

# ESTUDO NUMÉRICO DO LIMIAR DE CONDIÇÕES PARA O ESCOAMENTO TURBULENTO EM COLETOR SOLAR DE TUBO A VÁCUO SUBMETIDO A CONDIÇÕES MULTÍMODAS

**Fernando Claudio Spengler** – fernandocspengler@gmail.com

**Rejane de César Oliveski** – decesaroo@gmail.com

**Alef Hoffmann Schneider** – alef.hoffmann.schneider@gmail.com

Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Departamento de Engenharia Mecânica

Conversão Térmica com Concentradores

**Resumo.** *Sistemas de aquecimento com coletores solares de tubo a vácuo oferecem um grande desempenho em relação a outros sistemas de aquecimento solar. Contudo, algumas condições de operação causam a recirculação do fluido, desfavorecendo o ciclo de transferência de calor no interior dos coletores solares. Em condições mais extremas de uso, as propriedades da água podem vir a amplificar estes escoamentos desfavoráveis, promovendo um regime turbulento no interior dos tubos. Neste trabalho foram estudados os mecanismos de transferência de calor envolvidos neste tipo de coletor solar através de fluidodinâmica computacional. O modelo numérico validado com base na literatura é composto pelas equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento. O estudo de caso foca na variação da temperatura de trabalho dos tubos a vácuo, a fim de evidenciar um ponto de transição entre regime laminar e turbulento no escoamento interno do tubo. São apresentados os campos de velocidade e de temperatura, assim como os perfis de vazão mássica. Os resultados do estudo apontam que o limiar do regime turbulento em tubos inclinados a 30°, 45° e 60°, ocorre entre as temperaturas de operação de 330 K e 340 K, 310 K e 315 K, 305 K e 310 K respectivamente, para uma taxa de transferência de calor de 75W.*

**Palavras-chave:** *Coletores Solares, Tubo a Vácuo, Fluidodinâmica Computacional*

## 1. INTRODUÇÃO

A aceleração das alterações climáticas e ambientais observadas e descritas pela comunidade científica estão diretamente relacionadas ao aumento da demanda e consumo de energia. Desde a Revolução Industrial o crescimento do consumo energético teve um aumento substancial, visto o progresso tecnológico e desenvolvimento socioeconômico global (PEREIRA et al., 2006). A elevação da demanda de energia, associada à necessidade de preservação do meio ambiente e à redução de oferta de combustíveis fósseis, apontam para a necessidade de pesquisa e desenvolvimento de fontes alternativas de energia (PEREIRA et al., 2006).

O Brasil possui um grande potencial para utilização de energia solar. O emprego deste tipo de energia propicia um retorno positivo a longo prazo, pois viabiliza o desenvolvimento de locais remotos, além de regular a oferta energética em períodos de estiagem e diminuir a dependência de fontes não renováveis (PEREIRA et al., 2006).

De acordo com o Ministério de Minas e Energia (MME), o aquecimento de água foi responsável por aproximadamente 18% do consumo de energia elétrica nas residências brasileiras em 2012, representando 337 kWh/domicílio. Tal valor vem reduzindo em relação ao valor absoluto de consumo residencial em especial pela inclusão de sistemas de aquecimento solar (MME, 2014).

Sistemas de aquecimento solar com coletores de tubo a vácuo oferecem grande desempenho em relação a outros sistemas de aquecimento de água, sendo que um de seus principais diferenciais é o isolamento da área coletora de energia solar por um volume evacuado. A água aquecida pela radiação solar fica isolada do meio externo pelo vácuo, não havendo condução e convecção térmica por este, o que reduz consideravelmente as perdas de calor do sistema. Tal solução para o aquecimento de água em residências vem se popularizando em âmbito nacional, trazendo em voga a necessidade de estudos acerca de seu funcionamento e desempenho. A análise experimental destes sistemas de aquecimento é onerosa e, por vezes, inviável. Contudo, é viabilizada por análise numérica computacional. Quando o método numérico empregado é conciso, a análise provém resultados com reduzida variação em relação aos métodos experimentais.

Os processos convectivos que ocorrem no interior dos coletores de tubo a vácuo permitem a circulação contínua do fluido, possibilitando o aquecimento de grandes volumes, então armazenados em reservatórios. Entretanto, também ocorrem escoamentos que não favorecem o ciclo de transferência de calor e massa, causando, entre outras coisas, a recirculação do fluido no interior dos coletores de tubo evacuado.

Condições mais extremas de uso, como a elevação da temperatura da água na entrada do tubo, acabam por amplificar escoamentos que podem ser desfavoráveis ao rendimento do sistema, promovendo um regime turbulento no interior dos tubos. Embora já existam diversas publicações a respeito das características de escoamento de coletores com tubos a vácuo, existe uma lacuna quanto ao ponto de transição do regime laminar para turbulento. Empregando a fluidodinâmica computacional, este trabalho visa identificar a temperatura de operação para a qual o escoamento em um tubo selado a vácuo inicia o regime turbulento, em diferentes condições de instalação.

## 2. METODOLOGIA

O estudo do comportamento do escoamento em um tubo a vácuo neste trabalho foi executado por fluidodinâmica computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics). Foram utilizados os módulos ICEM-CFD, Fluent e CFD-Post, da empresa ANSYS. Tendo como parâmetro a publicação de Budihardjo et al. (2007), utilizada para validação do modelo numérico empregado, as simulações correspondem a um único tubo a vácuo isolado do reservatório térmico, em concordância com a Fig. 1, cujas dimensões internas são dadas de acordo com o modelo comercial de comprimento  $L = 1,42$  m e diâmetro  $d = 0,034$  m.

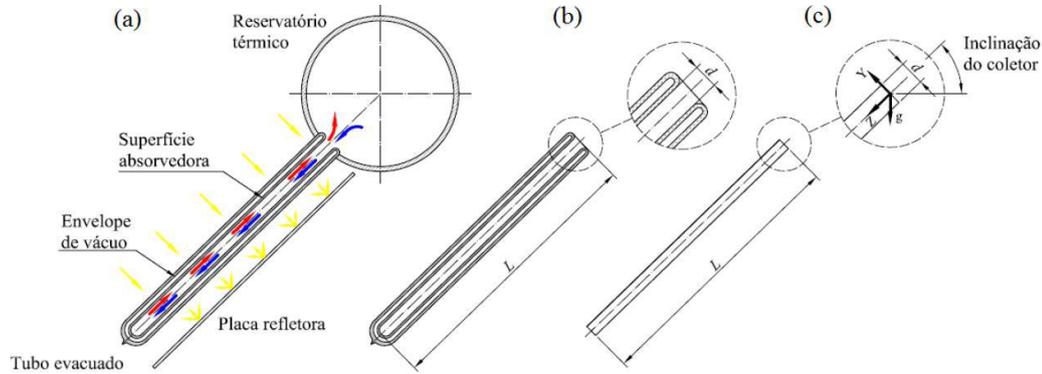


Figura 1 - Esquema adotado para o modelo computacional: (a) tubo evacuado, (b) tubo evacuado isolado do reservatório térmico e (c) tubo evacuado simplificado. Fonte: Souza (2013)

Abordagens acerca do tema, analisando variadas condições operacionais por meio de simulação numérica podem ser verificadas nos trabalhos de Oliveski, Krenzinger e Oliveira (2012), Oliveski, Souza e Krenzinger (2015) e Oliveski, Dalla Corte e Krenzinger (2016).

