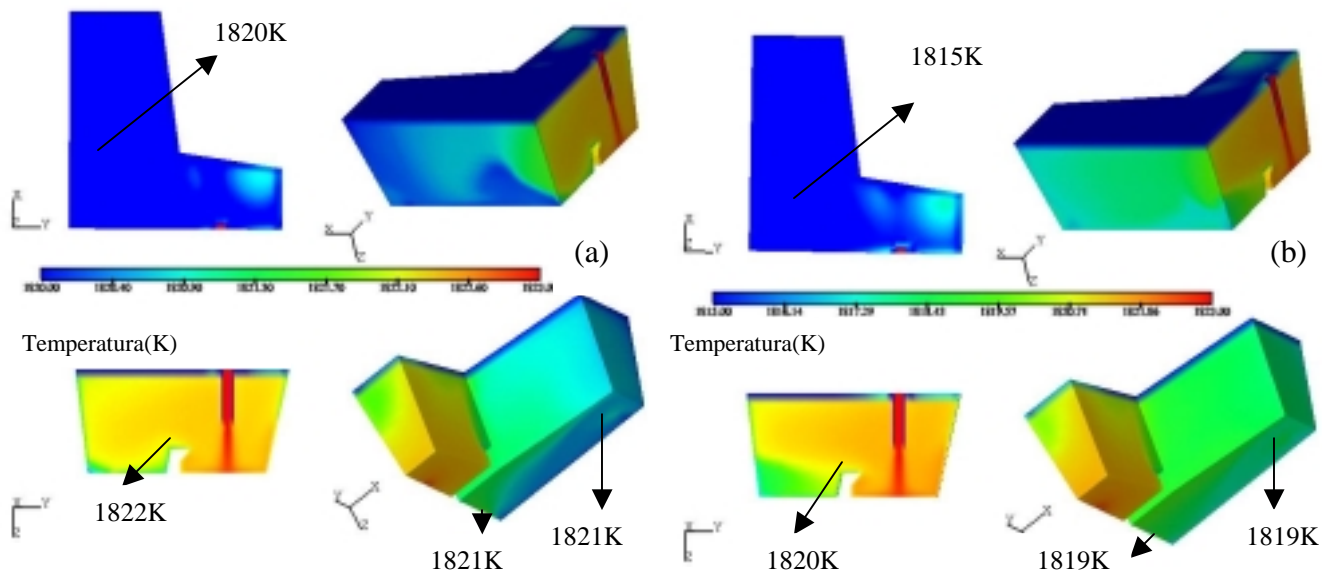


FIGURA 34. Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2, a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.

Estes aumentos na diferença de temperatura quando se utilizam modificadores de fluxo podem ser explicados pelo aumento do tempo de residência do aço no distribuidor. Assim, quanto maior a permanência do aço dentro do distribuidor maior a possibilidade de certas regiões resfriarem mais, preferencialmente na superfície onde as perdas, principalmente por radiação, são maiores. Tais regiões possuem uma baixa temperatura provavelmente por causa da baixa velocidade, em torno de 0,1 m/s (vide capítulo 4.2.3), gerando regiões quase estagnadas, que podem estar relacionadas à presença de volume morto, indesejável para o processo.

As figuras 35 e 36 apresentam os resultados térmicos para o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1 e tipo 2, respectivamente.

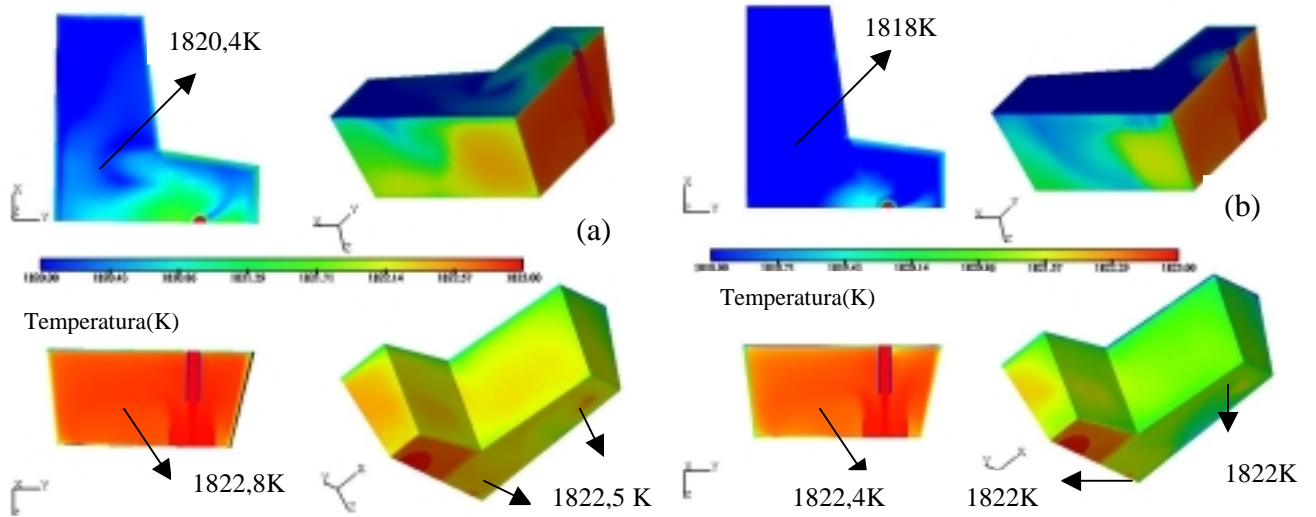


FIGURA 35. Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1 com a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.

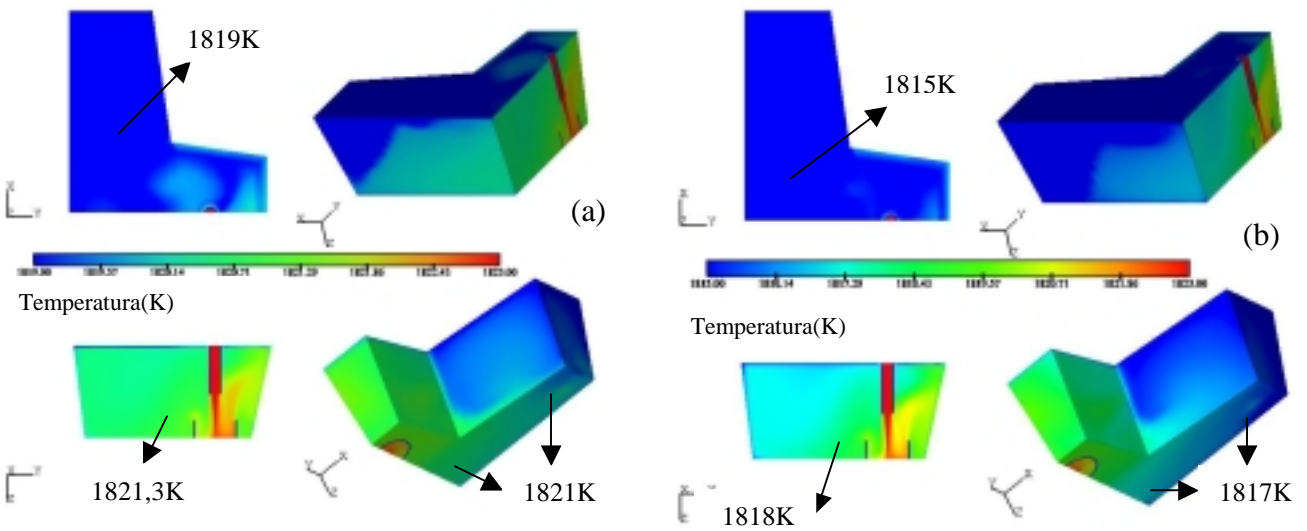


FIGURA 36. Comparação dos perfis de temperatura no distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 com a) menor perda térmica e b) maior perda térmica.



No distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1, a diferença de temperatura entre as duas perdas térmicas foi de aproximadamente 2,5 K na superfície e 0,5 K nos veios (figura 35.a e 35.b). O escoamento não é totalmente ascendente, como já foi mostrado na figura 24 do capítulo 4.2. Parte dele chega aos veios a partir do jato inicial, sem que a temperatura baixe muito, em torno de 0,5 K.

Pode-se notar que o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 (figura 36), propiciou um maior resfriamento em ambas condições de contorno, provavelmente pelo fato de sua aba aprisionar por maior tempo o fluido dentro do inibidor. Assim a diferença de temperatura na superfície nos dois casos de perdas térmicas aumentou, e é de 4 K na superfície e veios se comparado com as temperaturas do distribuidor com inibidor tipo 1.

No plano de simetria observa-se que a temperatura mais alta está na região do jato inicial e abaixo da válvula longa, no interior do inibidor tipo 1. Para o distribuidor com inibidor tipo 2 a temperatura mais alta está localizada apenas no jato de entrada. Como esta simulação apresenta resultados em regime estacionário pode-se afirmar que pelo tempo de maior confinamento do fluxo no interior do inibidor este se tornará mais frio se comparado ao fluxo no interior do inibidor tipo 1.

A temperatura nos veios central e lateral foi a mesma para a mesma perda térmica utilizada como condição de contorno, isto é, um aço com temperatura homogênea nas saídas.

Pode-se dizer que as perdas por radiação e convecção natural influenciam na temperatura, de acordo com as condições de contorno aplicadas. Quanto maiores as perdas térmicas aplicadas, maiores as perdas por convecção natural e radiação principalmente na superfície, onde as perdas por radiação são mais expressivas. O aço mais frio torna-se mais lento, podendo ficar estagnado nas regiões de baixa velocidade.

#### 4.4.2. INFLUÊNCIA DA VAZÃO NO DISTRIBUIDOR SEM E COM MODIFICADORES DE FLUXO PARA MAIORES PERDAS TÉRMICAS :VAZÃO 6,0 M<sup>3</sup>/H X VAZÃO 8,1 m<sup>3</sup>/h

A utilização de diferentes vazões depende de vários fatores, entre eles a qualidade do aço lingotado e o grau de produtividade da empresa. Maiores vazões podem causar maiores impurezas no aço, pois diminuem o tempo de residência deste no distribuidor, dificultando a

flotação de inclusões, enquanto que vazões mais baixas poderão resfriar muito o aço, gerando maior volume morto e um lingotamento com temperatura mais baixa.

A figura 37 mostra o distribuidor sem modificadores de fluxo onde a temperatura, no interior do distribuidor, caiu em aproximadamente 1 K na região central quando a vazão diminuiu de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  para  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ . Na superfície, a temperatura chega a cair aproximadamente 11 K. É possível observar a presença do curto circuito que torna a diferença de temperatura no plano de simetria e nos veios bem menor do que na superfície (figura 36 conjunto a. e b.). Provavelmente, a baixa circulação do fluido num distribuidor padrão sem modificadores de fluxo, é uma das causas desta grande diferença entre a temperatura mais alta e mais baixa para uma vazão menor. É possível observar que para o distribuidor com maior vazão uma temperatura em geral mais homogênea. O fluxo tende a resfriar a medida que vai se afastando da válvula longa e decrescendo a medida que se aproxima da superfície das paredes frontais do distribuidor.

