



CONVECÇÃO MISTA EM UM TANQUE CILÍNDRICO VERTICAL: ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL

Rejane C. Oliveski

Arno Krenzinger

Horácio A. Vielmo

Universidade Federal do Rio Grande do Sul –PROMEC

GESTE – Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos

Rua Sarmento Leito, 425 - CEP 90.050-170, Porto Alegre RS, Brasil

E-mail:decesaro@vortex.ufrgs.br

Resumo. *Este trabalho apresenta uma análise numérico - experimental dos campos de velocidade e temperatura no interior de um reservatório sujeito à convecção mista. A análise numérica é realizada com um modelo bidimensional transiente, em coordenadas cilíndricas, empregando o Método dos Volumes Finitos. O fenômeno da turbulência é abordado através do modelo para baixos números de Reynolds de Launder e Sharma (1974). As temperaturas de entrada da água no reservatório, e do ar ambiente, são prescritas no contorno através de polinômios. Estes polinômios têm como argumento a variável tempo e são originários de experimentos realizados em laboratório, que também definiram as demais condições de contorno e iniciais. As simulações numérica e experimental mostram uma excelente concordância entre si.*

Palavras-chave: Tanques de acumulação, Convecção mista, Simulação experimental e numérica, Modelo de turbulência.

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de aquecimento de líquidos, para diversas finalidades, usualmente empregam armazenamento para otimizar seu funcionamento. Particularmente em sistemas solares de aquecimento, devido a natureza intermitente da radiação solar, o armazenamento é fundamental para garantir o aproveitamento da energia também no período noturno ou no dia seguinte (Duffie & Beckman, 1991).

Quando os circuitos de aquecimento e reposição estão inoperantes ocorre apenas o processo de convecção natural no interior do reservatório. Como exemplos de investigações numéricas neste regime, em tanques cilíndricos verticais, pode-se citar os trabalhos de Huang & Hsieh (1987), Reindl, Beckman & Mitchell (1992), Vatajuk & Pimenta (1995) e Bandini & Vielmo (1998), porém com condições de contorno diferentes entre si.

Ao simularem-se casos mais reais, onde estes reservatórios estão ligados a um circuito hidráulico, a escolha do modelo de turbulência é a primeira dificuldade adicional encontrada na simulação numérica. Todos os modelos de turbulência (κ - ϵ , κ - ω , modelo de grandes escalas, tensões de Reynolds) possuem coeficientes empíricos obtidos para uma determinada geometria e/ou situação hidrodinâmica. Infelizmente não existem tantos modelos de turbulência eficientes quanto o número de situações térmicas e hidrodinâmicas criadas na engenharia. Como exemplos de testes de modelos de turbulência em regime de convecção natural podem ser citados os trabalhos de Davidson (1990), Barakos & Mitsoulis (1994), Rocha & Nieckele (1997), Vatauvuk & Pimenta (1997), Oliveski et al. (1998). Os três primeiros trabalhos são executados com cavidades retangulares fechadas, impondo às paredes laterais destas um gradiente elevado de temperatura, enquanto que os dois últimos são formulados para tanques cilíndricos verticais. Como condição de contorno, Vatauvuk & Pimenta utilizam fluxo de calor prescrito e constante na parede do reservatório, e Oliveski et al. utilizam a condição de terceira espécie.

Davidson (1990) e Barakos & Mitsoulis (1994) utilizam o ar como fluido de trabalho e ambos fazem comparações entre modelos de turbulência. Davidson compara um determinado modelo com dados experimentais e propõem modificações. Estas modificações, aparentemente bem aceitas, deram origem ao chamado modelo de Davidson.

Vatauvuk & Pimenta (1997) utilizam o modelo de turbulência para baixos números de Reynolds de Launder & Sharma (1974), citando o problema da relaminarização. Os autores dizem que a falta de dados experimentais os impossibilitaram de concluir se a relaminarização era uma questão física ou um problema decorrente do modelo de turbulência.

Para investigar o comportamento de metais líquidos Rocha & Nieckele (1997) utilizaram o modelo κ - ϵ para baixos números de Reynolds de Davidson (1990), com formulação permanente. Os resultados numéricos obtidos por Rocha & Nieckele ajustam-se perfeitamente aos dados experimentais por eles escolhidos.