### 2.1 Modelo matemático

A fim de simular os processos fluidodinâmicos que ocorrem em tubos evacuados, considera-se o fluido de trabalho incompressível, propriedades termofísicas da água constantes e regime de escoamento laminar. Logo, o modelo matemático é composto pelas equações da conservação da massa Eq. (1), Navier Stokes Eq. (2-4) e energia Eq. (5), conforme apresentado na sequência.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \quad (3)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \kappa \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

onde  $u$ ,  $v$  e  $w$  são as componentes de velocidades nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente,  $\rho$  a massa específica,  $\mu$  a viscosidade dinâmica,  $k$  a condutividade térmica,  $p$  a pressão,  $c_p$  o calor específico e  $T$  a temperatura.

### 2.2 Condições iniciais, de contorno e de operação

Com o propósito de identificar os pontos de transição dos regimes, foram estabelecidas vinte e uma simulações diferenciadas pelo ângulo de inclinação do tubo  $\theta$  ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $60^\circ$ ) e pelo acréscimo da temperatura de operação  $T_o$ , de caso para caso, variando também as propriedades da água, conforme Tab. 1.

Tabela 1 - Propriedades da água para as temperaturas de operação analisadas

$T_o$ [K]	$\rho$ [kg m <sup>-3</sup> ]	$c_p$ [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\mu$ [Pa s]	$k$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]
300	996,558	4180,6	0,00085074	0,61	0,00026586
305	995,077	4179,5	0,00076506	0,618	0,00031131
310	993,383	4179,2	0,00069361	0,626	0,00035479
315	991,495	4179,6	0,00063277	0,633	0,00039627
320	989,425	4180,5	0,00057972	0,64	0,00043577
330	984,787	4183,7	0,00049006	0,651	0,00050882
340	979,523	4188,5	0,00041907	0,661	0,00057394

O domínio computacional possui três superfícies de controle, as quais são: superfície plana de entrada, superfície plana selada e superfície cilíndrica, além do plano de simetria. A terminação selada do tubo é assumida como adiabática. A condição de contorno da superfície cilíndrica é de taxa de transferência de calor uniforme prescrito ( $q = 75$  W), o mesmo valor empregado por Budihardjo (2007). Ambas as superfícies são associadas à condição de não-deslizamento. No plano de entrada, referente à ligação entre o tubo e reservatório, é especificada a condição de abertura livre, com pressão estática de 0 kPa e temperatura absoluta e constante de entrada ( $T_o$ ), a qual varia de acordo com o caso estudado. A temperatura de saída e a vazão mássica variam de acordo com as condições de operação. Quanto às condições de controle de simulação, foi empregado um time-step adaptativo. Em relação aos critérios de convergência adotou-se valores de  $10^{-3}$  para as equações de velocidade e da continuidade, e de  $10^{-6}$  para a equação de energia. Tais condições foram empregadas na validação numérica e, por conseguinte no estudo de caso.

Foram testadas malhas com  $11 \times 10^5$ ,  $8,4 \times 10^5$  e  $5,9 \times 10^5$  elementos (M1, M2 e M3, respectivamente). Em relação a malha M2, para a vazão mássica, as malhas M1 e M3 apresentaram erro percentual de 1,0 e 1,7, respectivamente. Assim, utilizou-se a malha intermediária (M2) em todas as simulações. As malhas são hexaédricas, com refinamento nas regiões com maiores gradientes térmicos e dinâmicos do sistema. As áreas refinadas em questão são as extremidades do tubo e a sua superfície cilíndrica, constituindo contorno do domínio, definido pelas condições de contorno do problema, vide Fig. 2. Sabendo ainda que as condições de contorno do caso são axialmente simétricas, foi possível desenvolver a malha considerando um plano de simetria, reduzindo pela metade o número total de elementos, poupando tempo de simulação.

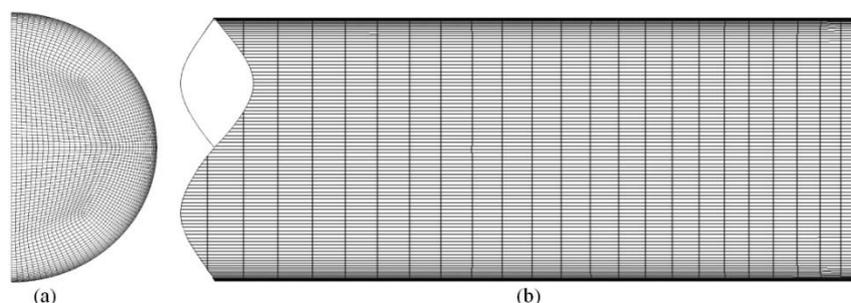


Figura 2 - Malha computacional: (a) seção transversal e (b) seção longitudinal

### 2.3 Pós processamento

Além de obter contornos e vetores das simulações no software de pós processamento, foram coletados dados para o cálculo de adimensionais. O número de Reynolds do escoamento de saída na extremidade aberta foi obtido pela Eq. (6), sendo empregada a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) proveniente da simulação e o valor de  $\mu$  correspondente a temperatura de operação, de acordo com a Tab. 1. O valor obtido pela Eq. (6) foi comparado com a correlação apresentada por Budihardjo et al. (2007), dada pela Eq. (7). Ambos resultados foram graficados em função do número de Rayleigh, dado pela Eq. (8).

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi d \mu} \quad (6)$$

$$Re = a_0 \left[ \frac{Nu Gr}{Pr} \cos \theta \left( \frac{L}{d} \right)^{1,2} \right]^{a_1} \quad (7)$$

$$Ra = \frac{g \beta q \rho^2 c_p}{\mu k^2} d^4 \quad (8)$$

em que  $Nu$  é o número de Nusselt ( $Nu = hd/k$ ),  $Gr$  é o número de Grashof ( $Gr = [g \beta (T_p - T_\infty) d^3 \rho^2] / \mu^2$ ), (relacionado as temperaturas da parede  $T_p$  e temperatura do fluido  $T_\infty$ ),  $Pr$  é o número de Prandtl ( $Pr = c_p \mu/k$ ),  $\theta$  é o ângulo de inclinação do tubo e a gravidade  $g = 9,81\text{m/s}^2$ . As constantes são:  $a_0 = 0,1914$  e  $a_1 = 0,4048$ .