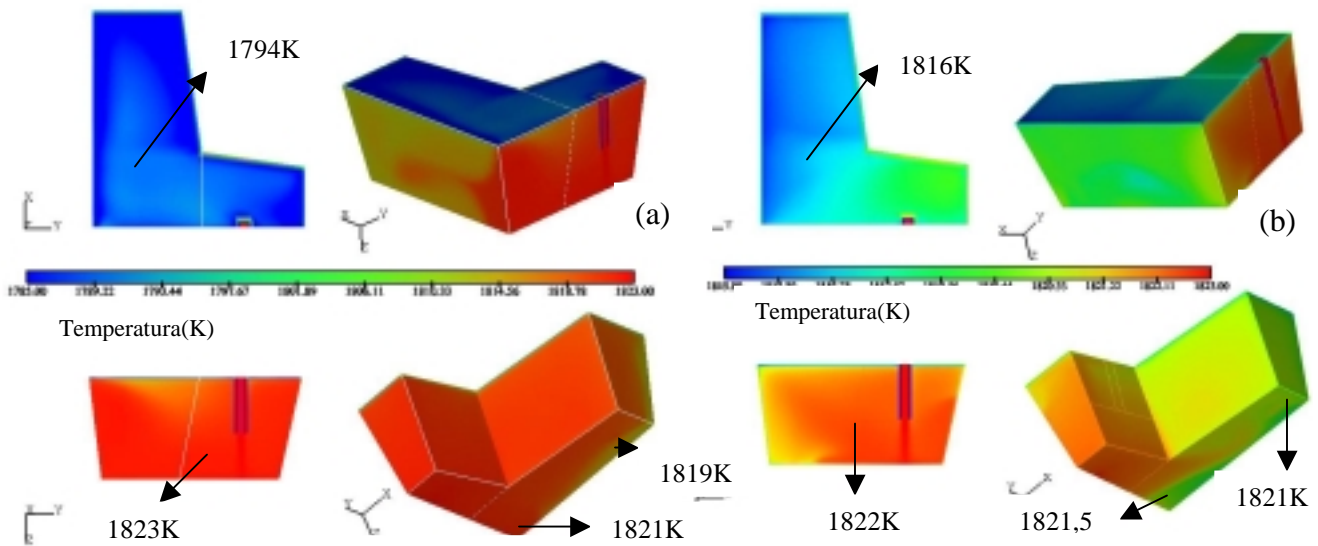


FIGURA 37. Comparação dos perfis de temperatura para diferentes vazões no distribuidor de lingotamento contínuo sem modificador de fluxo para a condição de maior perda térmica, a) vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

As figuras 38.a e 38.b mostram os perfis de temperatura no distribuidor com modificadores de fluxo tipo 1, para vazões de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ , respectivamente.

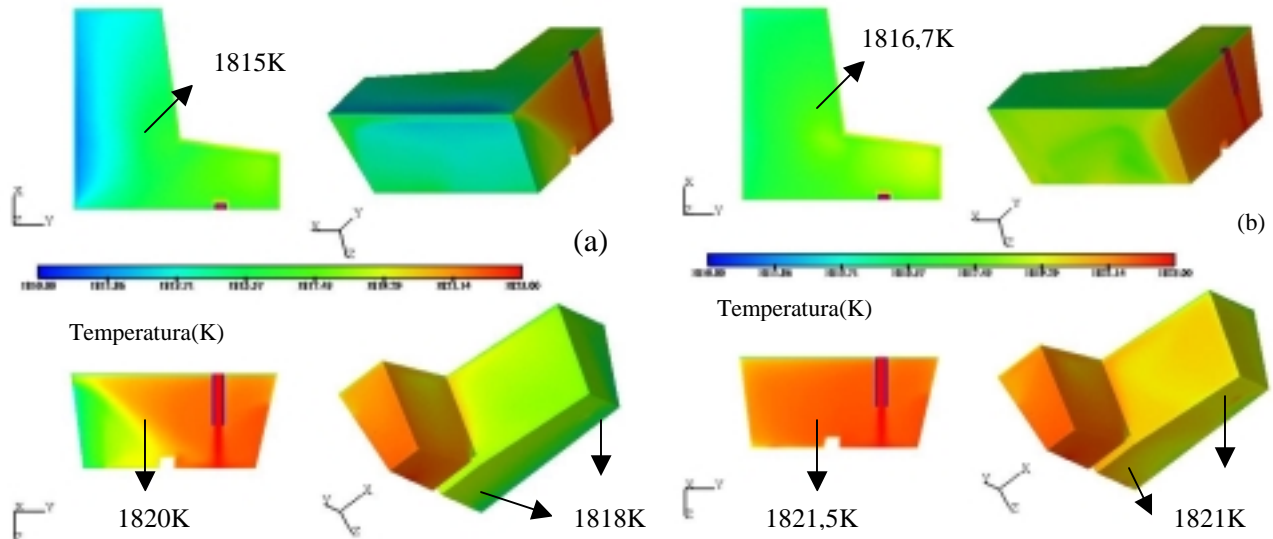


FIGURA 38. Comparação dos perfis de temperatura para o distribuidor com maiores perdas térmicas e modificador de fluxo tipo barreira 1, a) vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

A figura 39 apresenta o perfil térmico para o distribuidor com barreira tipo 2 nas mesmas condições citadas anteriormente.

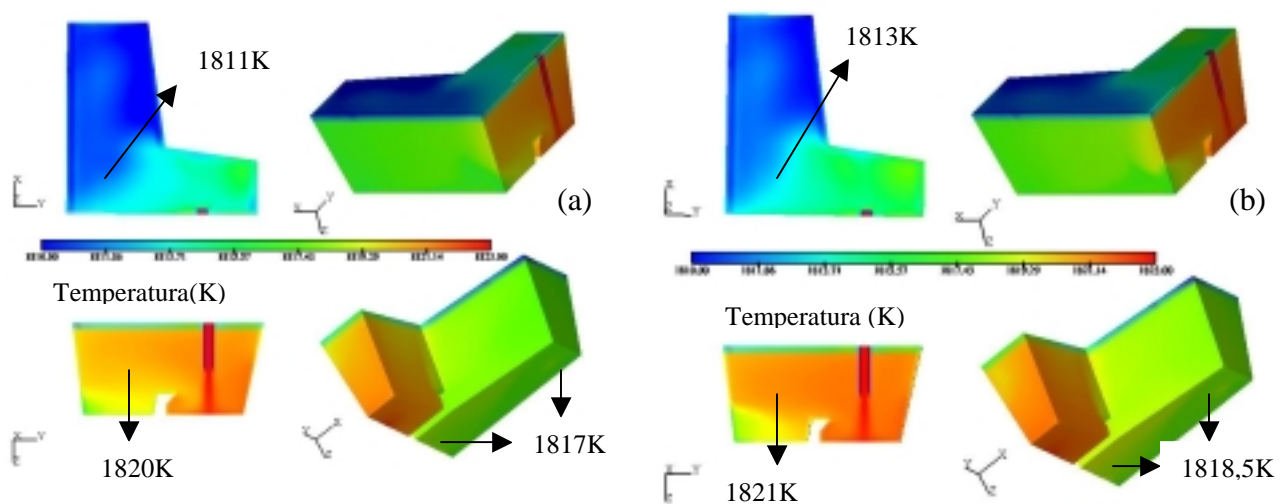


FIGURA 39. Comparação dos perfis de temperatura para o distribuidor com maiores perdas térmicas e modificador de fluxo tipo barreira 2, a) vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , b) vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Observa-se, principalmente para o distribuidor com vazão menor e modificador de fluxo tipo barreira 1, que a medida que o aço se aproxima da parede frontal, tanto no plano superior como no plano central, sua temperatura decresce, em razão das condições de perdas térmicas impostas. Com a utilização das barreiras, o fluxo não segue mais diretamente para o veio central. Isso é possível ser observado na região central, após a barreira, onde a temperatura é menor do que na região anterior a barreira, perto do fluxo de entrada pela válvula longa. Apenas a figura 38 do conjunto b não apresenta esta variação, quando foi utilizada barreira 2 e vazão de  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

A diferença de temperatura entre as vazões a. e b em ambas figuras 38e 39 não foram tão evidentes como se viu na figura 36, anterior. Isso se deve ao fato de que os modificadores de fluxo homogeneizaram a temperatura do fluido, através da formação de vórtices, já apresentado no capítulo dos resultados de perfis de velocidade. A variação da temperatura entre as duas vazões, nas regiões indicadas na superfície, ficou em torno de 2 graus para a barreira 1 (figura 38) e para a barreira 2 (figura 39). Isto mostra que a trajetória do fluxo é parecida nos dois casos de modificadores de fluxo, eliminando o curto circuito e homogeneizando a temperatura de lingotamento independente da vazão utilizada. No entanto, percebeu-se que o resfriamento para a mesma perda térmica aumentou consideravelmente na superfície para o caso da barreira 2. Tais motivos, como por exemplo a formação de vórtices perto da barreira que aprisionam o fluxo mais quente por maior tempo, podem ser uma das causas mais importantes.

Analisando a influência destas duas vazões pode-se notar, através da temperatura na saída, que o fluido que entra com uma vazão menor resfria mais do que aquele que entra com vazão maior.

Para todos os casos apresentados nas figuras 38 e 39, em perspectiva, nota-se que a região da parede frontal apresenta um aço de menor temperatura se comparada às paredes traseiras, onde a temperatura é maior.

Não foram encontradas na literatura situações de comparação entre os perfis de temperatura para diferentes vazões.

#### 4.4.3. COMPARAÇÃO ENTRE OS MODIFICADORES DE FLUXO E INIBIDORES DE TURBULÊNCIA E TIPOS DE VÁLVULAS PARA VAZÃO DE $8.1 \text{ m}^3/\text{h}$ E MAIOR PERDA TÉRMICA

##### 4.4.3.1 MODIFICADORES DE FLUXO: BARREIRA 1 X BARREIRA 2

Neste capítulo é analisada a diferença entre os modificadores de fluxo tipo 1 e 2 (figura 40 conjunto a. e b.) e inibidores de turbulência tipo 1 e 2 (figura 41 conjunto a e b).

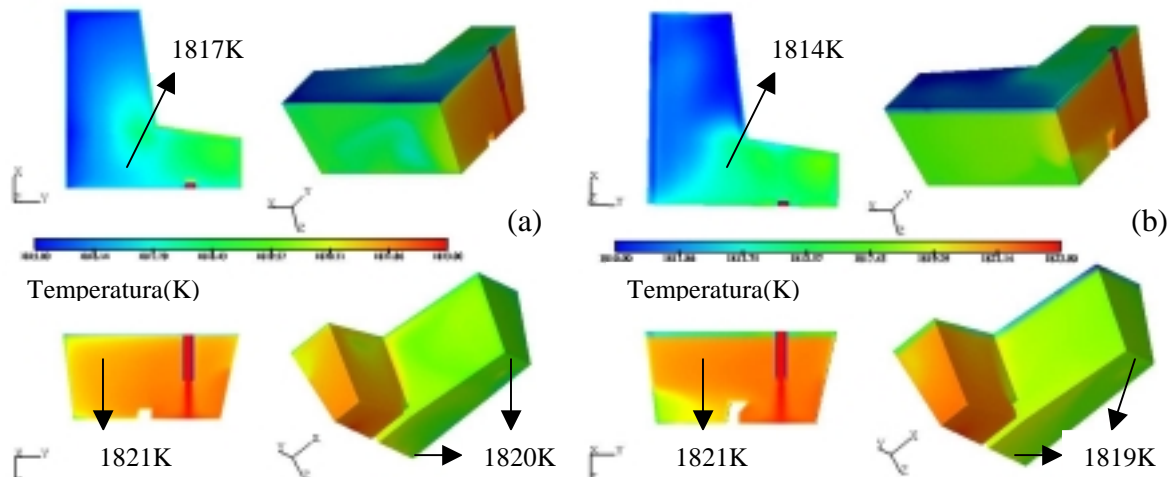


FIGURA 40. Perfis de temperatura para o distribuidor com vazão de  $8.1 \text{ m}^3/\text{h}$  e maior perda térmica com modificador de fluxo, a) barreira tipo 1, b) barreira tipo 2.