Modelos de turbulência sendo testados em regime de convecção mista podem ser encontrados em Cotton & Jackson (1990), Fedorov & Viskanta (1997) e Spall (1998). Os dois primeiros tratam da convecção mista turbulenta em placas planas verticais. Nestes dois trabalhos o fluido utilizado é o ar, a classe do modelo de turbulência escolhido é o de baixos números de Reynolds e o problema da relaminarização é discutido. Segundo estes autores, para esta classe de modelo de turbulência, faz-se necessário utilizar uma condição inicial da energia cinética turbulenta (κ) e dissipação da energia cinética turbulenta (ϵ) bastante favorecida em relação à realidade física e que, caso isso não seja feito, ocorrerá a relaminarização ou a turbulência não será desenvolvida. Cotton & Jackson utilizam o modelo de Launder & Sharma enquanto que Fedorov & Viskanta apenas citam a classe do modelo utilizado que é o de baixos números de Reynolds.

Spall (1998) simulou a convecção mista turbulenta em um tanque cilíndrico vertical utilizando água como fluido de trabalho. A alimentação era feita junto à base do tanque e em todo o perímetro circunferencial, enquanto que a água dispunha de toda a área do topo para escoar. Neste trabalho Spall testou dois modelos de turbulência: o chamado κ - ϵ tradicional e o de tensões de Reynolds. Nele o autor compara os resultados obtidos com o uso desses dois modelos de turbulência sobre a espessura do degrau térmico. Também são investigadas as conseqüências da utilização dos esquemas de interpolação Power Law e QUICK sobre o degrau térmico.

O presente trabalho é ambientado em sistemas de aquecimento de água por energia solar. Simula-se numérica e experimentalmente o comportamento térmico e hidrodinâmico de um tanque cilíndrico vertical, contendo água como fluido de trabalho e sendo submetido ao

regime de convecção mista. Com a abordagem numérica pretende-se investigar a adequação do modelo de turbulência de Launder & Sharma (1974) a este tipo de aplicação.

2. ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Foi utilizado um tanque cilíndrico vertical não pressurizado de aço inoxidável. Este tanque possui 0,57 m de altura, 0,21 m de raio e 1 mm de espessura de parede. No circuito hidráulico de renovação d'água do reservatório foi utilizada uma bomba, um medidor de vazão com $\pm 0,013$ l/min de incerteza e um aquecedor elétrico de passagem de 1000 W, conforme mostra o diagrama esquemático da Fig. 1.

Os tubos que ligam o aquecedor ao reservatório e o reservatório à bomba possuem 10 mm de diâmetro interno, com 1 mm de parede.

O tubo vertical que alimenta o reservatório possui um comprimento de 0,7 m, que corresponde a aproximadamente 70 diâmetros. Este cuidado foi tomado com o objetivo de possibilitar que o escoamento chegue ao reservatório com um perfil desenvolvido e simétrico, visando a simulação numérica.

Para monitorar a temperatura da água utilizaram-se 29 termopares de cobre-constantan de 0,125 mm de diâmetro, com uma incerteza de $\pm 0,5$ °C. Destes, um mede

a temperatura com que a água chega ao reservatório, vinda do aquecedor, e o restante medem as temperaturas no interior do reservatório. Estes 28 termopares foram divididos em dois feixes verticais com 14 termopares cada um. Estes feixes estavam distantes aproximadamente 0,3R e 0,8R do centro do tanque, sendo R o raio do reservatório. Detalhes de fixação e aferição dos termopares podem ser encontrados em Oliveski et al. (1997).

O reservatório é isolado com lã de vidro e é apoiado em uma base de madeira, conforme pode ser visto na Fig. 1. Para evitar perdas por evaporação, a superfície d'água recebe uma cobertura com plástico bolha.

3. ABORDAGEM NUMÉRICA

As equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, em coordenadas cilíndricas, são as equações que governam o problema. Estas equações são bem conhecidas e por isso não serão apresentadas, podendo ser encontradas em White (1994).

Em todos os termos das equações considera-se ρ variável com a temperatura, ou seja, não é empregada a aproximação de Boussinesq.