### 3. RESULTADOS

Primeiramente são apresentados os resultados da validação numérica, comparando-os com aqueles obtidos por Budihardjo et al. (2007), na forma de campos de velocidade. Posteriormente são apresentados resultados do comportamento do escoamento interno do tubo de acordo com a variação do ângulo de inclinação e do acréscimo de temperatura. Estes resultados são apresentados na forma de campos de velocidade e temperatura, assim como em termos de perfis de  $\dot{m}$  em função do tempo, e do comportamento de adimensionais com a variação de  $To$ .

#### 3.1 Validação numérica

Foi realizada validação numérica tanto em termos quantitativos (Fig. 3) quanto em termos qualitativos (Fig. 4), com resultados experimentais de Budihardjo et al. (2007). A Fig. 3 apresenta os perfis da vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tubo, obtida pelo presente trabalho e pelo referido autor. Nesta figura pode-se observar grande semelhança entre resultados, sendo que a variação máxima ao longo do tubo foi de 4%.

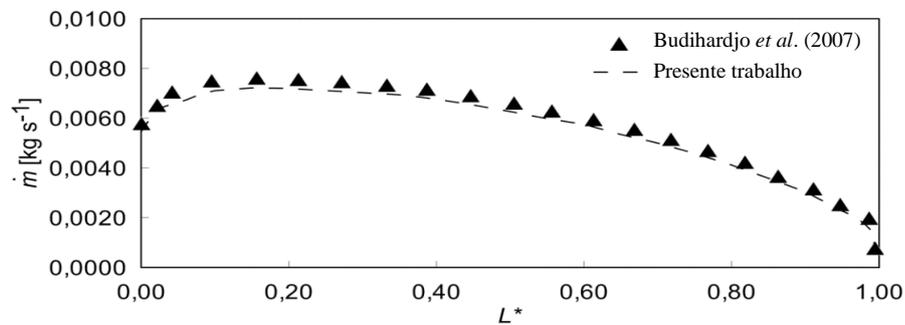


Figura 3 - Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) ao longo do tubo: Budihardjo et al. (2007) e presente trabalho.

Nas Fig. 4(a, b) são apresentados campos de velocidade em quatro seções transversais ao longo do tubo, em  $L^* = 0, 1/4, 1/2$  e  $3/4$ , sendo  $L^*$  o comprimento adimensional do tubo. Os campos correspondem aos resultados obtidos pelo presente trabalho (Fig. 4(a)) e os apresentados pela literatura (Fig. 4(b)). Nestas figuras, e através da escala de cores, pode-se observar que em todo o contorno do tubo a velocidade é zero, de acordo com a condição de não deslizamento aplicada no modelo numérico. A faixa de velocidade nula observada no meio das seções transversais identifica a região de cisalhamento entre os escoamentos ascendente e descendente, onde apresenta velocidade zero. Observa-se ainda que os campos de velocidade obtidos neste trabalho são semelhantes aos apresentados por Budihardjo et al. (2007).

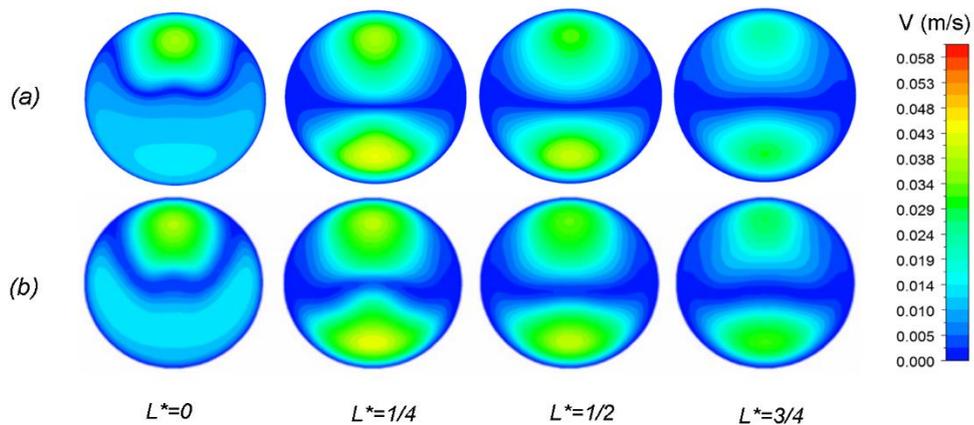


Figura 4 - Campos de velocidade: (a) presente trabalho; (b) Budihardjo et al. (2007).

Diante dos bons resultados quantitativos e qualitativos, apresentados nas Fig. 3 e 4, respectivamente, considera-se o modelo matemático e numérico validado.

### 3.2 Estudo de caso

Os resultados apresentados a seguir correspondem a um segmento do plano de simetria, sendo este delimitado entre a abertura do tubo, em  $L^* = 0$ , e determinado ponto de seu comprimento ( $L^* = 0,20$ ), focando na evolução do comportamento do escoamento de entrada e descarga. Neste segmento do tubo foram observadas as maiores variações entre os diferentes casos, o que sintetiza os diferentes padrões de escoamento. Os resultados apresentados correspondem ao instante  $t = 150$  s, momento no qual os escoamentos de todos os casos já estavam desenvolvidos, conforme será mostrado na sequência.