O modificador de fluxo tipo barreira 2 apresentou uma temperatura menor do aço na superfície, quando comparado ao distribuidor com barreira 1. No entanto quando são analisadas as outras regiões indicadas, pode-se notar a semelhança entre as temperaturas no plano de simetria. Nos veios, a temperatura diferiu em apenas 1 K entre o distribuidores com diferentes modificadores de fluxo.

Em ambas figuras, a temperatura decresce quando o fluxo se afasta do jato inicial, em direção à superfície e paredes, principalmente em relação a parede frontal. Na figura 40 conjunto b., nota-se no plano central, que a temperatura decresce também a medida que se aproxima da parede frontal, perto do fundo.

#### 4.4.3.2 INIBIDORES DE TURBULÊNCIA: TIPO 1 X TIPO 2

Na figura 41 pode-se observar o efeito da aba no inibidor de turbulência tipo 2, em relação ao campo de temperaturas no distribuidor. A aba fez com que o fluido ficasse aprisionado por mais tempo no interior do inibidor, baixando, assim, a temperatura do aço em até 5 K aproximadamente, até o fluido chegar nos veios. Como foi observado anteriormente, o fluido dentro do inibidor tipo 1 tem praticamente a mesma temperatura do jato inicial. Então, este tipo de inibidor não consegue aprisionar o fluido no seu interior por muito tempo, deixando que ele siga pela região central ainda com temperatura alta. Por outro lado, observando a temperatura mais baixa no interior do inibidor tipo 2, pode-se dizer que este aumenta o tempo de residência do aço em relação ao inibidor tipo 1. Além disso nota-se uma região de fluido quente acima do inibidor tipo 2, indicando o seu re-direcionamento em direção à superfície. Entretanto, a temperatura do aço no distribuidor tornou-se mais homogênea. Neste caso, variou em aproximadamente 2,5 K entre a região indicada na superfície, no eixo de simetria e veios (figura 40 conjunto b.), enquanto que na figura 41 conjunto a., a variação foi de quatro graus comparando estas regiões. Nota-se, ainda, na figura em perspectiva superior que para os dois inibidores, a temperatura aumentou no sentido da superfície para o fundo.

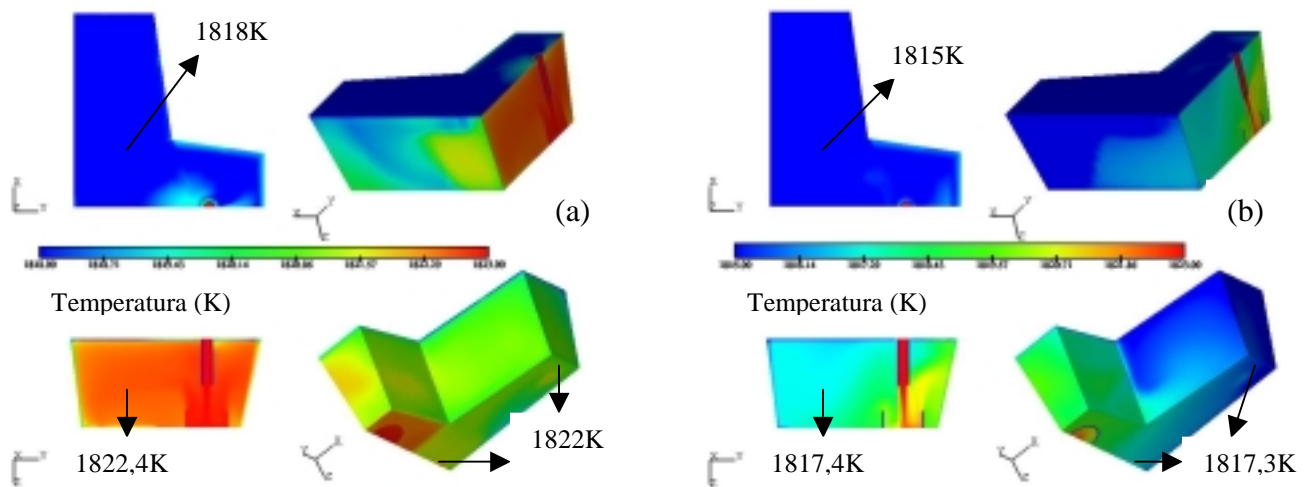


FIGURA 41. Perfis de temperatura para o distribuidor com vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$  e maior perda térmica com: a) inibidor de turbulência tipo 1, b) inibidor de turbulência tipo 2.

#### 4.4.3.3 INFLUÊNCIA DO AUMENTO DO DIÂMETRO DA VÁLVULA LONGA: 65 mm X 85 mm

Também é interessante analisar o que acontece com os perfis de temperatura em relação ao aumento do diâmetro da válvula longa de 65 mm (figura 42 conjunto a.) para 85 mm (figura 42 conjunto b.) em um distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1, vazão  $8,1 \text{ m}^3/\text{h}$  e maior perda térmica.

O maior diâmetro para a válvula longa fez com que o fluido entrasse mais lentamente baixando em, aproximadamente, 2,7 K a temperatura nas saídas e no eixo de simetria (regiões indicadas no plano central e na figura em perspectiva inferior da região traseira do distribuidor). Isto devido ao perfil de velocidade uniforme menor que a válvula de maior diâmetro proporciona. A temperatura na região indicada na superfície baixou em apenas 1 K quando comparada com temperatura na superfície para a válvula menor. Na região de simetria, para o caso da válvula longa de maior diâmetro a temperatura é menor e mais heterogênea, baixando em dois graus na região indicada quando comparada a válvula de diâmetro menor.

No entanto, apesar da temperatura ser mais heterogênea no plano central, a barreira ainda assim, homogeneizou a temperatura nos veios. Em ambos os casos, a temperatura decresce a medida que o fluxo se aproxima da parede frontal e quanto maior a distância da válvula longa.

Pode-se observar ainda a presença de uma região de temperatura mais alta na parede frontal à direita do distribuidor com válvula de menor diâmetro.

Pode-se dizer, então, que o diâmetro da válvula longa interfere no perfil de temperaturas para um distribuidor com barreira 1. Aumentando-se o diâmetro da válvula, a temperatura decresce, bem como o perfil de velocidades, já apresentado no capítulo referente a perfis de velocidade. A influência da velocidade no perfil de temperatura torna-se evidente quando analisamos sua influência nas regiões mais estagnadas.

Não foi possível se obter dados comparativos em relação à diferença de temperatura conforme os diferentes diâmetros de válvula longa.

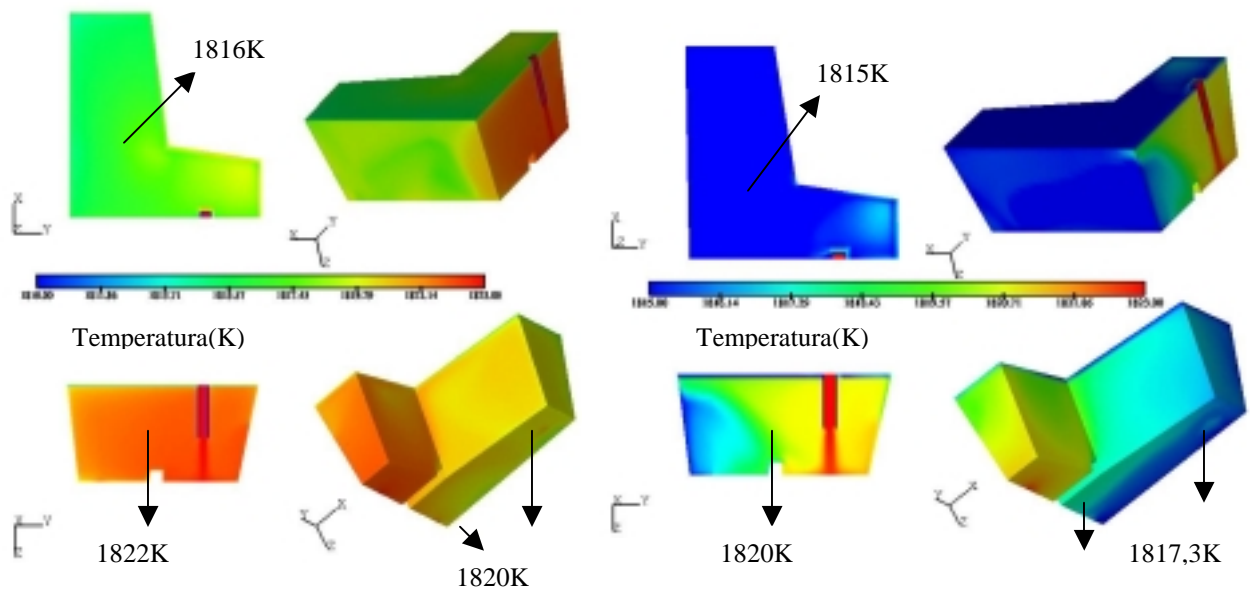


FIGURA 42. Perfis de temperatura para o distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 com: a) válvula longa de 65 mm de diâmetro e b) válvula longa de 85 mm de diâmetro.

Também não foi encontrado, na bibliografia estudada, casos onde se analisam os perfis de temperatura para um distribuidor tipo DELTA-T. Portanto torna-se mais difícil comparar os resultados aqui encontrados com resultados para distribuidores de geometria retangular.



#### 4.4. DETERMINAÇÃO DOS TEMPOS DE RESIDÊNCIA E VOLUMES CARACTERÍSTICOS ATRAVÉS DE CURVAS DE DISTRIBUIÇÃO DE TEMPO DE RESIDÊNCIA - DTR

##### 4.4.1. CURVAS DTR – MODELO FÍSICO X MODELO MATEMÁTICO

Na figura 43 observam-se as curvas DTR para os veios central e lateral modeladas matematicamente para o distribuidor com água, sem modificadores de fluxo, e vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ . As curvas, para cada veio, indicam as respectivas intensidades de turbulência ( K ) para 1% e 3,7 %.

Nota-se que a forma das curvas manteve-se a mesma. No entanto, a curva modelada com 1% de intensidade de turbulência deslocou-se para a esquerda, mostrando um melhor ajuste com a curva DTR modelada fisicamente em relação ao tempo, como será apresentado mais adiante, evidenciando a importância do ajuste deste parâmetro. A bibliografia não apresenta dados para ajustes na intensidade de turbulência dos escoamentos através de curvas DTR.