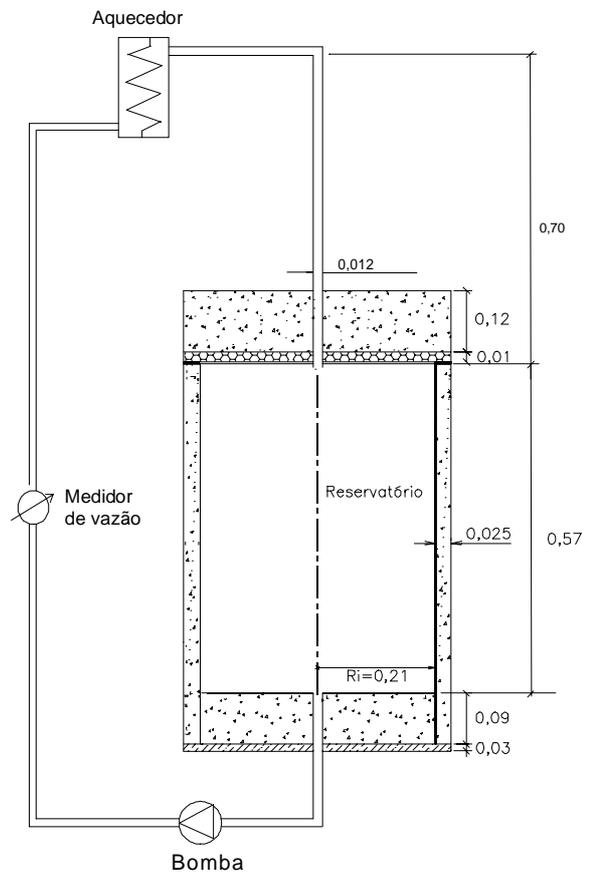


Figura 1 - Esquema do circuito hidráulico e detalhes mecânicos do reservatório.

[dimensões em m]

O modelo de turbulência utilizado é o de Launder & Sharma (1974), o qual utiliza uma equação para a energia cinética turbulenta (κ) e outra para a dissipação modificada ($\hat{\varepsilon}$) da energia cinética turbulenta. As equações deste modelo transformadas em coordenadas cilíndricas foram obtidas do trabalho de Vatauvuk & Pimenta (1997) e são listadas a seguir:

$$\rho \left[\frac{\partial \kappa}{\partial t} + u \frac{\partial \kappa}{\partial z} + v \frac{\partial \kappa}{\partial r} \right] = \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial r} \right] + (P_\kappa + G - \varepsilon) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho \left[\frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial t} + u \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial z} + v \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial r} \right] = & \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial r} \right] + \\ & + C_1 f_1 \frac{\hat{\varepsilon}}{\lambda} (P_\kappa + G) - C_2 f_2 \frac{\hat{\varepsilon}^2}{\kappa} + \rho E \end{aligned} \quad (2)$$

onde: f_1 e f_2 são funções de amortecimento, P_κ o termo de produção da energia cinética turbulenta, G é o termo relativo ao empuxo, C_1 e C_2 são constantes do modelo. Estes termos são apresentados abaixo.

$$P_\kappa = v_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{v}{r} \right)^2 \right] \quad (3)$$

$$D = 2 \left[\left(\frac{\partial \sqrt{\kappa}}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial \sqrt{\kappa}}{\partial z} \right)^2 \right] \quad G = -\beta g \frac{v_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial z} \quad E = 2v_t v_t \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$\varepsilon = \hat{\varepsilon} + D \quad \mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{\kappa^2}{\hat{\varepsilon}} \quad v_t = \mu_t / \rho \quad R_t = \kappa^2 / v \hat{\varepsilon} \quad (5)$$

$$f_\mu = \exp \left[\frac{-3.4}{(1 + R_t/50)^2} \right] \quad , \quad f_1 = 1 \quad , \quad f_2 = 1 - 0.3 \exp(-R_t^2) \quad (6)$$

onde: $C_\mu = 0,09$, $\sigma_\kappa = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_1 = 1,44$, $C_2 = 1,92$ e $\sigma_T = 0,9$

3.1. Metodologia

A solução numérica é obtida através da discretização das equações de conservação em Volumes Finitos, conforme descrito por Patankar (1980). É empregado o SIMPLEC para o acoplamento pressão-velocidade, conforme Van Doormaal & Raithby (1984). O esquema Power Law (Patankar, 1979) é utilizado para interpolação nas faces dos volumes de controle. Os sistemas de equações resultantes são resolvidos através do TDMA. Utilizou-se como critério de convergência o resíduo normalizado da conservação da massa, estipulado em 10^{-4} . Com o objetivo de acelerar a convergência, levando para o interior do domínio a influência das condições de contorno, foi utilizada a correção em bloco para o cálculo das componentes de velocidade e da temperatura.

3.2 Condições de contorno

Hidrodinâmicas. Para as equações do movimento foram adotadas as condições de impermeabilidade e não deslizamento em todas as paredes, com exceção da linha de simetria que possui tensão de cisalhamento nula, e dos canais de entrada e saída do tanque. Na entrada do tanque é prescrito um perfil de velocidades desenvolvido e simétrico, segundo os experimentos. Esta mesma condição foi usada para prescrever a velocidade axial na sua saída.