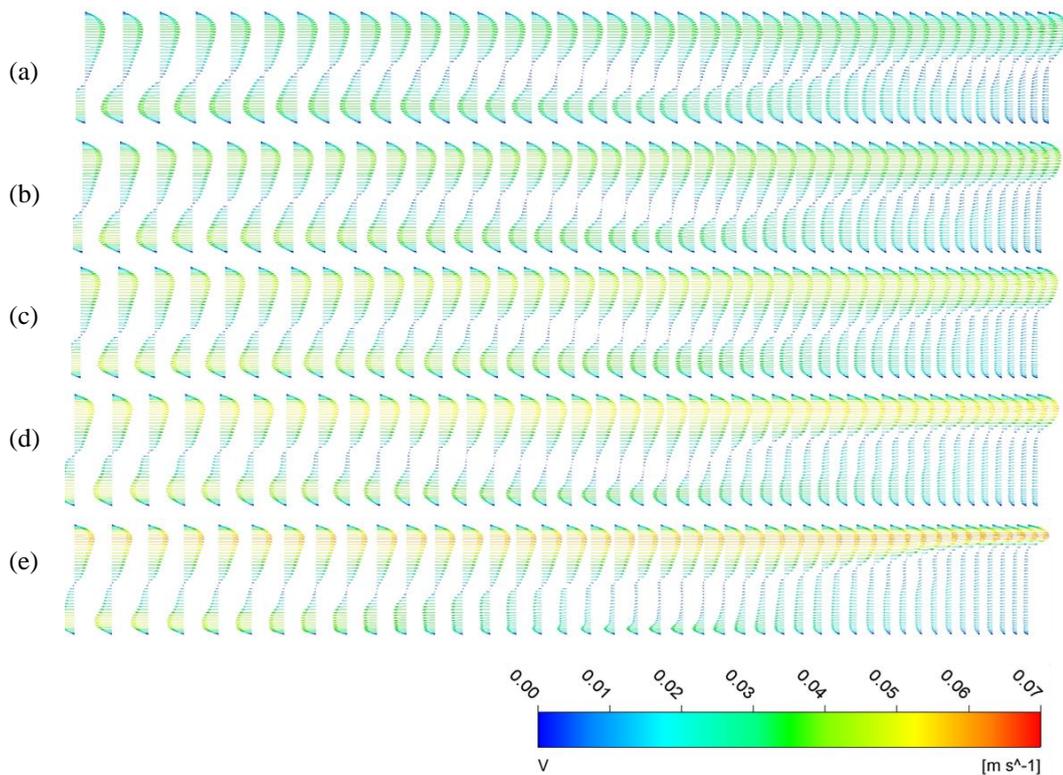


Figura 5 - Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 30^\circ$ : (a)  $T_o = 300$  K; (b)  $T_o = 310$  K; (c)  $T_o = 320$  K; (d)  $T_o = 330$  K; (e)  $T_o = 340$  K.

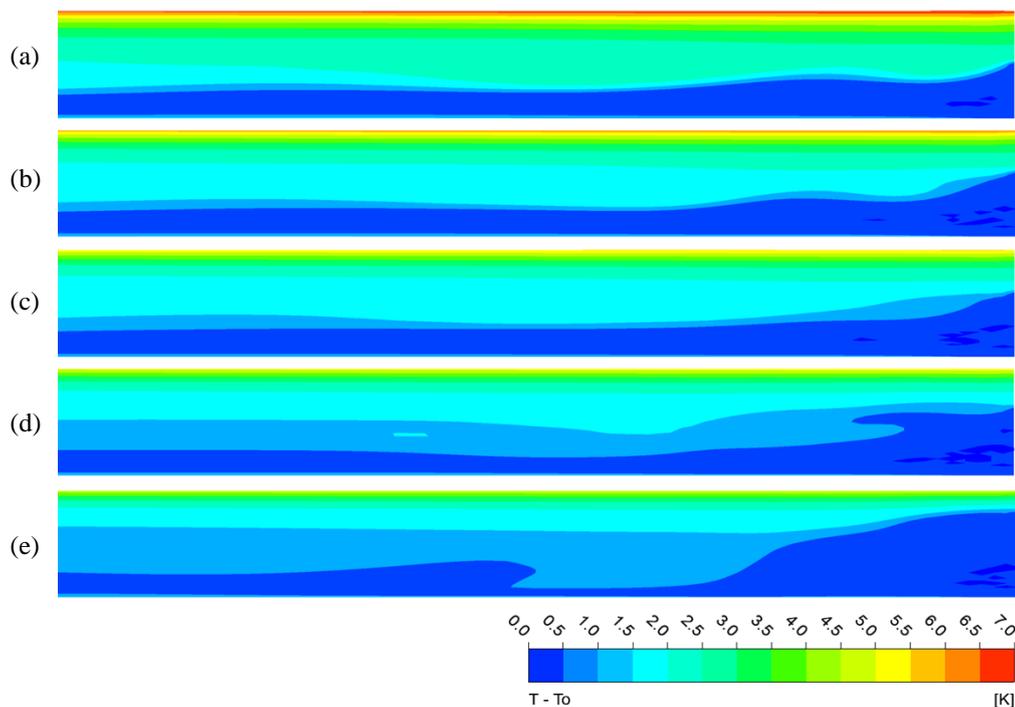


Figura 6 – Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 30^\circ$ : (a)  $T_o = 300$  K; (b)  $T_o = 310$  K; (c)  $T_o = 320$  K; (d)  $T_o = 330$  K; (e)  $T_o = 340$  K.

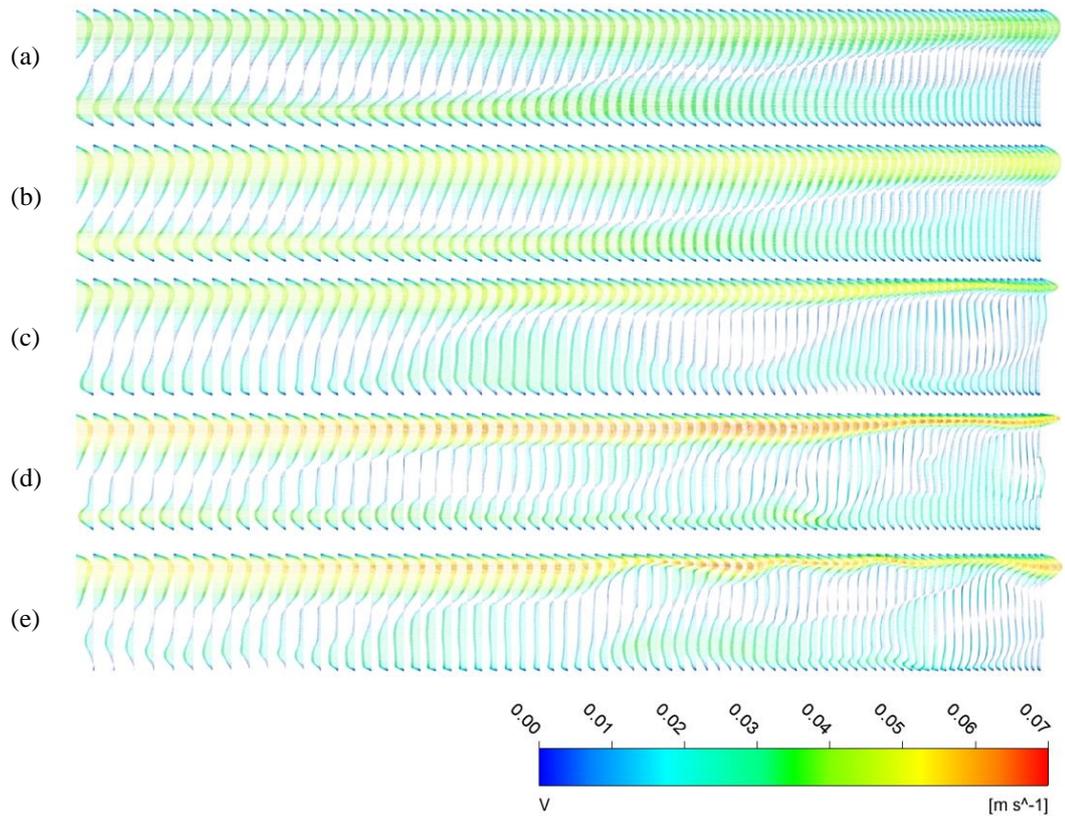


Figura 7 - Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 45^\circ$ : (a)  $T_o = 300$  K; (b)  $T_o = 310$  K; (c)  $T_o = 315$  K; (d)  $T_o = 320$  K; (e)  $T_o = 330$  K.