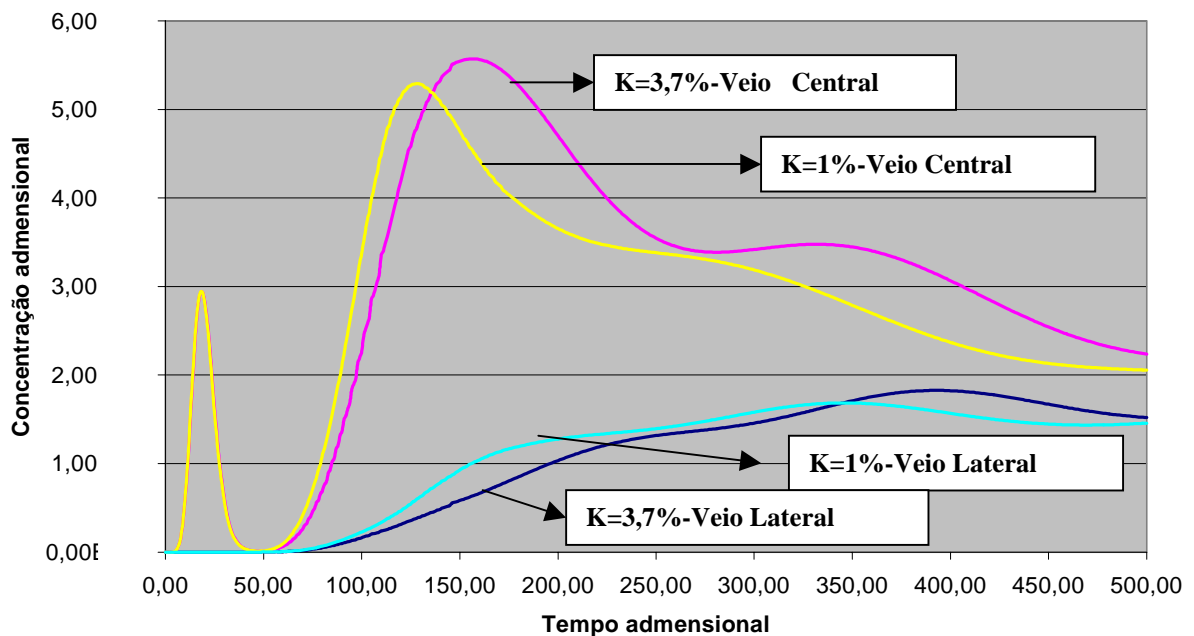


FIGURA 43. Comparação das curvas DTR para os veios central e lateral modeladas matematicamente sem transferência de calor para o distribuidor, sem modificadores de fluxo e vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$  para duas diferentes intensidades de turbulência.

Na figura 44, a curva em vermelho representa o modelo físico, chamado Físico1. As curvas verde e amarela representam o modelo matemático com entrada do fluido pela parte inferior, chamado Entrada2\_Parede, e superior da válvula, chamada Entrada1\_Parede respectivamente, com condição de parede na superfície. A curva azul representa o modelo matemático com entrada do fluido pela parte inferior da válvula longa e condição de simetria na superfície, chamada Entrada1\_Simetria. Pode-se observar o pico indicando curto circuito no veio central para as curvas DTR nos dois modelos.

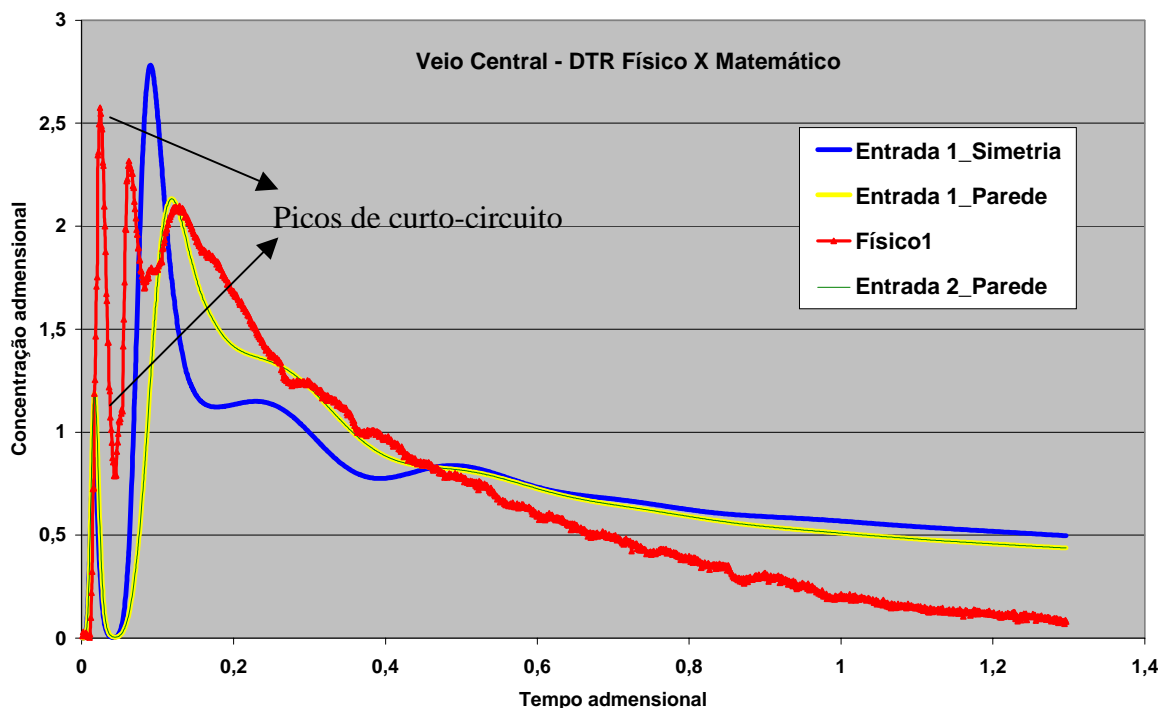


FIGURA 44. Comparação das Curvas DTR dos modelos matemáticos e físico para o veio central do distribuidor de lingotamento contínuo.

O artifício criado para que a turbulência fosse diminuída, uma condição de parede na superfície, interferiu nos resultados de forma mínima. Pôde-se notar que ocorreu um pequeno ajuste quanto aos picos, em relação ao tempo. Também foi simulado este mesmo modelo com condição de parede na superfície e entrada de fluido no distribuidor pela parte inferior da válvula longa. Não foram observadas mudanças ao comparar o modelo com a entrada do fluxo pela parte superior da válvula longa. Analisando as curvas quanto à forma pode-se observar que estas estão em acordo quando são comparados os modelos físico e matemático.

A figura 45 apresenta as curvas DTR para o veio lateral nas mesmas condições indicadas acima, para o modelo físico e matemático. Pode-se observar que nestes casos não há volume de curto-circuito, pois não se observam picos nas curvas DTR, como se observou na figura 43 para o veio central. Na curva obtida a partir do modelo físico pode-se observar um pico no início. Este pico pode ser explicado pelos ruídos externos que afetaram tais resultados pois não foi encontrado volume de curto-circuito para o veio lateral, conforme será apresentado a seguir.

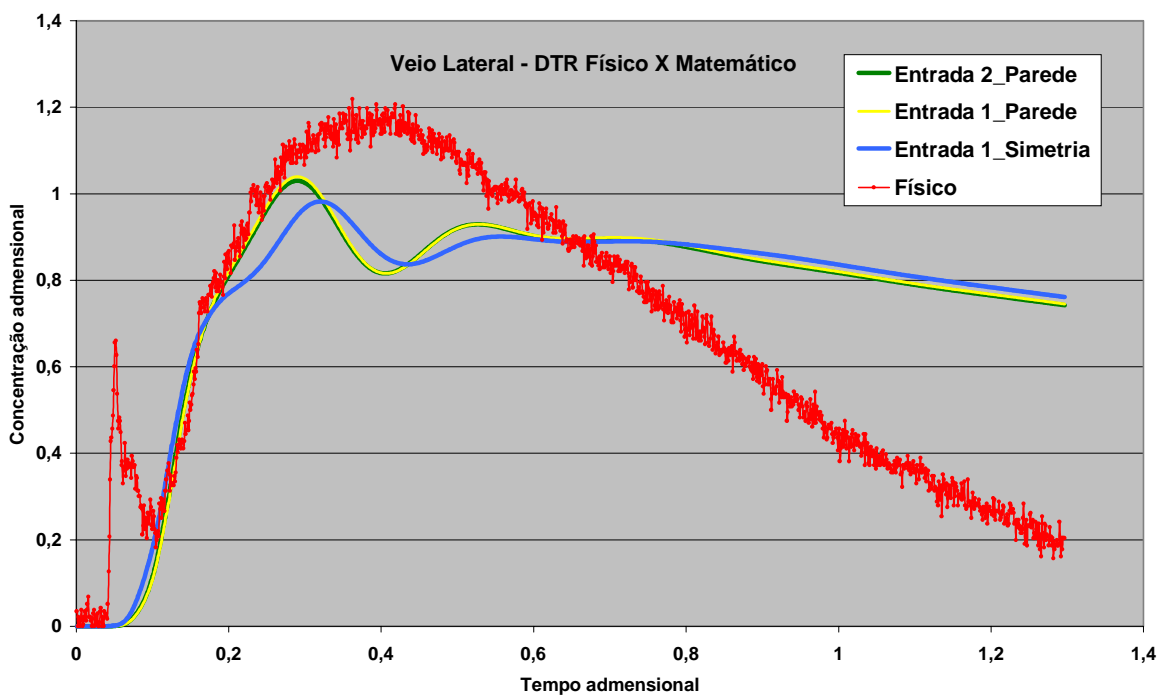


FIGURA 45. Comparação das Curvas DTR dos modelos matemáticos e físico para o veio lateral do distribuidor de lingotamento contínuo.

A intensidade de turbulência de 1%, referida na figura 43, ajustou os picos e as curvas modeladas matematicamente em função do tempo, quando deslocou-as para a esquerda, ajustando-se, assim, melhor em relação ao modelo físico.

Para uma melhor visualização das curvas DTR, as figuras 46 e 47 mostram a melhor curva obtida matematicamente para o veio central e lateral, respectivamente, com a respectiva curva do modelo físico. As curvas em vermelho representam o modelo físico e as curvas em amarelo representam o modelo matemático com entrada de fluido pela parte inferior da válvula longa e condição de parede na superfície.

Observando a figura 46 e 47 e após feita a análise das figuras 44 e 45, chega-se à conclusão de que a curva modelada matematicamente, que mais se aproxima do modelo físico, foi aquela com entrada do fluxo pela parte inferior da válvula longa e condição de parede na superfície. Deve-se observar que a mudança na condição de entrada muito pouco influenciou nestes resultados. A baixíssima diferença entre os resultados numéricos não foram evidenciados nestas curvas. A seguir serão analisadas tais DTR quanto aos tempos de residência e volumes característicos, podendo se observar que há uma pequena diferença nestes resultados.

Não foram encontrados na literatura casos de variação da condição de simetria para condição de parede ou fluxo entrando submerso pela parte superior ou inferior da válvula longa. No entanto foram encontrados desvios, um pouco menores, porém também significativos, entre os modelos físico e matemático para um distribuidor DELTA-T com barreira com furos por Lowry, M. L. e Sahai, Y. (1989). Todos os estudos de distribuição de tempo de residência são apresentados pelos pesquisadores, por exemplo Robert A. e Mazumdar D. (1999) Lowry, M. L., Sahai, Y.(1989) em função de um determinado veio, assim como neste trabalho.