Os registros experimentais da vazão apresentam uma pequena dispersão dos valores. A média desses valores é de 0,633 l/min e o desvio quadrático médio em relação à média é de $\pm 0,006$ l/min. Por se tratar de uma dispersão muito pequena e não apresentar um tendência definida, foi utilizado o valor médio da vazão durante toda a simulação.

Quanto ao modelo de turbulência, para a região de entrada da água adotaram-se as relações apresentadas em Spall (1998): $\kappa = 1,5 (U_m I)^2$, $\hat{\varepsilon} = C_\mu^{0,75} \kappa^{1,5} / D$, onde I é a intensidade de turbulência, $C_\mu = 0,09$ e D o diâmetro interno do tubo de alimentação. No centro do reservatório é assumida a condição de simetria para estas duas propriedades. Nas paredes utilizou-se a condição de contorno prescrita e igual a zero para as duas propriedades (κ e $\hat{\varepsilon}$).

Térmica. Para a equação da energia o domínio computacional é estendido até o isolamento térmico, incluindo a parede metálica. É utilizada a condição de contorno de terceira espécie, ou seja, todas as paredes do tanque (lateral, base e topo) sofrem ação da convecção externa, com um coeficiente médio $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, típico destas configurações.

Os registros experimentais de temperatura são feitos minuto a minuto. A temperatura ambiente, que é condição de contorno do problema térmico juntamente com o coeficiente de troca por convecção, foi ajustada com uma função polinomial, conforme pode ser visto na Fig.2. O uso do polinômio se justifica como uma ferramenta que permite desvincular o intervalo de tempo utilizado na simulação daquele utilizado no procedimento experimental. É muito simples com o polinômio, a cada novo intervalo de tempo, calcular a condição de contorno mais próxima à condição experimental. Desprezar as pequenas variações observadas experimentalmente poderia in-

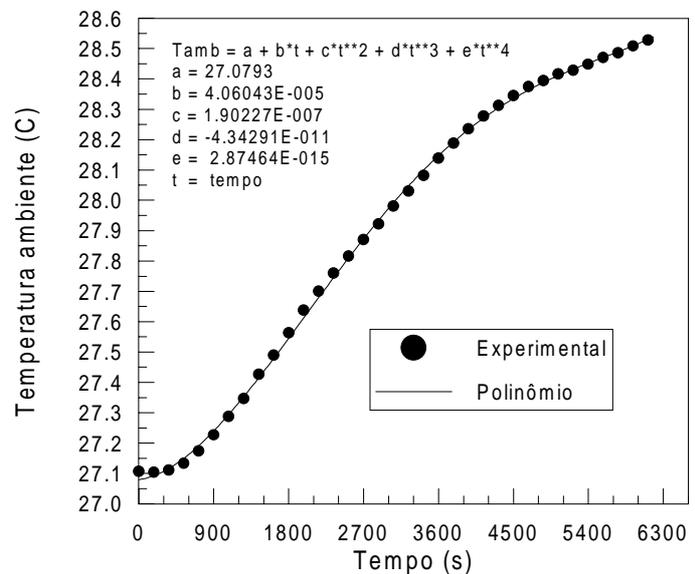


Figura 2 - Variação da temperatura ambiente ao longo do tempo.

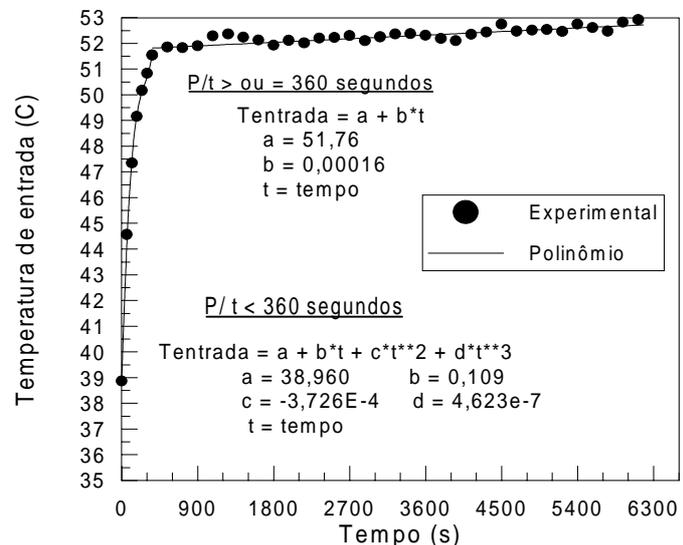


Figura 3 - Variação da temperatura de entrada d'água ao longo do tempo.

troduzir maiores incertezas no resultado numérico.