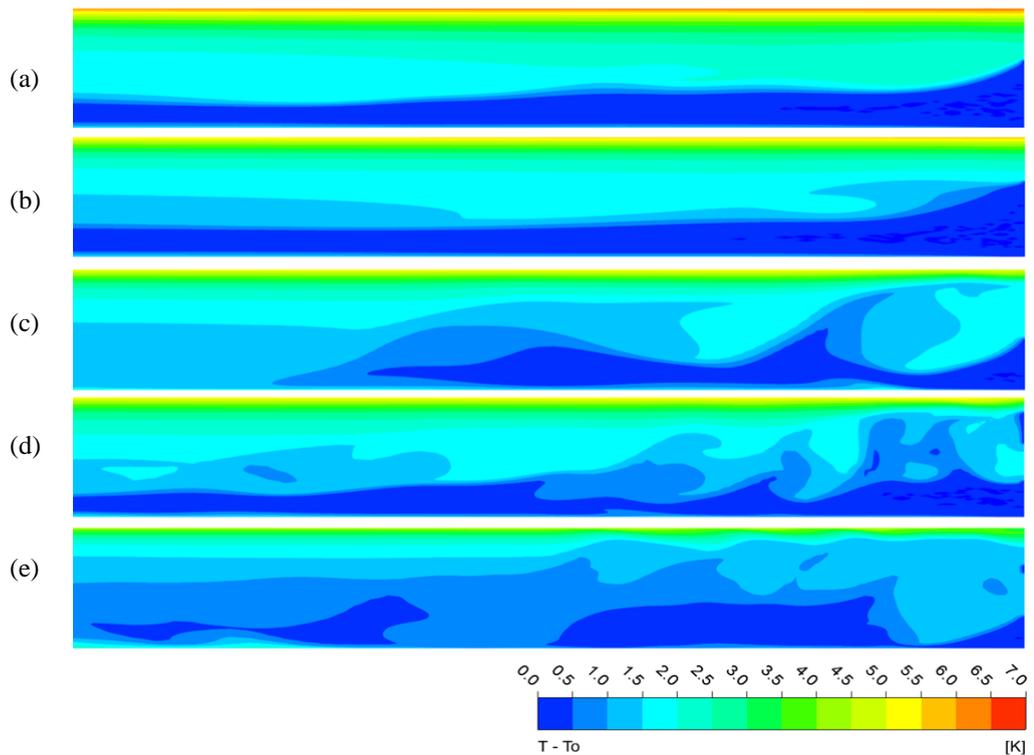


Figura 8 - Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 45^\circ$ : (a)  $T_o = 300$  K; (b)  $T_o = 310$  K; (c)  $T_o = 315$  K; (d)  $T_o = 320$  K; (e)  $T_o = 330$  K.

As Fig. 5, 7 e 9 apresentam vetores de velocidade, sendo que o gradiente de cores é o mesmo para todas, representando a variação da velocidade ( $V$ ) no plano longitudinal para os diferentes valores de  $T_o$ . Ao passo que as Fig. 6, 8 e 10 exibem os campos de temperatura na seção longitudinal do tubo, sendo que o gradiente de cores é o mesmo entre os resultados, representando o acréscimo de  $T$  em relação à  $T_o$  de cada caso.

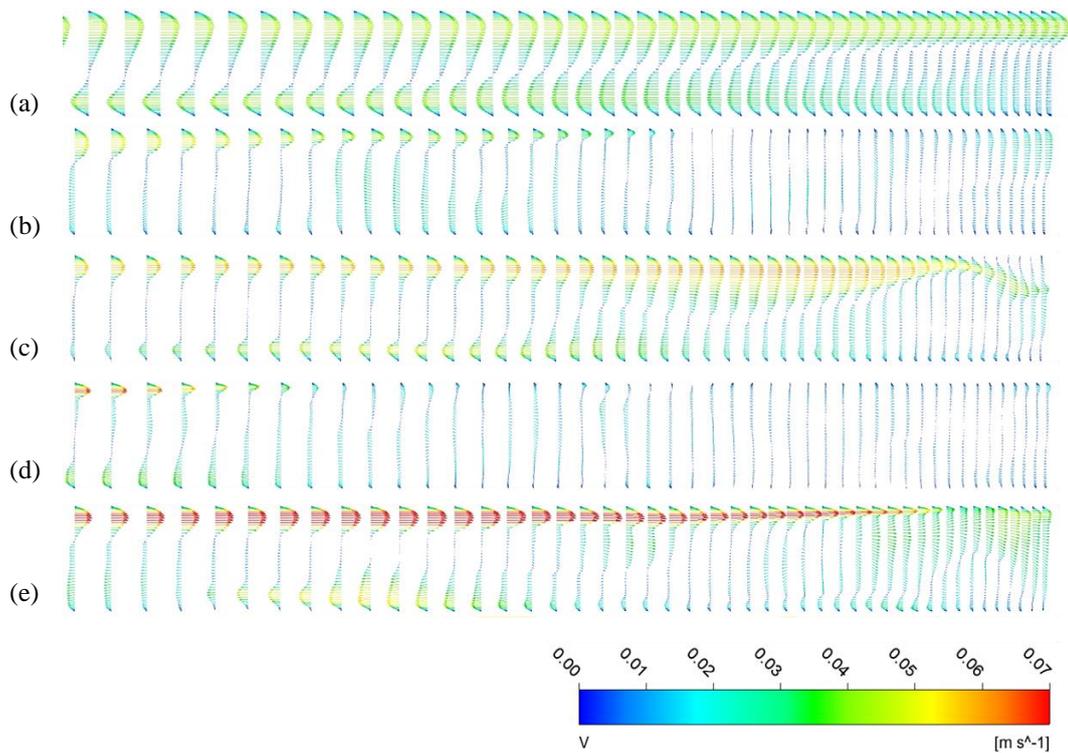


Figura 9 - Vetores de velocidade longitudinal para  $\theta = 60^\circ$ : (a)  $T_o = 300$  K; (b)  $T_o = 310$  K; (c)  $T_o = 320$  K; (d)  $T_o = 330$  K; (e)  $T_o = 340$  K.