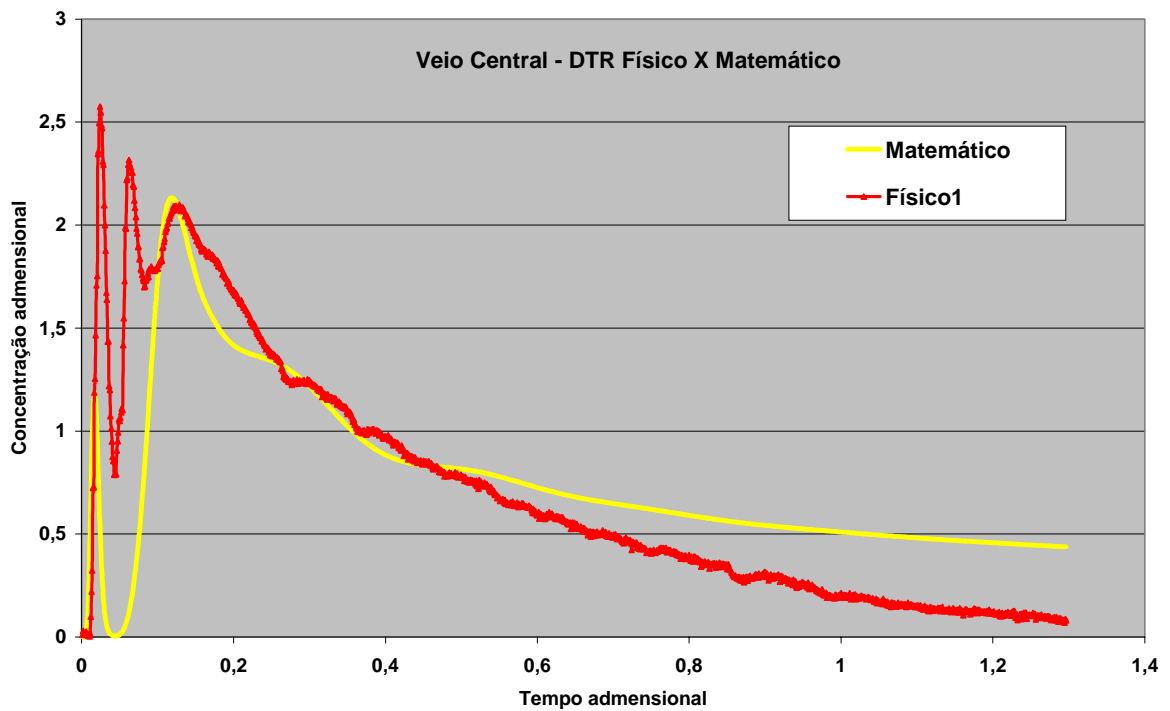


FIGURA 46. Comparação das curvas DTR entre os modelos físico e matemático para o veio central do distribuidor sem barreira com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ .

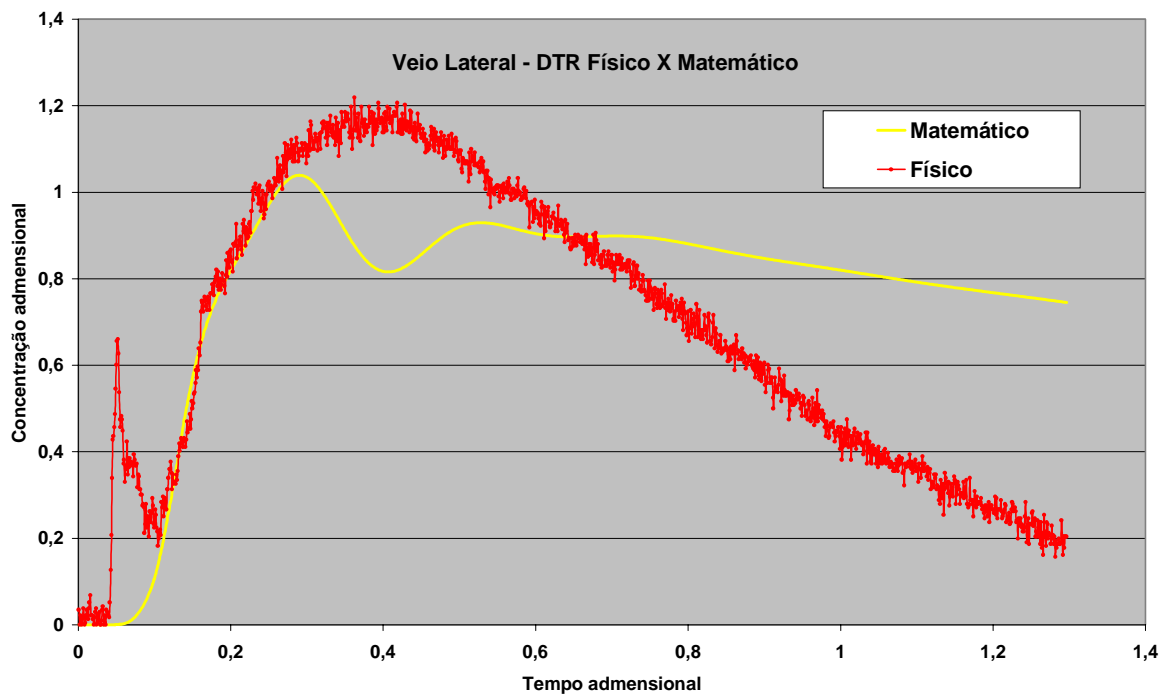


FIGURA 47. Comparação das curvas DTR entre os modelos físico e matemático para o veio lateral do distribuidor sem barreira com vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Partindo-se da comparação destas curvas DTR, entre os modelos físico e matemático para situações idênticas, muitas dúvidas são geradas. Os resultados do modelo físico são usados, geralmente, para verificar e guiar o modelo matemático correspondente quando os parâmetros usados forem os mesmos. Porém observa-se que as curvas DTR apresentadas nas figuras 46 e 47 possuem razoáveis diferenças, tais como a concentração no final do tempo de simulação, principalmente para o veio lateral.

A validação do modelo a partir das curvas DTR entre modelos físico e matemático ainda é esforço de muitos pesquisadores tais como Lowry M. L. e Sahai Y. (1989) que estudam distribuidores DELTA-T de geometrias mais complexas. Um aspecto importante observado é a geometria 3D e a malha de alta complexibilidade, que poderiam interferir nos resultados.

Conforme já discutido anteriormente no capítulo de energia cinética de turbulência, há áreas de alta e baixa turbulência, como mostrou o estudo apresentado anteriormente através da energia cinética de turbulência. Na figura 48 pode-se observar estas regiões mais ou menos turbulentas para o caso onde foram estudadas as curvas DTR no distribuidor DELTA-T sem modificador de fluxo.

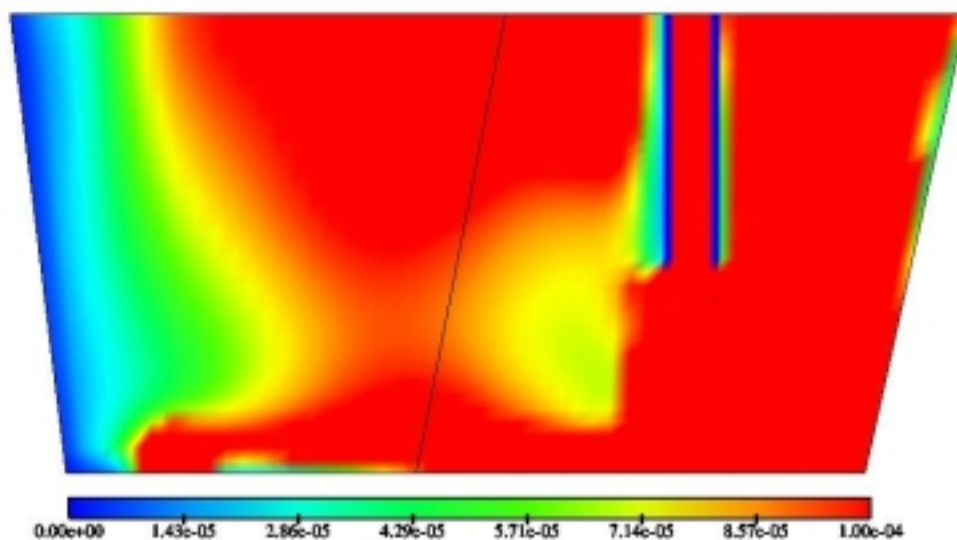


FIGURA 48. Energia cinética de turbulência para o distribuidor sem modificador de fluxo e vazão de  $6,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , mostrando diferentes regiões de energia cinética de turbulência.

Usando o modelo de turbulência k- $\epsilon$ , para alto Reynolds, conseguiu-se a convergência dos resultados, enquanto que, utilizando um modelo para baixo Reynolds, a convergência não foi alcançada, apesar das regiões laminares existirem em certos pontos no escoamento deste

distribuidor. Davidson (1990), em seus estudos para cavidades, utilizou um modelo misto de alto e baixo Reynolds na resolução de tais problemas. Por existirem regiões turbulentas e laminares este modelo misto mostrou uma melhor convergência em seus resultados, ao contrário da utilização de um único modelo separadamente, o modelo k-ε de turbulência para alto ou para baixo Reynolds .

Outro fato que não se pode deixar de citar é a calibração utilizada pelos modelos. O modelo físico apresenta um sensor limite muito superior à tolerância de concentração de massa residual do modelo numérico. Assim é fato que não se pode analisar curvas DTR em apenas um modelo em separado. É necessário que se faça a comparação entre os modelos antes de se chegar a conclusão do melhor escoamento ou do melhor distribuidor.

#### 4.4.2 ANÁLISE DAS CURVAS DE DISTRIBUIÇÃO DE TEMPO DE RESIDÊNCIA NOS MODELOS FÍSICO E MATEMÁTICO ATRAVÉS DA COMPARAÇÃO DOS TEMPOS DE RESIDÊNCIA E VOLUMES CARACTERÍSTICOS

Com as curvas DTR plotadas é possível fazer-se uma análise sobre os tempos de residência e volumes característicos do aço no distribuidor de lingotamento contínuo.

As tabelas 5 e 6 mostram os tempos mínimo e médio de residência obtidas no modelamento matemático para os veios central e lateral na comparação com o modelo físico. Pode-se destacar a pouca diferença entre os resultados do modelo matemático e físico, tanto em relação ao veio central como lateral, notadamente para os tempos mínimos de residência. Quanto ao tempo médio, pode-se dizer que o desvio, embora maior no veio central, não parece ser tão significativo. Diferenças nessa ordem de grandeza foram encontrados por Robert, A. (2001). Observou-se para a condição de entrada 1 - fluxo entrando pela parte superior da válvula e parede na superfície, um desvio menor, quando comparado ao modelo físico.

A diferença ficou em torno de 0,002 s entre o tempo mínimo de residência, no modelo físico, e no melhor resultado do modelo matemático, para o veio central. Para o tempo médio de residência este desvio aumentou e ficou com uma variação de aproximadamente 0,08 s. Para o veio lateral o desvio no tempo mínimo de residência ficou em torno de 0,028 s, sendo que o modelo físico apresentou um tempo mínimo menor. Os resultados do tempo médio de

residência para o veio lateral apresentaram um desvio desconsiderável em todos os casos simulados.

Damle C. e Sahai Y. (1994) mostram um bom acordo entre seus resultados de tempos de residência e volumes característicos para distribuidores de geometria mais simples, retangular, quando foram comparados aos resultados do modelo físico.