A temperatura de entrada da água no reservatório é medida com um termopar inserido imediatamente antes da saída do tubo de alimentação d'água. A Fig. 3 mostra a variação desta temperatura com o tempo. Nela pode-se observar um elevado gradiente térmico entre o instante inicial e os seis primeiros minutos. Após este estágio, fortemente transiente, a temperatura permanece praticamente inalterada. Para o caso estudado estas variações são implementadas através de dois polinômios, cujos coeficientes e limites de tempo são mostrados na Fig.3.

3.3 Condições iniciais

Como condição inicial utilizou-se campo de velocidades nulo, e campo de temperaturas isotérmico, fornecido pela leitura dos termopares.

Como condição inicial para κ utilizou-se um valor pequeno e igual a $\kappa_0 = 10^{-6} U_m^2$, conforme sugerido por Spall (1998), e um correspondente valor para a dissipação da energia cinética turbulenta ($\hat{\epsilon}_0 = C_\mu^{0,75} \kappa^{1,5} / D$).

A média entre a temperatura média de entrada da água e a temperatura inicial foi utilizada para determinar as propriedades termofísicas da água, exceto para ρ que varia com o tempo e com a temperatura em todo o domínio computacional.

Todos os materiais que compõem a estrutura mecânica e isolamento térmico do reservatório, mostrado na Fig. 1, são considerados na simulação numérica. Os valores utilizados para as propriedades termofísicas desses materiais, estão indicadas na Tab.1.

Tabela 1 - Propriedades físicas dos materiais.

Material	k (W/m K)	ρ (kg/ m ³)	C _p (J/kg K)
Aço inoxidável	13,4	8238	468
Madeira	0,16	510	1380
Lã de vidro	0,039	20	835
Poliestireno expandido	0,04	55	1200

Após alguns testes visando a independência de malha, foram adotados 200 volumes na direção axial de 120 na direção radial. Como o ingresso de água quente está localizado no topo do reservatório e junto ao centro, conforme mostrado na Fig. 1, tem-se a dinâmica de um jato livre, que penetra até uma certa profundidade antes de transferir totalmente a sua quantidade de movimento e trocar calor com o resto da massa de líquido do tanque. Ao mesmo tempo que isto ocorre, por ação da gravidade, o empuxo tende a acomodar o líquido de temperatura mais alta na posição superior do reservatório, criando assim uma região de cisalhamento maior que o diâmetro do tubo de abastecimento d'água. Por este motivo esta região, em função do maiores gradientes de temperatura e velocidade ali presentes, recebeu uma concentração significativa de volumes. Cinquenta por cento dos volumes utilizados na direção radial foram distribuídos em 3 cm, a partir do centro do reservatório, com espaçamento constante de 0,5 mm. O restante do raio teve um refinamento variável e bilateral.

A direção axial, com 200 volumes, recebeu um refinamento unilateral, no topo do reservatório.

4. Resultados e Discussão

“A importância das forças de empuxo na convecção mista é fornecida pela razão entre o número de Grashof e o quadrado do número de Reynolds como $(\Delta\rho gL)/(\rho_o U_o^2)$. Quando esta razão excede a unidade as forças de empuxo predominam em relação às forças de inércia. Esta razão é também chamada de número de Archimedes (Ar)”, Spall, 1998.

Para o problema abordado, U_o é a velocidade média e ρ_o a densidade com que a água chega ao reservatório. L é o diâmetro interno do tubo de alimentação, $\Delta\rho$ a diferença de densidade ($\rho - \rho_o$), onde ρ é a densidade média da água contida no reservatório.

O número de Archimedes assim calculado é da ordem de 0,04 indicando a predominância das forças de inércia neste experimento. O número de Reynolds deste problema ($Re = \rho_o U_o L / \mu_o$) é da ordem de 2200, enquanto que o número de Pr inicial igual a 6,0.

O passo de tempo adotado, em função da resolução temporal necessária, e também visando uma boa taxa de convergência, é de 1 s. Todos os resultados referem-se ao mesmo experimento.

Na Fig. 4 apresentam-se os resultados da temperatura ao longo de sua altura em intervalos de 20 minutos. As curvas desta figura são caracterizadas por um elevado degrau térmico. Este degrau térmico é localizado em diferentes níveis do tanque, e varia com o tempo. À medida que a água quente é injetada no topo do reservatório e o mesmo volume d'água fria sai pela base, o degrau térmico desloca-se para regiões mais baixas do tanque. Este fato pode ser observado também na Fig. 5a-c. Mesmo avançando, o degrau térmico mantém praticamente constante o seu gradiente médio na direção axial. Pode-se observar também a boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos.