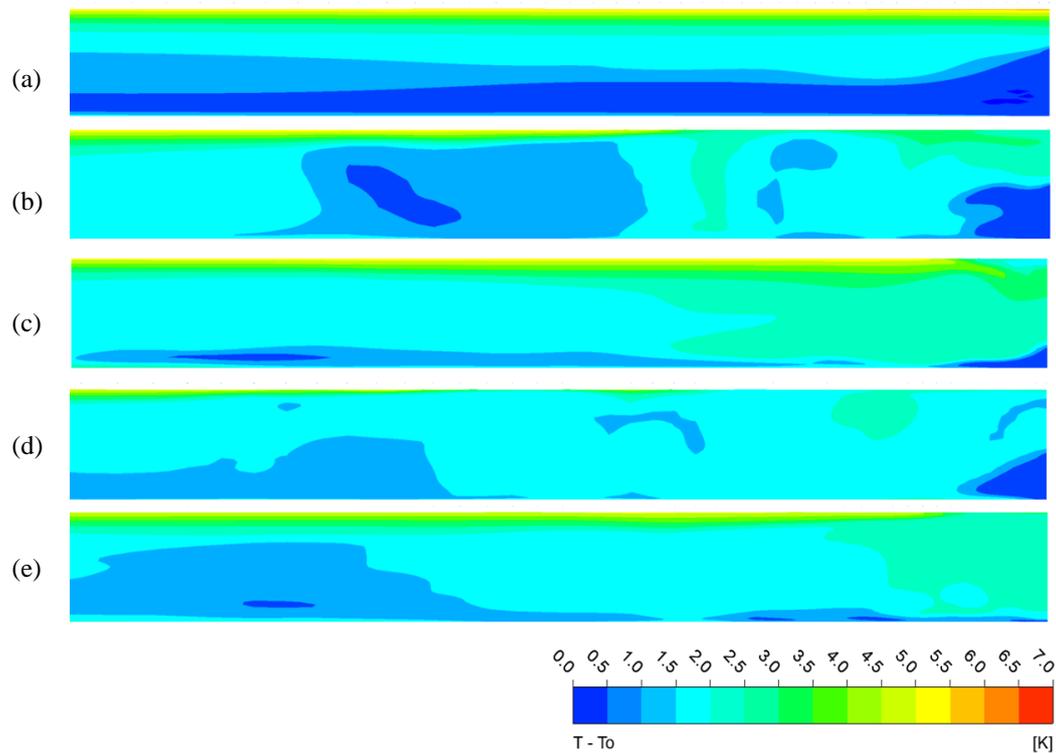


Figura 10 – Campos de temperatura longitudinal para  $\theta = 60^\circ$ : (a)  $T_o = 300$  K; (b)  $T_o = 310$  K; (c)  $T_o = 320$  K; (d)  $T_o = 330$  K; (e)  $T_o = 340$  K.

Embora tenham sido simulados vinte e um casos, são apresentados os contornos de temperatura e vetores de velocidade de quinze, uma vez que os resultados foram sintetizados, omitindo aqueles que eram visualmente semelhantes em relação às simulações que os antecedem.

No que se refere aos vetores de velocidade das Fig 5, 7 e 9, observa-se que nas paredes a velocidade do fluido é zero, em conformidade com as condições de contorno estabelecidas. Nota-se também que a velocidade é nula próximo

ao centro do tubo e em toda sua extensão, separando o escoamento primário descendente e o escoamento primário ascendente.

As Fig. 5 e 6 relacionadas aos vetores de velocidade e campos de temperatura para  $\theta = 30^\circ$  evidenciam escoamentos bem definidos e perfis de temperatura estratificados para todos os valores de  $T_o$ , característicos de um escoamento laminar, contudo para o valor de 340 K (Fig. 6(e)), nota-se uma inconstância no volume de água não aquecida adentrando o tubo, indicando uma golfada de água restringindo a área de saída da água aquecida.

Os vetores de velocidade relacionados ao  $\theta = 45^\circ$  e à  $T_o = 300$  K e 310 K (Fig. 7(a-b)), apresentam perfil de velocidades bem definidos/organizados, o que pode indicar comportamento laminar. No entanto, a medida que a temperatura aumenta, cujos casos são apresentados progressivamente em relação a temperatura (Fig. 7(c-e)), observa-se, inicialmente, que a ordem de grandeza das velocidades do escoamento primário ascendente, localizado na zona superior do tubo, aumenta. Paralelamente a isso, identifica-se nestas figuras escoamentos ascendentes e descendentes não tão organizados quanto aos primeiros. A zona de cisalhamento deixa de ser evidente, sendo que escoamentos contrários são vistos em mais de um nível. Percebem-se também zonas de recirculação.

Na Fig. 8(a-b), nota-se um escoamento estratificado bem definido. Nas Fig. 8(c-e), ainda pode-se perceber um comportamento estratificado da temperatura. No entanto, bem menos organizado daqueles apresentados nas primeiras, com temperaturas inferiores.

Para o ângulo  $\theta = 60^\circ$  a evolução do comportamento descrito até então se dá mais rapidamente, sendo que a partir de  $T_o = 310$  K, (Fig. 9(b) e Fig. 10(b)), observamos fluxos intermitentes adentrando o tubo, descaracterizando os fluxos ascendente e descendente.

A alteração de campo de temperatura estratificado bem definido, para não definido, está relacionado com os vetores de velocidades e vice-versa. Por exemplo, analisando-se os vetores de velocidades, juntamente com os campos de temperaturas, observa-se que em certos trechos o escoamento ascendente fica descaracterizado, devido a perturbações geradas pelo escoamento descendente. Neste caso, fica clara a incidência de golfadas de água adentrando o tubo.

A Fig. 11 apresenta o perfil de vazão mássica em função do tempo para todos os casos apresentados anteriormente, quando pode-se observar que, aumentando-se  $T_o$  e  $\theta$ , ocorre um acréscimo no valor máximo de  $\dot{m}$  e uma redução no tempo  $t$ , para atingir o ápice. Tal comportamento pode ser fundamentado pelo acréscimo de  $\beta$  e diminuição de  $\mu$ , de acordo com o incremento de  $T_o$ , que acabam amplificando as forças de empuxo no escoamento.