TABELA 5. Tabela comparativa entre os tempos de residência normalizados, do modelo físico X matemático - **Veio central** .

	<b>Modelo Físico</b>	<b>Modelo Matemático com condição de Simetria</b>	<b>Modelo Matemático com condição de Parede</b>	<b>Modelo Matemático com condição de Parede</b>
		<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 2</b>
Tempo mínimo resid.	0,01	0,008	0,009	0,009
Tempo médio resid.	0,45	0,56	0,53	0,54

TABELA 6. Tabela comparativa entre os tempos de residência normalizados do modelo físico X matemático - **Veio lateral** .

	<b>Modelo Físico</b>	<b>Modelo Matemático com condição de Simetria</b>	<b>Modelo Matemático com condição de Parede</b>	<b>Modelo Matemático com condição de Parede</b>
		<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada. 2</b>
Tempo mínimo resid.	0,05	0,077	0,078	0,079
Tempo médio resid.	0,71	0,70	0,70	0,71

Nas tabelas 7 e 8 foram comparados os volumes característicos entre os modelos físico e matemático para o veio central e lateral, respectivamente. Nota-se uma melhor



correspondência entre os valores do modelo físico e matemático com entrada 1, isto é, fluxo entrando no distribuidor pela parte superior da válvula.

TABELA 7. Tabela comparativa entre os volumes característicos normalizados do modelo físico X matemático - **Veio central**.

	<b>Modelo Físico</b>	<b>Modelo Matemático com condição Simetria</b>	<b>Modelo Matemático com condição Parede</b>	<b>Modelo Matemático com condição Parede</b>
		<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 2</b>
Volume de Mistura (%)	38	50	43	44
Volume Morto (%)	55	48	47	45
Volume Pistonado (%)	4	1	1	1
Volume de Curto-Circuito (%)	3	2	2	1

Tabela 8. Tabela comparativa entre os volumes característicos normalizados do modelo físico X matemático - **Veio lateral**.

	<b>Modelo Físico</b>	<b>Modelo Matemático com condição Simetria</b>	<b>Modelo Matemático com condição Parede</b>	<b>Modelo Matemático com condição Parede</b>
		<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 1</b>	<b>Entrada 2</b>
Volume de Mistura (%)	49	52	50	47
Volume Morto (%)	29	31	31	31
Volume Pistonado (%)	21	23	20	19
Volume de Curto- Circuito(%)	0	0	0	0

Comparando-se os volumes característicos, pode-se dizer que os desvios foram pequenos entre os modelos matemático e físico, apesar dos desvios entre as curvas terem sido considerados razoáveis, conforme figuras 43 e 44. Isto acontece porque os volumes característicos e os tempos de residência são calculados em função da área sob a curva DTR.

Outro fator importante é como foram calculados os volumes característicos.. O programa usado para a interpretação das curvas DTRs ajusta a curva modelada matematicamente em cima de uma curva do modelo físico. O desvio entre essas curvas em determinada região deverá ser o mínimo possível. Os desvios aqui encontrados também podem estar relacionados com a metodologia de cálculo utilizada para o modelo físico no cálculo dos volumes característicos.

O ajuste das curvas DTR e respectivos volumes característicos vem sendo analisados quanto ao melhor modelo utilizado, conforme Mazumdar D. e Guthrie R. I. L. (1999) que simularam modelos para alto e baixo Reynolds. O modelo para baixo Reynolds mostrou maior acordo com o modelo matemático quanto aos tempos de residência e volumes característicos, mas alertou-se sobre a importância de malhas bastante refinadas e ajustadas.

## 6. CONCLUSÕES

A partir dos vários resultados encontrados neste trabalho utilizando o software CFX-4, pode-se destacar as seguintes conclusões:

### **Validação do modelo matemático**

Observou-se uma boa correlação entre os campos de velocidade e as trajetórias do fluido obtidas via modelo matemático e físico nas diferentes configurações testadas. O modelo térmico também foi considerado validado quando foram comparados os perfis de temperaturas medidos num distribuidor industrial com os resultados numéricos.

### **Perfis de velocidade**

#### **Influência da vazão e dos modificadores de fluxo, barreira 1 e 2:**

Aumentando a vazão o módulo dos vetores de velocidade aumenta, a direção e sentido permanecem. A velocidade nos veios ficou em torno de 0,15 e 0,12m/s para vazão de 6,0 e 8,1 m<sup>3</sup>/h nos veios. Os modificadores de fluxo eliminaram o curto-circuito;

#### **Influência dos inibidores de turbulência tipo 1 e tipo 2:**

As maiores velocidades na superfície foram encontradas para o distribuidor com inibidores. Estes confinaram o fluxo no seu interior em forma de vórtices redirecionando-o para a superfície. Não foi observado curto-circuito. O inibidor tipo 2 apresentou um escoamento mais homogêneo e com vetores de velocidade menores no plano de simetria;

#### **Influência da transferência de calor:**

As perdas térmicas por radiação e convecção influenciaram nas forças de empuxo, modificando o escoamento quando comparado ao modelo isotérmico. O modelo isotérmico apresentou velocidades maiores e vetores mais retilíneos.

As velocidades mais baixas na superfície,  $10^{-3}$  m/s, foram encontradas para o distribuidor com barreira 2 no modelo não isotérmico. O distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 e condição de menor perda térmica apresentou regiões de maior velocidade na superfície,  $10^{-2}$  m/s. O aumento das perdas térmicas aumentou a velocidade dos vórtices na superfície;

#### **Influência do aumento do diâmetro da válvula:**

O aumento do diâmetro da válvula de 65 para 85mm baixou a velocidade, mas não interferiu na trajetória do escoamento.

### **Energia cinética de turbulência**

#### **Influência da vazão e modificadores de fluxo, barreira 1 e barreira 2:**

O aumento da vazão de 6,0 para 8,1  $\text{m}^3/\text{h}$  acarretou um aumento de 40% na energia cinética de turbulência no distribuidor padrão e com barreira 1, principalmente na superfície e abaixo da válvula longa. A maior energia cinética de turbulência foi de  $10^{-4} \text{m}^2/\text{s}^2$ , na região próxima a válvula longa;

Os modificadores de fluxo baixaram a energia cinética de turbulência em até 7x em relação ao distribuidor padrão para a menor vazão. No entanto o modificador tipo barreira 2 foi o único que reduziu a energia cinética de turbulência na superfície. Para a vazão maior (8,1  $\text{m}^3/\text{h}$ ), a energia cinética de turbulência não apresentou redução com o uso de modificadores de fluxo;

#### **Influência dos inibidores de turbulência tipo 1 e tipo 2:**

Ambos inibidores reduziram consideravelmente a energia cinética de turbulência, cerca de 10 vezes em relação ao distribuidor padrão;

O inibidor tipo 1 concentrou a energia cinética de turbulência mais alta em quase todo o plano de simetria, o tipo 2 redirecionou o fluxo contra ele mesmo, na região do inibidor e válvula longa até chegar diretamente à superfície. Este foi o mais efetivo na redução da energia cinética de turbulência para maiores vazões;

**Influência do aumento do diâmetro da válvula longa:**

O aumento do diâmetro da válvula longa reduziu em aproximadamente 10 vezes a energia cinética de turbulência, principalmente na superfície.

**Perfis de temperatura****Influência das diferentes perdas térmicas:**

A maior perda térmica provocou temperaturas mais baixas em todo o distribuidor, em todas as geometrias e vazões analisadas.

O aumento das perdas térmicas influenciou na diminuição de aproximadamente 0,5 K nos veios para o distribuidor padrão. A temperatura baixou aproximadamente 1,5 K e 2,0 K nos veios para barreira 1 e 2, respectivamente.

A temperatura baixou em aproximadamente 0,5 K e 4,0 K nos veios para o distribuidor com inibidor tipo 1 e tipo 2, respectivamente.

**Influência da vazão e dos modificadores de fluxo tipo barreira 1 e barreira 2:**

A menor vazão também provocou temperaturas mais baixas em todo o distribuidor, para todas geometrias analisadas e perdas térmicas;

No distribuidor padrão a temperatura foi mais baixa na superfície, aumentando 11 K quando a vazão aumentou de 6,0 para 8,1 m<sup>3</sup>/h. A temperatura aumentou 2 K no veio lateral e 0,5 K no veio central;

O modificador tipo barreira 1 e tipo barreira 2 homogeneizaram a temperatura nos veios para ambas vazões e perdas térmicas. O aumento da vazão aumentou a temperatura em 3,5 K nos veios. As temperaturas mais baixas foram encontradas quando foi utilizada a barreira 2;

**Influência dos inibidores de turbulência tipo 1 e tipo 2:**

O inibidor de turbulência tipo 1, apresentou temperaturas maiores na superfície e nos veios, homogeneizando a temperatura nas saídas. O inibidor tipo 2 também homogeneizou a

temperatura nos veios, porém mostrou temperaturas inferiores ao inibidor tipo 1. A diferença de temperatura nos veios entre os dois inibidores ficou em torno de 4,7 K;

### **Influência do aumento do diâmetro da válvula longa**

O aumento do diâmetro da válvula longa de 65 mm para 85 mm baixa a temperatura em aproximadamente 2,7 K nos veios.

### **Curvas DTR**

Em relação à forma das curvas DTR o veio central apresentou um ajuste melhor do que o veio lateral, indicando a complexidade do fenômeno . O pico da curva para o veio central concorda com o modelo físico, indicando a presença de volume de curto-circuito no escoamento. A melhor correspondência entre os modelos físico e matemático se deu com aquele em que foi utilizada a condição de parede na superfície e entrada do fluido pela parte superior da válvula longa. A mudança da região de entrada do fluxo pela válvula longa é pouco significativa. A redução na intensidade de turbulência de 3,7 % para 1% no modelo matemático melhorou o ajuste da curva DTR em relação ao modelo físico.

Apesar das diferenças entre as curvas DTR nos modelos físico e matemático, os tempos de residência e volumes característicos apresentam uma boa correlação para ambos os veios.

O modelo matemático utilizado nos cálculos de velocidade, temperatura, energia cinética de turbulência, tempos de residência e volumes característicos no distribuidor de lingotamento contínuo está apto para prever os fenômenos que ocorrem na prática industrial, mesmo que isto leve à necessidade de pequenos ajustes.

## SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

A partir desta dissertação, a primeira, em modelamento matemático, do processo de lingotamento contínuo, muitos estudos devem ainda ser estudados mais profundamente, para o mesmo distribuidor, complementando este trabalho, tais como:

- Validação em módulo, da velocidade do escoamento no distribuidor de lingotamento contínuo através de medições realizadas no modelo físico e sua comparação com o modelado matemático, já calculado.
- Validação em módulo da energia cinética de turbulência através de medidas experimentais.
- Validação do modelo matemático através de um melhor ajuste matemático das curvas DTR.
- Aprofundamento no estudo térmico, com explicações mais detalhadas para certas temperaturas encontradas em determinadas regiões.
- Modelo matemático no estado transiente dos perfis de temperatura e vetores de velocidade.
- Dar seqüência ao trabalho em função de certas geometrias que deixaram de ser analisadas por falta de tempo, como por exemplo, a influência do diâmetro da válvula longa para todas as variáveis analisadas.

Além disso, o modelo bifásico ou com mais fases, que vem já sendo desenvolvido no laboratório, também é alvo de estudos.