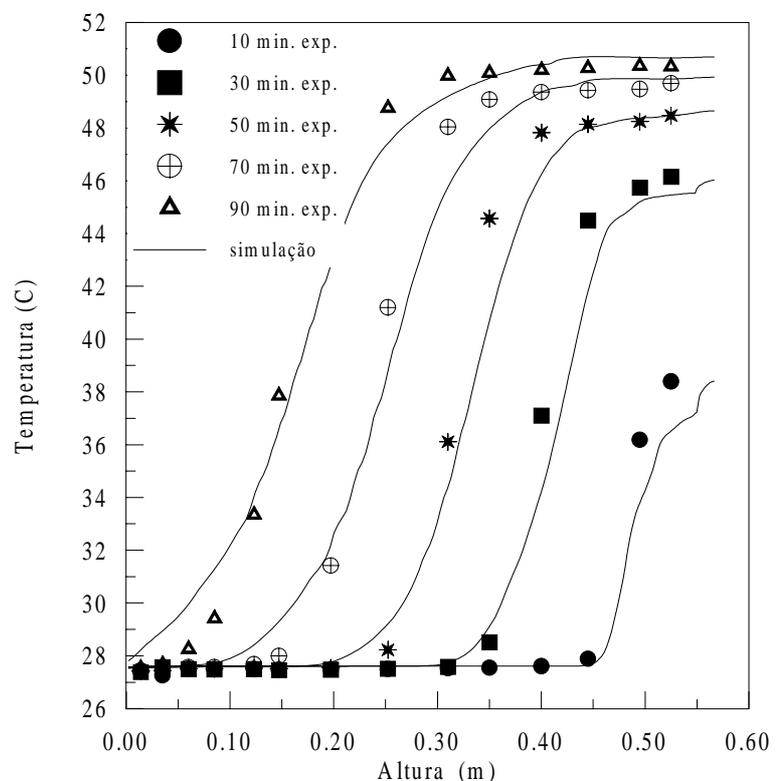


Figura 4 - Variação da temperatura do reservatório com a altura e em relação ao tempo.

Nas Fig. 5 a-c estão representadas as isoterms referentes aos tempos de 10, 50 e 90 minutos. No canto superior esquerdo da Fig. 5a tem-se uma boa visão dos fortes gradientes térmicos provocados pelo jato de entrada, o qual está localizado no centro do reservatório. Nesta região existem gradientes térmicos nas duas direções (axial e radial). Logo abaixo desta, encontra-se um gradiente apenas na direção axial e mais atenuado em relação ao anterior, seguindo-se um volume de aproximadamente 2/3 do volume do reservatório o qual permanece com a temperatura inicial. Após 50 minutos, os efeitos térmicos provocados pelo jato de entrada já não são tão representativos, conforme pode ser visto na Fig. 5b. Os efeitos hidrodinâmicos continuam presentes mas também mais atenuados pois o empuxo se torna

menos significativo com o tempo. Na Fig. 5c, para o tempo de 90 minutos, pode-se observar que o tanque está dividido em duas regiões. A metade superior do reservatório está praticamente com temperatura homogênea enquanto que a metade inferior é caracterizada por um gradiente mais tenuous em relação ao tempos anteriores.