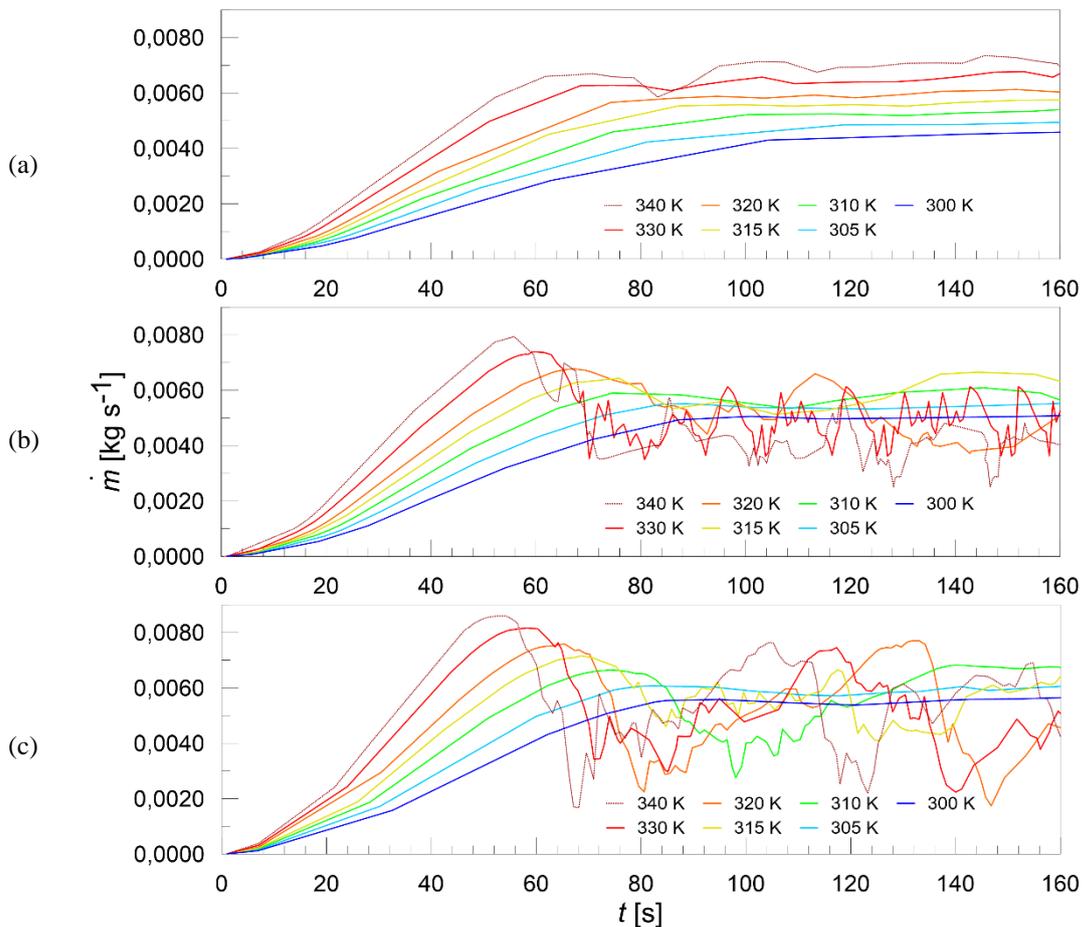


Figura 11 - Equiparação de  $\dot{m}$  em função do tempo para diferentes valores de  $T_o$  de acordo com o ângulo de inclinação do tubo: (a)  $\theta = 30^\circ$ ; (b)  $\theta = 45^\circ$ ; (c)  $\theta = 60^\circ$ .

As flutuações observadas na Fig. 11 são decorrentes da intermitência da água que adentra o tubo, em função das golfadas observadas anteriormente. Para os três ângulos  $\theta$ , o comportamento de  $\dot{m}$  após o valor máximo pôde ser dado como estável para  $To = 300$  K, contudo nota-se que com o acréscimo do ângulo  $\theta$ , o escoamento em golfadas ocorre para valores menores de  $To$ . Para  $\theta = 30^\circ$  a intermitência no fluxo mássico começa a ser observada em  $To = 340$  K, ao passo que para  $\theta = 45^\circ$  e  $\theta = 60^\circ$  tal comportamento inicia em  $To = 315$  K e  $To = 310$  K respectivamente.

As oscilações  $\dot{m}$  subsequentes ao seu valor máximo amplificam com o acréscimo de  $To$ , tanto na amplitude quanto na frequência. Embora os resultados dos casos com maior  $To$  tenham registrado valores maiores para  $\dot{m}$  máximo, ocorre uma queda no valor médio de  $\dot{m}$  nos instantes que seguem.

A Fig. 12 apresenta perfis do número de Reynolds em função do número de Rayleigh, para os três ângulos  $\theta$  simulados. Um dos perfis foi obtido através da Eq. (6), sendo o  $\bar{m}$  o valor médio do período com comportamento cíclico, ou estável, apresentados neste trabalho. O outro perfil foi obtido de acordo com os valores provenientes da Eq. (7), desenvolvida por Budihardjo et al. (2007). Os pontos nos perfis estão relacionados com os valores de  $To$  analisados neste trabalho. Examinando apenas os resultados do presente trabalho para cada um dos ângulos, nota-se que para  $\theta = 30^\circ$ , Fig. 12 (a), tem-se uma declividade positiva nos seis primeiros pontos, correspondentes a  $To = 300, 305, 310, 315, 320$  e  $330$  K, seguido por uma queda da declividade em  $To = 340$  K. Na Fig. 12 (b), referente a um ângulo  $\theta = 45^\circ$ , a declividade muda de tendência a partir da  $To = 315$  K, ao passo que na Fig. 12(c), correspondente a  $\theta = 60^\circ$ , a declividade muda de comportamento já em  $To = 310$  K. Estes dados reforçam os resultados e observações apresentadas anteriormente, havendo uma correspondência entre a mudança da declividade dos gráficos da Fig. 12, com a transição para o regime turbulento.

Comparando-se os resultados deste trabalho com aqueles obtidos através da correlação de Budihardjo et al. (2007), observa-se uma concordância entre eles até a mudança do escoamento para um comportamento em golfadas. Logo, a correlação não condiz com os resultados a partir do regime turbulento, sendo, portanto aplicável apenas em condições de regime laminar.