Ainda no processo de lingotamento contínuo o modelo matemático pode simular o escoamento no molde e panela prevendo a composição química de inclusões que foram lingotadas, através de softwares termodinâmicos, acoplados a softwares para simular o escoamento.

## ANEXO: GEOMETRIAS E MALHAS ANALISADAS

As figuras a seguir mostram as diferentes geometrias e malhas construídas no software MSC PATRAN do distribuidor DELTA-T padrão, com barreira tipo 1, com barreira tipo 2, com inibidor de turbulência tipo 1 e com inibidor de turbulência tipo 2. As figuras estão em perspectiva podendo-se observar a região frontal e superior do distribuidor.

A figura A mostra o distribuidor padrão, isto é, sem modificador de fluxo ou inibidor de turbulência. A malha construída possui aproximadamente 74.000 elementos. É hexagonal estruturada de cubos quase perfeitos.

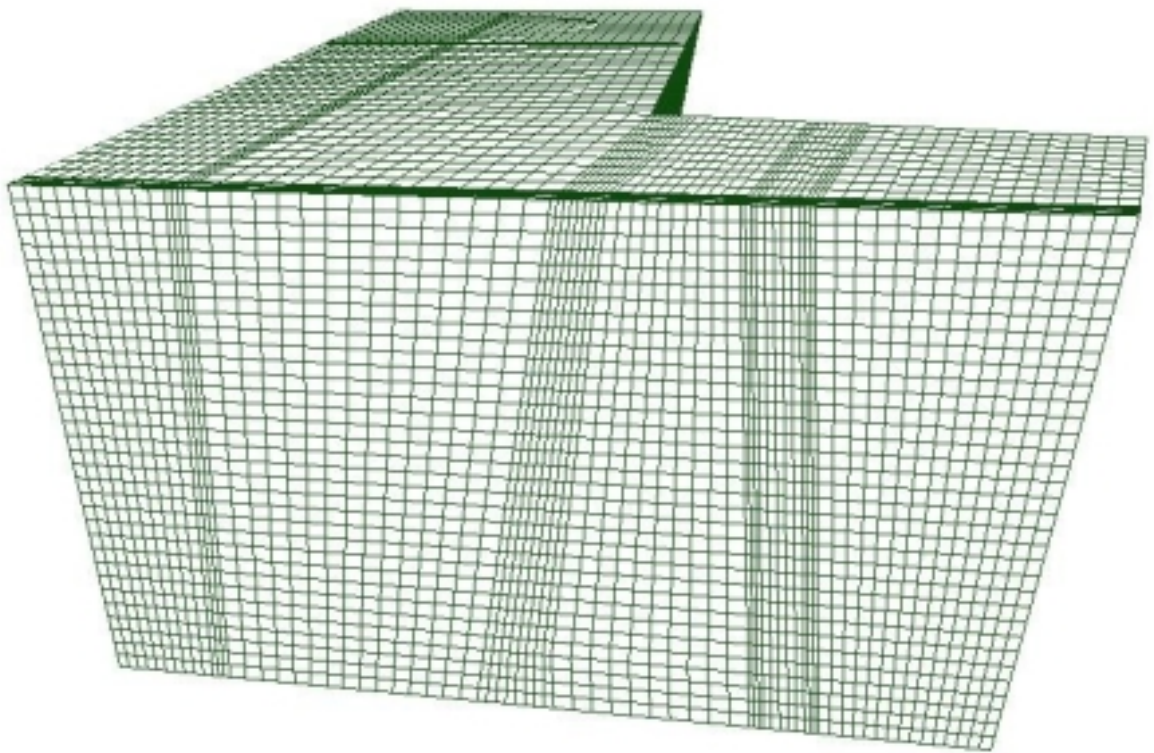


FIGURA A. Geometria e malha do distribuidor padrão ou sem modificador de fluxo ou inibidor de turbulência de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.



A figura B mostra a geometria e malha do distribuidor com barreira 1 de aproximadamente 74.000 elementos. Um retângulo cortando a parte central e perpendicular ao plano de simetria no fundo do distribuidor simula a barreira 1. A malha também neste caso, como para todos os outros apresentados neste anexo, é hexagonal estruturada.

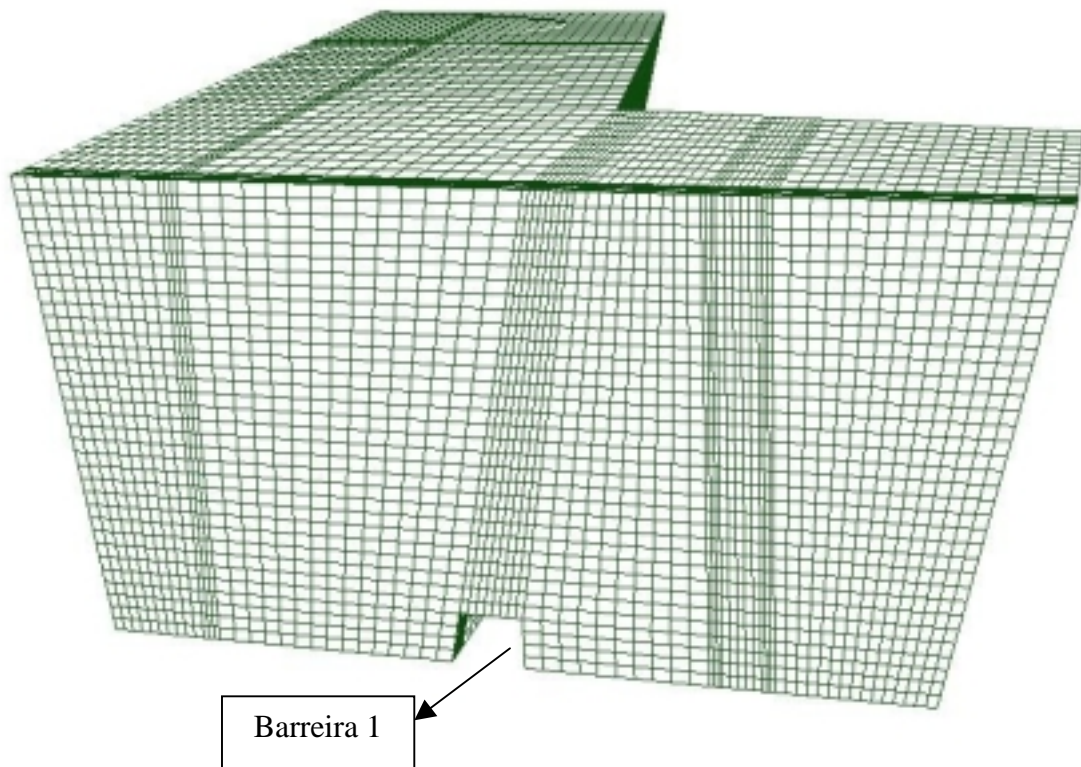


FIGURA B. Geometria e malha do distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 1 de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.

A figura C representa a geometria e malha do meio distribuidor simétrico, com barreira 2. A malha utilizada abaixo é menos refinada e possui aproximadamente 40.000 elementos e foi utilizada nos resultados verificada a independência de malha. Pode-se observar a diferença entre as barreiras 1 e 2 pela aba na parte superior da barreira.

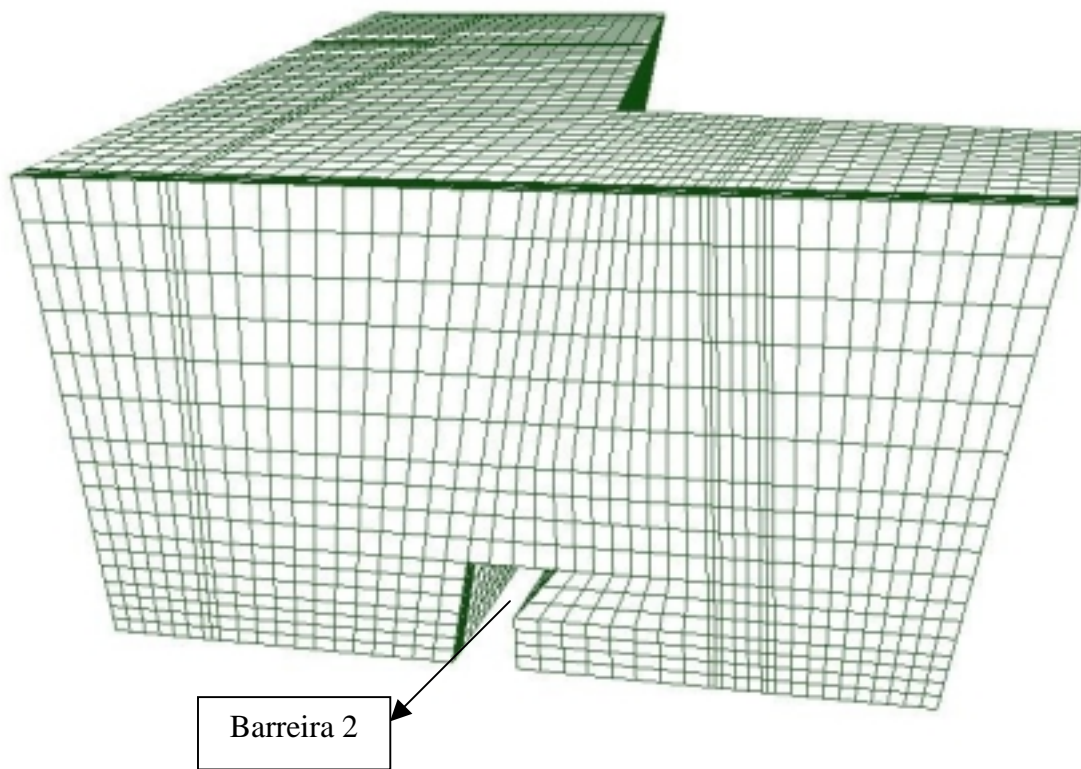


FIGURA C. Geometria e malha do distribuidor com modificador de fluxo tipo barreira 2 de aproximadamente 40.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior

A figura D mostra o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1. A malha possui aproximadamente 74.000 elementos e é hexagonal estruturada.