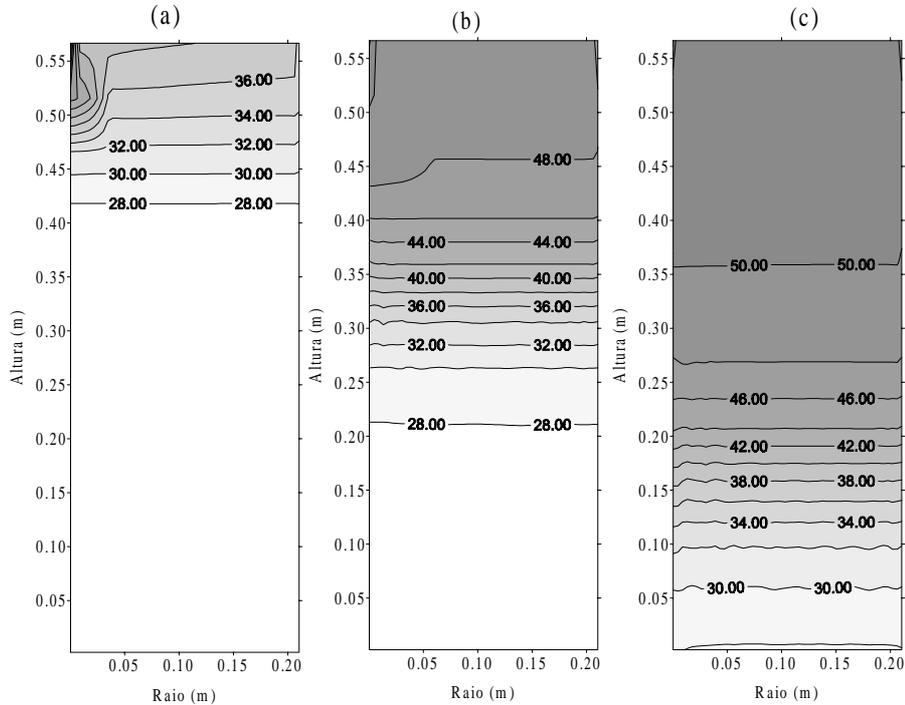


Figura 5 - Isotermas para os tempos de 10 (a), 50 (b) e 90 (c) minutos.

A relação de viscosidade turbulenta em relação à viscosidade molecular em todo domínio computacional pode ser vista na Fig. 6a-b para os tempos de 30 e 70 minutos respectivamente. Nestas figuras observa-se que na região de entrada d'água a viscosidade turbulenta é muito maior que a viscosidade molecular, e que a maior parte do volume do reservatório é caracterizada pelo regime laminar. Com relação a esta grande região laminar não se pode dizer que houve relaminarização, pois a intensidade de turbulência ali encontrada é da ordem da intensidade de turbulência utilizada como condição inicial, ou seja, praticamente zero.

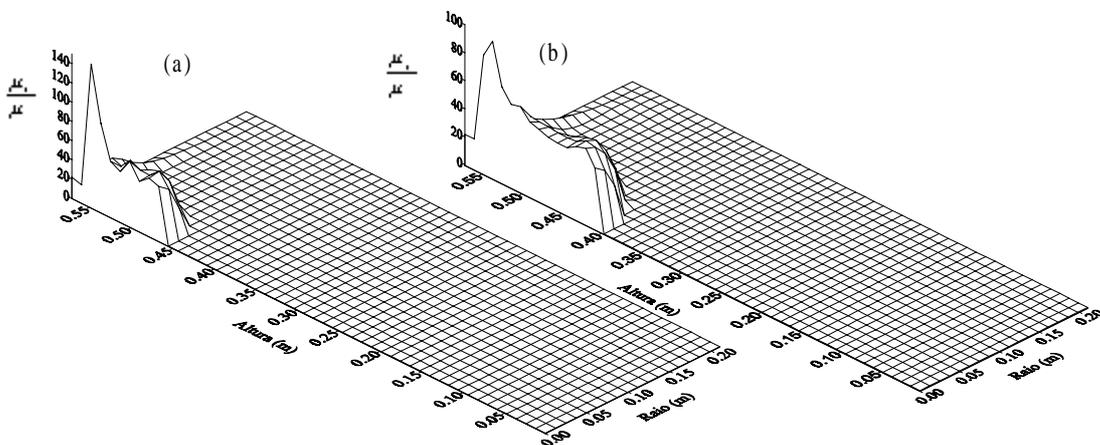


Figura 6 - Campo de viscosidade turbulenta para os tempos de 30 (a) e 70 (b) minutos.

Pode-se também observar nesta figuras que a viscosidade turbulenta utilizada como condição de contorno na região de entrada é aproximadamente 20 vezes maior que a viscosidade molecular e que em alguns pontos a viscosidade turbulenta atinge valores 5 vezes maiores que o valor utilizado como condição de contorno, ou seja, 100 vezes o valor da viscosidade molecular. Portanto pode-se dizer que houve um desenvolvimento da turbulência durante a simulação.

5. Conclusões

No topo do reservatório e junto ao centro é localizada a entrada d'água. Esta região é fortemente influenciada pelo jato de entrada, o qual produz gradientes térmicos e hidrodinâmicos elevados, impondo ali um escoamento com características turbulentas. Mesmo assim a maior parte do volume do reservatório fica praticamente insensível a este fato e com isso tem-se como característica um regime laminar.

À medida que o tempo passa o degrau térmico, formado pela diferença de temperatura de entrada da água e temperatura inicial, vai avançando em direção à base do reservatório, indicando assim a necessidade de um refinamento de malha bastante significativo em toda a direção axial.