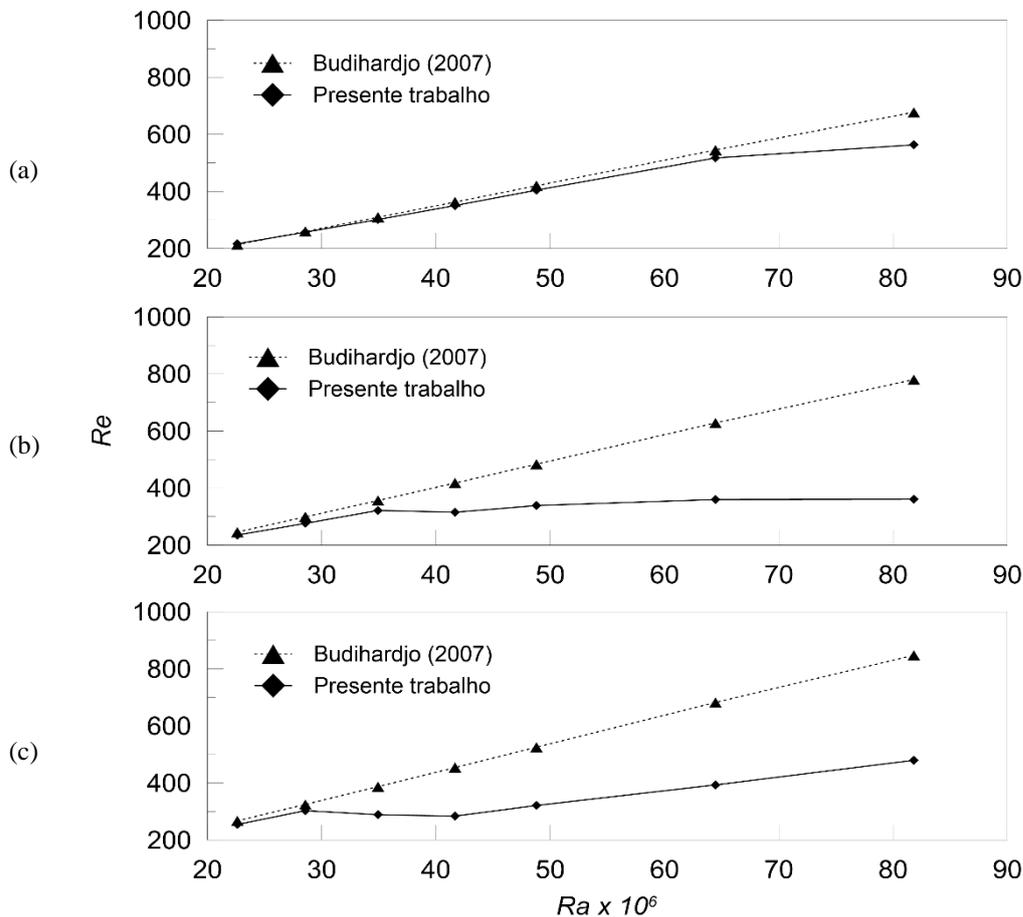


Figura 12 - Relação entre Re e Ra para dados coletados no presente trabalho e correlação estabelecida por Budihardjo et al. (2007), de acordo com o ângulo de inclinação do tubo: (a)  $\theta = 30^\circ$ ; (b)  $\theta = 45^\circ$ ; (c)  $\theta = 60^\circ$ .

#### 4. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho era investigar o início do comportamento turbulento em escoamento no interior de tubo a vácuo, empregando simulação numérica computacional. Para isso utilizou-se o software comercial ANSYS Fluent. O modelo matemático é composto pelas equações da conservação de massa, Navier Stokes e energia. O domínio

computacional é tridimensional e formado por uma malha hexaédrica refinada nas regiões com maior variação térmica e fluidodinâmica.

Foi realizada validação do modelo numérico empregado através da comparação de campos de velocidade e perfil de vazão mássica com resultados da literatura, tendo-se obtido bons resultados, viabilizando, então, o seguimento da pesquisa.

Os resultados do estudo de casos para tubos selados a vácuo com  $L = 1,42$  m e  $d = 0,034$  mm, com inclinação de  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $60^\circ$  submetidos a um fluxo de calor de 75 W, indicaram que:

- o início da transição entre regime laminar e regime turbulento ocorre para temperatura entre 330 K e 340 K para  $\theta = 30^\circ$ , entre 310 K e 315 K para  $\theta = 45^\circ$  e entre 305 K e 310 K para  $\theta = 60^\circ$ ;
- o valor da temperatura de operação para o limiar do regime turbulento decai de acordo com o acréscimo do ângulo de inclinação do tubo.
- as quedas da vazão mássica observadas nos perfis, caracterizam as golfadas que adentram o tubo;
- a vazão mássica média não aumenta uniformemente com o acréscimo da temperatura de operação;
- o acréscimo de temperatura do escoamento ascendente decai de acordo com o aumento da temperatura de operação;
- a correlação de Budihardjo et al. (2007) para vazão mássica é condizente apenas com regimes laminares.

A identificação do limiar do regime turbulento em tubos a vácuo sujeitos a outras condições de operação como: diferentes dimensões do tubo, fluxo de calor e incidência da irradiância, são sugestões de continuidade deste trabalho. Também é uma proposta futura analisar a influência do escoamento intermitente no desempenho térmico do sistema, pois ao passo que a turbulência aumenta a troca de calor, a intermitência interfere na vazão mássica do sistema. Desta forma poderiam ser verificados mecanismos e configurações que atenuem tal regime.

## REFERÊNCIAS

- Budihardjo, I., Morrison, G. L., Behnia, M., 2007. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors, *Solar Energy*, vol. 81, pp. 1460-1472.
- MME., 2014. Consumo de Energia no Brasil – Análises Setoriais, Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/mercado/Documents/S%C3%A9rie%20Estudos%20de%20Energia/DEA%2010-14%20Consumo%20de%20Energia%20no%20Brasil.pdf>> Acesso em: 15 Jun. 2017.
- Oliveski, R. C., Krenzinger, A. Oliveira, L. L. M. Estudo do Comportamento de Coletores Solares Tubulares a Vácuo Operando em Transferência Direta. IV Congresso Brasileiro de Energia Solar e V Conferencia Latino-Americana da ISES – São Paulo, 18 a 21 de setembro de 2012.
- Oliveski, R. C., Souza, F. R., Krenzinger. Evacuated Tube Collectors - Influence of Thermophysical Properties in Numerical Simulations by CFD. IEEE LATIN AMERICA TRANSACTIONS, VOL. 13, NO. 1, JAN. 2015
- Oliveski, R. C., Dalla Corte, M., Krenzinger. ANÁLISE TRANSIENTE DO PROCESSO DE AQUECIMENTO EM TUBOS A VÁCUO. VI Congresso Brasileiro de Energia Solar – Belo Horizonte, 04 a 07 de abril de 2016.
- Pereira, E. B., Martins, F. R., Abreu, S. L., Rüther, R., 2006, Atlas brasileiro de energia solar, INPE, São José dos Campos, pp. 51-52.
- Souza, F. R. O., 2013. Estudo numérico de características de escoamento e transferência de calor em coletor solar de tubo evacuado, Dissertação de mestrado, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo.

## NUMERICAL STUDY OF LIMIT CONDITIONS FOR TURBULENT FLOW IN A EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTOR SUBJECT TO DIVERSE CONDITIONS

**Abstract.** *Solar liquid heating systems with evacuated tube collectors offer a high performance compared to other solar heating systems. In these systems the water flow occurs by natural convection. However, some operating conditions cause the recirculation of the fluid, disfavoring the heat transfer cycle in the solar collectors. In further use conditions, the water properties may increase those unfavorable flows, promoting a turbulent cycle in the tubes. This paper study the heat transfer mechanisms related with this kind of solar collector by the computational fluid dynamics. The numerical model was validated based on the literature and the case study focus on the temperature variation in the evacuated tube, to identify the transition point from laminar to turbulent flow inside the tube. The temperature and velocity fields are presented, as well the mass flow profiles. The case results show that the turbulent flow in tube inclination of  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  and  $60^\circ$ , start between the operation temperatures of 330K and 340K, 310K and 315K, 305 K and 310 K respectively, for a heat transfer rate of 75W.*

**Key words:** *Solar Collectors, Evacuated Tube, Numerical Simulation, Computational Fluid Dynamics*