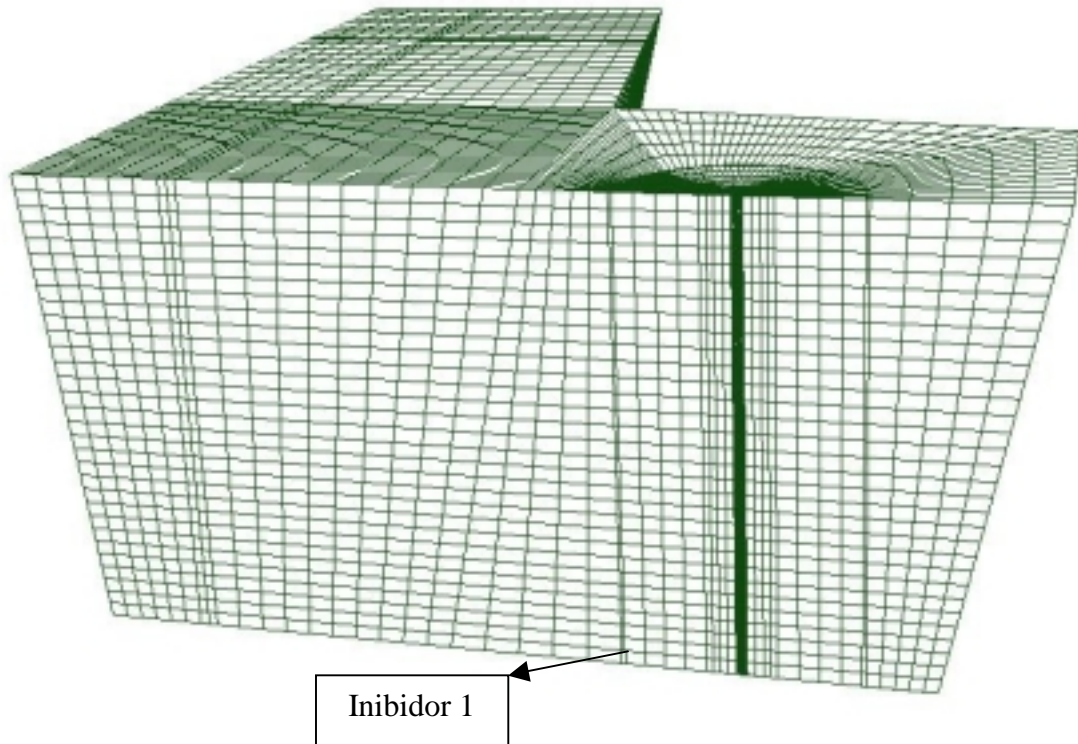


FIGURA D. Geometria e malha do distribuidor com inibidor de turbulência tipo 1 de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.

A figura E mostra o distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2. Para simular este inibidor a espessura de sua parede foi aumentada para 100 mm, em função de facilitar a confecção da malha hexagonal estruturada. A malha possui 74.000 elementos aproximadamente.

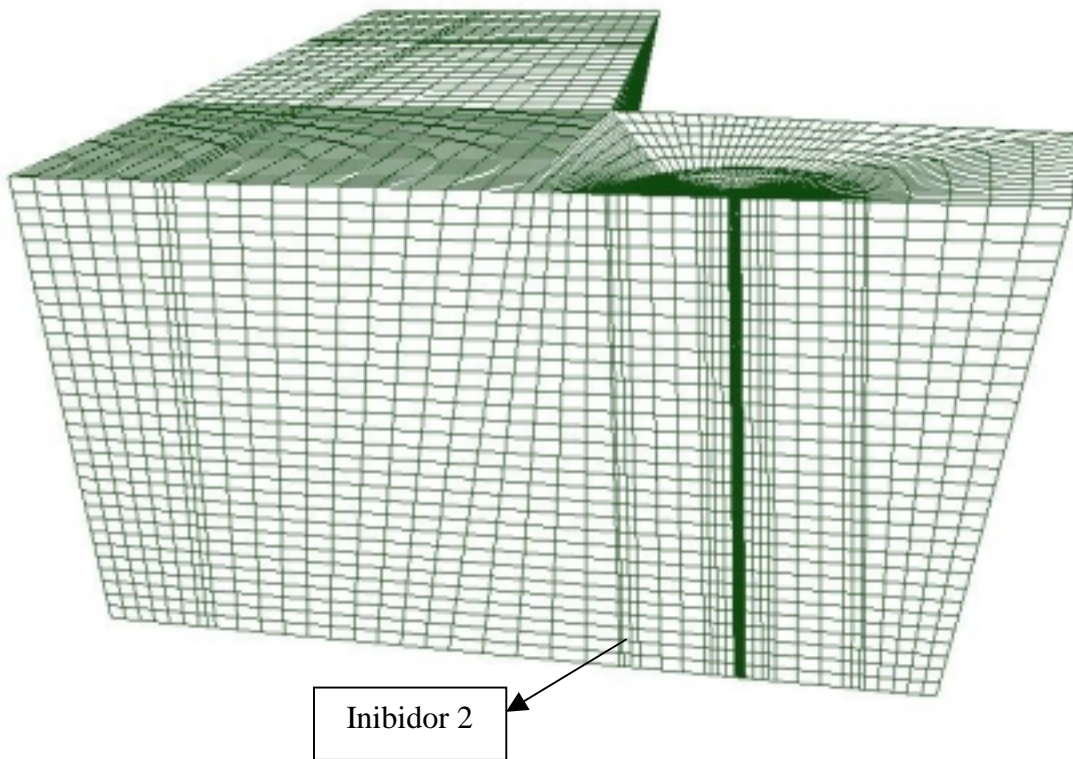


FIGURA E. Geometria e malha do distribuidor com inibidor de turbulência tipo 2 de aproximadamente 74.000 elementos. Vista em perspectiva frontal superior.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**Trabalho de periódicos ( revista estrangeira )**

DAVIDSON L. Calculation of the turbulent buoyancy-driven flow in a rectangular cavity using an efficient solver and 2 different low Reynolds-number k-epsilon turbulence models **Numer Heat Tr A-Appl** v.18,n.2, Sep 1990, p.129-147.

CHAKRABORTY S. and SAHAI Y. Mathematical modeling of transport phenomena in continuous casting tundishes Part 1 Transient effects owing to varying ladle stream temperature. **Ironmaking**, v.19, n.6, Jul.1992, p479-487.

CHAKRABORTY S. and SAHAI Y. Mathematical modeling of transport phenomena in continuous casting tundishes Part 2 Transient effects owing to varying ladle stream temperature. **Ironmaking**, v.19, n.6, Jul.1992, p488-494.

CHAKRABORTY S. and SAHAI Y. Effect of slag cover on heat loss and liquid steel flow in ladles before and during teeming to a continuous casting tundish. **Metallurgical Transaction B**, v.23B, Sept. 1992, p135-151.

DAMLE C. and SAHAI Y. The effect of tracer density on melt flow characterization in continuous casting tundishes – a modeling study. **ISIJ International**, v.35,n.2, 1994, p.163-169

DEBROY T. and SYCHTERZ Numerical calculation of fluid flow in a continuous casting tundish. **Metallurgical Transaction B**, v.16B, Sept. 1985, p497-504.

HE Y. and SAHAI Y. The effect of tundish wall inclination on the fluid flow and mixing: a modeling study. **Metallurgical Transaction B**, v.18B, Mar.1987 p81-92.

MAZUMDAR D. and GUTHRIE R. I. L. The physical and mathematical modeling of continuous casting tundish systems – Review. **ISIJ International**, v.39,n.6, 1999, p.524-547.

ROBERT A. and MAZUMDAR D. Physical and mathematical modeling of flow and residence time distributions in different tundish designs. **Steel Research**, v.72, n.3, 2001, p.97-105.

GASTON A., LAURA R., MEDINA M. Model for predicting steel temperature and thermal state of casting tundishes. **Ironmaking and Steelmaking**, v.18, n.5, 1991, p370-373.

JOO S., HAN J. W., GUTHRIE R. I. L. Inclusion behavior and heat-transfer phenomena in steelmaking tundish operations: Part II. Mathematical Model for Liquid Steel in Tundishes. **Metallurgical Transaction B**, v.24B, Oct. 1993, p767-777.

LAN X. K., KHODADADI J.M., SHIEN F. Evaluation of six k- $\epsilon$  turbulence model predictions of flow in a continuous casting-mold water model using laser Doppler velocimetry measurements. **Metallurgical Transaction B**, v.28B, Apr., 1997, p321-331

LAUNDER B. E., SPALDING D. B., The numerical computation of turbulent flows. **Computer methods in applied mechanics and engineering** 3, 1974, p.269-289.

LLEGBUSI O. J. and SZEKELY J. Fluid and tracer dispersion in shallow tundishes. **Steel Research**, v59, n.9, 1988, p399-405.

MIKI Y. and THOMAS B. G. Modeling of inclusion removal in a tundish **Metallurgical Transaction B**, v.30B, Aug., 1999, p639-654.

MURTHY A., SZEKELY J., EL-KADDAH N. Experimental measure and numerical computation of velocity and turbulence parameters in a heated liquid metal System. **Metallurgical Transaction B**, v.19B, Oct. 1988, p765-775.

YEH J.-L., HWANG W.-S., CHOU C.-L. An improved fluid flow model for slab tundishes and its comparison with a full-scale water model. **Application of Mathematical Modelling**, v.18, Jan., 1994, p.39-45.

YEH J.-L., HWANG W.-S., CHOU C.-L. The development of a mathematical model to predict composition distribution in casting slab and intermix slab length during ladle changeover period and its verification by physical model. **ISIJ**, v.33, n5, Feb.1993, p.588-594.

LAI K. Y. M., SALCUDEAN M. TANAKA S., GUTHRIE R.I.L. Mathematical modeling of flows in large tundish systems in steelmaking. **Metallurgical Transaction B**, vol 17B, Sep., 1986, p.449-459.

MORALES R. D., LÓPEZ-RAMIREZ S., PALAFOX-RAMOS J., ZACHARIAS D. Numerical and modeling analysis of fluid flow and heat transfer of liquid steel in a tundish with different flow control devices. **ISIJ International**, v.39,n.5, 1999, p.455-462.

### Trabalhos Congressos

BOLGER D. and SAYLOR K., Development of a turbulence inhibiting pouring pad/flow control device for the tundish. **STEELMAKING CONFERENCE PROCEEDINGS**, v77, Mar., 1994, p225-233.

HE Y., SAHAI Y. The effect of tundish wall inclination on the fluid flow and mixing: a modeling study. **5<sup>TH</sup> INTERNACIONAL IRON AND STEEL CONGRESS**, Washington, d.c., 1986, p.745-754

LOWRY M. L., SAHAI Y. Investigation of steel flow in a continuous tundish with multiple hole baffles using mathematical models and tracer studies. STEELMAKING CONFERENCE PROCEEDINGS, v72, Apr., 1989, p71-79.

TRINDADE L. B., WOLLMANN A. M., VILHENA M. T. M. B., VILELA A. C. F. Modelamento Matemático e Físico do Escoamento no Distribuidor de Lingotamento Contínuo da Gerdau Aços Finos Piratini, XV COBEM, 1999.

MORALES R. D., PALAFOX-RAMOS J., LÓPEZ-RAMIREZ S., DOMINGUEZ-CRESPO M. A., RINCON C., SALAZAR D., DANTON A. Influence of a turbulence inhibitor on steel cleanliness processed in a bloom caster. STEELMAKING CONFERENCE PROCEEDINGS, 1998, p325-333.

### **Livro**

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

MALISKA C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional** Rio de Janeiro:TC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1995. 423p.

PATANKAR S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow** Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 197p.

SZEKELY J. **Fluid Flow Phenomena in Metal Processing** New York: Academic Press, 1979. 437p.

### **Dissertação de Mestrado**

WOLLMANN A. M. **Estudos de Fluxo em um Distribuidor de Lingotamento Contínuo**, Porto Alegre, 1999. 93p. Dissertação (Mestrado em Engenharia)- Escola de Engenharia, Programa de Pós Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da UFRGS.

SILVA L.G. **Ferramenta computacional para a medição de campos de velocidade utilizando processamento digital de imagens**. Porto Alegre, fev. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia)- Escola de Engenharia, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da UFRGS.

### **Manual Técnico**

CFX General Manager, Copyright AEA Technology, United Kingdom, Dec. 1997 – Environment Manual, p.1-112, Pre-processing Manual, p.1-385, Solver Manual, p.1-452, Post-Processing Manual, p. 1-178, Examples Manual, p.1-299.