O modelo de turbulência de Launder & Sharma (1974) é usado para modelar o escoamento. Pelos resultados de viscosidade turbulenta pode-se dizer que este modelo é capaz de reproduzir simultaneamente regiões laminares e turbulentas sem que seja necessário informar o limite espacial destas regiões.

Os resultados numéricos de temperatura na direção axial do reservatório indicam uma boa concordância com os resultados experimentais.

Agradecimentos. Os autores agradecem ao apoio financeiro da CAPES e do CNPq para o desenvolvimento deste trabalho.

Referências

- Bandini, M.A; Vielmo, H.A., 1998, Numerical analysis of velocity and temperature fields in storage tanks of solar thermal systems, *Renewable Energy*, vol. 15-16, pp. 2080-2083.
- Barakos, G. & Mitsoulis, E., 1994, Natural convection flow in a square cavity revisited: laminar and turbulent models with wall functions, *Int. J. Numerical Methods in Fluids*, vol. 18, pp. 695-719.
- Cotton, M. A. & Jackson, J. D., 1990, Vertical tube air flows in the turbulent mixed convection regime calculated using a low - Reynolds - number κ - ϵ model, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 33, n. 2, pp. 275-286.
- Davidson, L., 1990, Calculation of the turbulence buoyancy - driven flow in a rectangular cavity using an efficient solver and two different low Reynolds number κ - ϵ turbulence models, *Numerical Heat Transfer*, vol. 18, part A, pp. 129-147.
- Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1991, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, New York.
- Fedorov, A. G. & Viskanta, R., 1997, Turbulent natural convection heat transfer in an asymmetrically heated, vertical parallel - plate channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, n. 16, pp. 3849-3860.

- Huang, D-Y & Hsieh, S-S, 1987, Analysis of natural convection in a cylindrical enclosure, Numerical Heat Transfer, vol. 12, pp. 121-135.
- Launder, B. E. & Sharma, B. I., 1974, Application of the energy - dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc, Letters in Heat and Mass Transfer, vol. 1, pp. 131-138.
- Oliveski, R. C., Krenzinger, A., Vielmo, H. A. & Prieb, C. W. M., 1997, Análise numérico - experimental da distribuição de temperatura em um reservatório de água quente, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Dezembro, Bauru, em CD-ROM.
- Oliveski, R. C., Krenzinger, A., Vielmo, H. A. & Prieb, C. W. M., 1998, Convecção natural no interior de um tanque cilíndrico vertical - Simulação experimental e numérica, MERCOFRIO98 - Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, Setembro, Porto Alegre, em CD-ROM.
- Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York, 1980.
- Reindl, D. T., Beckman, W. A. & Mitchell, J. W., 1992, Transient natural convection in enclosures with application to solar thermal storage tanks, Solar Engineering, vol. 2, pp. 1143-1148.
- Rocha, L. J. C. & Nieckele, A. O., 1997, Convecção natural turbulenta de metais líquidos em cavidades fechadas, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Dezembro, Bauru, em CD-ROM.
- Spall, R. E., 1998, A numerical study of transient mixed convection in cylindrical thermal storage tanks, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 41, n.13, pp. 2003-2011.
- Van Doormaal, J. P. & Raithby, G. D., 1984, Enhancements of the Simple method for predicting incompressible fluid flows, Numerical Heat Transfer, vol. 7, pp. 147-163.
- Vatavuk, P. & Pimenta, M. M., 1995, Convecção Natural em Regime Transitório no Interior de um Recipiente Cilíndrico Vertical, XIII COBEM - Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, Brasil, em CD-ROM.
- Vatavuk, P. & Pimenta, M. M., 1997, Convecção natural transitória turbulenta num recipiente cilíndrico vertical, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Dezembro, Bauru, em CD-ROM.
- White, F. M., 1974, Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, New York.

MIXED CONVECTION IN CYLINDRIC-VERTICAL STORAGE TANKS: A NUMERIC AND EXPERIMENTAL ANALYSIS

Abstract: *This work presents a numeric-experimental analysis of the velocity and temperature fields inside a reservoir under mixed convection conditions. The numerical analysis is performed with a two-dimension transient model, with cylindrical coordinates and Finite Volumes method. The Launder & Sharma (1974) turbulence model for low Reynolds numbers is employed. Polynomials prescribing both the water inlet and ambient temperature are used as boundary conditions. These polynomials are derived from experimental tests. Numerical and experimental simulations were shown to have a good agreement.*

Keywords: Storage tanks, Mixed convection, Experimental and numerical simulation, Turbulence model.